

34.63-52.27

Б-86

В.М. БОЧКОВ, Р.І. СІЛІН, О.В. ГАВРИЛЬЧЕНКО

РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ



УДК 9.067(075.8)

ББК 34.63-5я73

Б 866

Затверджено Міністерством освіти і науки України як підручник для студентів вищих навчальних закладів (лист № 1.4/18-Г-1462.1 від 05.09.2007 р.)

Рецензенти: **Стоцько З. А.**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри НУ “Львівська політехніка”;
Морозов В.О., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Львівського інституту менеджменту;
Козира Д.П., головний конструктор Львівського заводу фрезерних верстатів.

Бочков В.М. Сілін Р.І., Гаврильченко О.В.

Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник /За ред. Сіліна Р.І. – Львів: Видавництво “Бескид Біт”, 2008. – 448 с.
ISBN 966-8450-28-0

У підручнику розглядаються питання проектування металорізальних верстатів і кінематичний розрахунок ступеневих приводів, а також розрахунок деталей та вузлів металорізальних верстатів на міцність, а саме валів і шестірень коробок швидкостей та подач, шпинделів, механізмів прямолінійного руху, базових деталей і напрямних. Висвітлені питання: конструювання гідроприводу, механізмів періодичних рухів, затискання заготовок, керування; випробування, експлуатація, ремонт, модернізація і надійність верстатів, дотримання вимог техніки безпеки у конструкції верстатів.

Підручник призначений для студентів механічних спеціальностей, а також може бути корисним для інженерно-технічних працівників машинобудівних підприємств.

Іл. – 215. Табл. – 58. Бібліогр. 48 назв.

Видано за бюджетні кошти. Продаж заборонено.

ISBN 966-8450-28-0

© Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. 2008
© Видавництво “Бескид Біт”, 2008

ЗМІСТ

ВСТУП	8
ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ	10
1. ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ	12
1.1. Загальні рекомендації по проектуванню	19
1.2. Особливості застосування ЕОМ під час створення металорізальних верстатів.....	22
2. ПРИВОДИ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ	33
2.1. Привід з коробкою швидкостей.....	33
2.2. Електричне ступеневе регулювання.....	36
2.3. Ряди частот обертання шпинделя.....	36
2.3.1. Стандартні значення знаменника ряду.....	39
2.3.2. Стандартні ряди частот обертання, подвійних ходів і подач.....	40
2.4. Кінематичний розрахунок ступеневих приводів.....	41
2.4.1. Графоаналітичний метод визначення передавальних відношень.....	41
2.4.2. Коробки швидкостей і подач зі складеною структурою.....	51
2.4.3. Коробки швидкостей з приводом від багатошвидкісних електродвигунів.....	53
2.4.4. Структури зі змінними шестірнями.....	55
2.4.5. Структури зі зв'язаними колесами.....	56
2.4.6. Структури зі змінними характеристиками груп передач.....	58
2.5. Розрахунок кількості зубців шестірень.....	60
2.5.1. Визначення кількості зубців шестірень методом найменшого кратного.....	60
2.5.2. Аналітичний розрахунок кількості зубців шестірень.....	65
3. ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД	67
3.1. Властивості робочих рідин.....	69
3.1.1. Фізичні властивості рідин.....	69
3.1.2. Енергетичні залежності потоку робочої рідини.....	74
3.2. Витрати робочої рідини.....	76
3.3. Режими протікання рідини по трубопроводу.....	77
3.4. Гідравлічні втрати.....	78
3.5. Гідравлічні насоси.....	81

3.6. Гідроапарати керування	90
3.6.1. Гідравлічні розподільники.....	90
3.6.2. Клапани тиску.....	96
3.6.3. Редуційний клапан	97
3.6.4. Клапан пропорційності	98
3.6.5. Зворотний клапан	101
3.6.6. Гідравлічний дросель.....	102
3.6.7. Регулятор витрат.....	105
3.6.8. Гідроаккумулятори.....	106
3.6.9. Фільтри.....	109
3.7. Гідроциліндри.....	111
3.8. Гідромотори	115
3.9. Поворотні двигуни	116
3.10. Способи регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигунів	117
3.11. Послідовність розрахунку гідроприводу	122
4. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НА МІЦНІСТЬ.....	126
4.1. Розрахунок обертових моментів	127
4.2. Розрахунок модулів зубчастих передач	128
4.3. Оптимізація багатоступеневих приводів за матеріаломісткістю з використанням ЕОМ	144
4.4. Конструктивні параметри зубчастих передач	148
4.5. Конструктивне оформлення коробок швидкостей і подач	155
4.6. Розрахунок валів	158
4.6.1. Розрахунок валів і шпинделів на міцність	159
4.6.2. Розрахунок валів на жорсткість	161
5. ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ ВЕРСТАТІВ.....	167
5.1. Основні вимоги до шпиндельних вузлів.....	167
5.2. Опори кочення шпинделів	168
5.2.1. Тонкошарові гумоометалеві компенсатори.....	170
5.2.2. Специфіка розрахунку шпиндельних підшипників кочення	171
5.2.3. Розрахунок шпинделів на жорсткість	173
5.2.4. Вібростійкість шпинделів	175
5.2.5. Шпинделі на підшипниках кочення.....	178
5.3. Опори ковзання шпинделів	182
5.3.1. Гідродинамічні опори.....	182

5.3.2. Гідростатичні опори.....	188
5.3.3. Опори з повітряним змащуванням	193
5.4. Конструкція і експлуатація шпindelних вузлів.....	195
5.4.1. Матеріали шпindelів і термообробка	197
5.4.2. Механізми автоматичного закріплення різального інструмента.....	197
6. МЕХАНІЗМИ ПРЯМОЛІНІЙНИХ РУХІВ.....	202
6.1. Привід головного прямолінійно-зворотного руху	202
6.1.1. Привід з кулісним механізмом.....	202
6.1.2. Рейковий привід	206
6.2. Привід подачі.....	212
6.2.1. Вибір електродвигуна	212
6.2.2. Забезпечення беззазорності рухомих з'єднань.....	214
6.3. Тягові пристрої приводу подач.....	217
6.3.1. Призначення і класифікація тягових пристроїв	217
6.3.2. Передача гвинт-гайка ковзання	218
6.3.3. Передача гвинт-гайка кочення.....	220
6.3.4. Гідростатична передача гвинт-гайка	230
6.3.5. Кулачкові механізми.....	234
6.3.6. Електромагнітні механізми.....	238
6.3.7. Пристрої мікропереміщень.....	240
7. БАЗОВІ ДЕТАЛІ І НАПРЯМНІ	247
7.1. Призначення базових деталей і напрямних	247
7.2. Конструктивні форми базових деталей.....	248
7.3. Матеріали для базових деталей.....	250
7.3.1. Методи стабілізації розмірів чавунних виливок.....	251
7.4. Розрахунок базових деталей.....	256
7.5. Класифікація напрямних	260
7.6. Напрямні ковзання	261
7.6.1. Колові напрямні	263
7.6.2. Гідродинамічні і гідростатичні напрямні.....	263
7.6.3. Пристрої для регулювання зазорів у напрямних ковзання	266
7.6.4. Розрахунок напрямних ковзання	267
7.7. Напрямні кочення.....	270
7.8. Захисні пристрої для напрямних	272

8. МЕХАНІЗМИ ДЛЯ ЗДІЙСНЕННЯ ПЕРІОДИЧНИХ РУХІВ.....	274
8.1. Реверсивний привід, який вмикається періодично.....	274
8.2. Привід з однообертовою муфтою.....	276
8.2.1. Самовимикальна однооберткова муфта.....	277
8.3. Привід з мальтійським механізмом.....	278
8.3.1. Основні кінематичні залежності мальтійського механізму.....	279
8.4. Приводи з храповим механізмом.....	281
8.5. Поршневі приводи.....	283
8.6. Крокові електродвигуни.....	284
8.7. Механізми фіксування.....	286
9. МЕХАНІЗМИ КЕРУВАННЯ ВЕРСТАТАМИ.....	294
9.1. Запобіжні пристрої.....	301
9.2. Гальмівні пристрої.....	313
9.3. Механізми для змінення напрямку руху робочих органів.....	314
9.4. Загальні відомості про верстати з програмним керуванням.....	316
9.4.1. Способи задання програми в аналоговому вигляді.....	316
9.4.2. Циклове програмне керування верстатами.....	318
9.4.3. Числове програмне керування.....	319
9.4.4. Умови раціонального використання і основні переваги верстатів з ЧПК.....	328
9.4.5. Системи координат верстатів з ЧПК.....	330
9.5. Елементи пристроїв числового програмного керування.....	332
9.5.1. Пристрої введення програм.....	332
9.5.2. Датчики зворотного зв'язку.....	335
10. МЕХАНІЗМИ ЗАТИСКАННЯ ЗАГОТОВОК.....	345
10.1. Класифікація механізмів затискання заготовок.....	345
10.2. Механізми затискання симетричних заготовок.....	349
10.2.1. Розрахунок цангового механізму затискання.....	353
10.2.2. Затискні самоцентрувальні патрони.....	367
10.3. Механізми затискання заготовок довільної форми.....	369
11. СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ, ПРИСТРОЇ ДЛЯ ВІДВЕДЕННЯ СТРУЖКИ.....	370
11.1. Змащування верстатів.....	370
11.2. Системи змащування і охолодження під час різання.....	374
11.3. Пристрої для відведення стружки.....	378

12. ВИПРОБУВАННЯ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ	381
12.1. Перевірка верстатів на геометричну точність	382
12.2. Перевірка верстатів на кінематичну точність	386
12.3. Випробування верстатів на жорсткість	387
12.4. Випробування верстатів на вібростійкість	389
12.5. Перевірка верстатів на шум.....	391
13. ЕКСПЛУАТАЦІЯ, РЕМОНТ І МОДЕРНІЗАЦІЯ ВЕРСТАТІВ	393
13.1. Експлуатація верстатів.....	393
13.2. Ремонт верстатів.....	395
13.2.1. Встановлення граничних зношень і термінів служби деталей верстатів.....	399
13.2.2. Способи виявлення дефектів і відновлення деталей	400
13.3. Модернізація верстатів	408
13.3.1. Способи підсилення слабких ланок	411
14. НАДІЙНІСТЬ ВЕРСТАТІВ.....	413
14.1. Основні поняття надійності.....	413
14.2. Формування показників надійності.....	414
14.3. Розподіл напрацювань на відмову.....	416
14.4. Показники надійності відновлюваних об'єктів.....	418
14.5. Зношування деталей.....	422
14.6. Пошкодження деталей.....	425
14.7. Забезпечення надійності під час проектування.....	427
14.8. Забезпечення структурної надійності	429
15. ДОТРИМАННЯ ВИМОГ ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ У КОНСТРУКЦІЯХ ВЕРСТАТІВ.....	433
ВИСНОВКИ	439
ДОДАТКИ.....	441
ЛІТЕРАТУРА	445

ВСТУП

Сучасне металообробне обладнання – це високо розвинуті машини. За конструкцією і призначенням важко знайти більш різноманітні машини, ніж металорізальні верстати.

Створення оптимальної конструкції сучасного металорізального верстата, можливо тільки у разі автоматизації проектування, оскільки традиційний метод ручного проектування забезпечує лише створення працездатних конструкцій, але не оптимальних. Як відомо, за ручного методу розрахунку і конструювання деталей і вузлів верстатів, робиться низка спрощень і не враховуються усі фактори, не розглядаються усі можливі варіанти конструкції. Застосування електронних обчислювальних машин (ЕОМ) дає змогу збільшити кількість факторів, які розглядаються і дає можливість досягати оптимальних рішень. Але бажаний ефект досягається внаслідок діалогу конструктора, який володіє достатніми знаннями в області розрахунку і конструювання верстатів, і ЕОМ, оскільки це дасть змогу розглянути значну кількість варіантів і вибрати оптимальні розміри і конструкцію.

Під час створення нових верстатів використовуються досягнення верстатобудівної промисловості і наукових досліджень, а також суміжних областей техніки. Наприклад, на конструкцію верстата впливає створення нових типів електродвигунів (високомоментних, регульованих), поява нових датчиків положення, вдосконалення електрогідравлічної і оптичної апаратури, створення нових методів керування від спеціалізованих ЕОМ та ін.

Новостворювані верстати мають бути суспільно доцільними, технічно і естетично досконалими, економічними тощо.

Вдосконалювання сучасних верстатів повинно забезпечувати підвищення швидкості робочих і допоміжних рухів. Застосування композиційних матеріалів для різальних інструментів дає змогу вже сьогодні реалізувати швидкості різання до 1500...2000 м/хв, а швидкість установочних переміщень до 20...30 м/хв.

У металорізальних верстатах широко використовується гідропривід завдяки суттєвим перевагам над іншими видами приводів: висока швидкодія та гнучкість керування обладнанням, простота одержання прямолінійного руху та висока енергомісткість гідродвигунів; можливість одержання значних зусиль та безступеневе регулювання швидкості виконавчих органів. Гідропривід дає змогу зменшити габарити та масу обладнання, легко здійснювати регульований та переналагоджуваний автоматичний цикл верстатів, здійснювати переміщення виконавчих органів з можливістю регулювання його параметрів під час руху за високої точності позиювання.

У зв'язку зі зменшенням величин партій виробів, збільшенням гнучкості та скороченням термінів виконання замовлень переосмислюється питання усієї верста-

тобудівної промисловості, а також створюється нова виробнича стратегія щодо комплексної обробки. Наприклад, токарні багатоцільові верстати оснащуються іншим захватним шпинделем, який розташований напроти головного. Так з'являється можливість завершення обробки деталі з боку відрізання за одночасного початку обробки наступної деталі. Стійкою тенденцією є інтеграція фрезерної, зубонарізної, стругальної, свердлильної та іншої обробки у технологічну токарну комірку. Системи числового програмного керування (ЧПК) такими верстатами дають можливість керувати 5-ма ... 10-ма координатними осями (а інколи і більше).

Багатоцільові верстати забезпечують високий ступінь точності обробки деталей і продуктивність за постійністю технологічних баз, що дає змогу підвищувати точність взаємного розташування оброблених поверхонь.

Фахівці з проектування та експлуатації металорізальних верстатів і автоматів повинні мати широкий світогляд і глибокі знання із усіх основних розділів науки про верстати.

Розробка вузлів багатоцільового верстата, верстата з ЧПК, автомата, напівавтомата або універсального верстата є важливою складовою частиною конструкторської підготовки інженерів-механіків і спрямована на закріплення, узагальнення та поглиблення знань, отриманих студентами в процесі вивчення фундаментальних, загально-інженерних та спеціальних дисциплін.

Підручник складається з п'ятнадцяти розділів. Перший розділ містить загальні питання проектування верстатів. Другий – кінематичний розрахунок ступеневих приводів. Третій – гідравлічний привід верстатів; четвертий – сьомий – конструювання і розрахунок основних механізмів відповідно зубчастих передач, шпиндельних вузлів, механізмів прямолінійних рухів, базових деталей і напрямних. Восьмий – одинадцятий – конструювання допоміжних механізмів, відповідно періодичного руху, керування, затискання заготовок, системи змашування і охолодження. Дванадцятий – п'ятнадцятий – випробування, експлуатація, ремонт, модернізація, надійність і виконання вимог техніки безпеки у конструкціях верстатів. Даний підручник призначений для студентів вищих навчальних закладів як основний, під час вивчення теоретичного матеріалу та виконання дипломних і курсових проектів з дисциплін: “Обладнання автоматизованого виробництва”, “Металорізальні верстати” та інші.

У підручнику використані матеріали експериментального науково-дослідного інституту металорізальних верстатів (Росія), а також роботи провідних вчених у галузі металорізальних верстатів, Пуша В.Е., Пронікова А.С., Волчекевича Л.І., Кочергина А.І., Гусева І.Т., Кузнецова Ю.М.

Автори з вдячністю врахували зауваження та побажання рецензентів щодо підвищення якості підручника. Автори вдячні співробітникам Національного університету “Львівська політехніка” Кузьо І.В., Большакову М.В., Грицаю І.Е., Плешакову Е.І., Кодрі Ю.В., Савчину Б.М., Пістуну І.Е., Юрчишину І.І. за цінні поради та допомогу у поліпшенні цього підручника.

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ

АСКТП	– автоматизована система керування технологічним процесом
АСНД	– автоматизована система наукових досліджень
АСТПВ	– автоматизована система технологічної підготовки виробництва
БА	– блок адаптації
БПС	– блок порівняння сили
БПШ	– блок порівняння шляху
ВК	– вузол керування
ГП	– гідропідсилювач
ГС	– граничний спектр
ДЗЗ	– датчик зворотного зв'язку
ДНАОП	– Державний нормативний акт з охорони праці
ДК	– датчик коливань
ДМ	– датчик обертового моменту
ДС	– датчик сили
ДТ	– датчик температури
ДШ	– датчик шляху
ЕОМ	– електронно-обчислювальна машина
ЕРС	– електро-рушійна сила
ЗЕ	– затискний елемент
ЗМ	– затискний механізм
ЗП	– зчитувальний пристрій
КД	– кроковий двигун
ККД	– коефіцієнт корисної дії
КП	– клинова передача
ЛОТ	– лінійний обертовий трансформатор
МЗ	– муфта затискання
МОР	– мастильно-охолоджувальна речовина
МОТ	– масштабний обертовий трансформатор
ОТ	– обертовий трансформатор
ПЕ	– перетворювач енергії
ПК	– пристрій керування
ПЛ	– пружна ланка
ППЛ	– передавально-підсилювальна ланка
ППМ	– передавально-підсилювальний механізм

Пр	– привід
ПС	– пристрій сили
ПЧПК	– пристрій числового програмного керування
РП	– регульований привід
САПР	– система автоматизованого проектування
СКОТ	– синусно-косинусний обертовий трансформатор
СЧПК	– система числового програмного керування
ФЗП	– фотозчитувальний пристрій
ЦПК	– циклове програмне керування
ЧПК	– числове програмне керування

1. ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Процес проектування полягає у розробці конструкторської документації, необхідної для виготовлення верстата. Згідно ГОСТ 2.103-68 стадії розробки конструкторської документації містять: 1) технічне завдання, яке розробляється на всі верстати, включаючи верстати, які модернізуються; 2) технічна пропозиція; 3) ескізний проект; 4) технічний проект; 5) робочий проект (конструкторська документація). Крім того, у більшості випадків для корекції робочої документації необхідне виготовлення і випробування дослідного зразка, виготовлення установчої серії.

В технічному завданні, яке оформляється згідно ГОСТу 15.001-73 необхідно обґрунтувати доцільність проектування нового верстатного обладнання на основі затверджених типажів, результатів виконаних науково-дослідних і експериментальних робіт, наукового прогнозування, аналізу передових досягнень і технічного рівня вітчизняної і закордонної техніки, вивчення патентних джерел, порівняння його з вже існуючими верстатами для вирішення такого ж або аналогічного виробничого завдання. Технічне завдання має містити ретельне економічне обґрунтування передбачуваної ефективності заново створеного обладнання за критерієм зведених витрат і продуктивності.

В технічному завданні і за його уточнення потрібно відобразити таке [7, 36]:

1. Найменування і умовне позначення верстата і коротка характеристика області його застосування, загальна характеристика об'єкта, у якому буде використовуватися верстат, можливість поставки верстата на експорт.

2. Найменування документа, на основі якого розроблений верстат, організація, яка затвердила цей документ, і дата його затвердження.

3. Експлуатаційне і функційне призначення та перспективність проектованого верстата.

4. Перелік науково-дослідних і інших робіт, обґрунтовуючих необхідність здійснення розробки, перелік експериментальних зразків або макетів, а також інших розробок верстата і його складових частин, на базі яких проектують верстат.

5. Вимоги і норми, які визначають показники якості і експлуатаційні характеристики верстата з врахуванням діючих стандартів і норм. Даний розділ містить такі підрозділи:

а) найменування, кількість і призначення основних складових частин верстата; конструктивні вимоги до верстата і складових частин (габаритні, установні, присднувальні розміри, способи кріплення, регулювання органів керування, відповідність зразкам, види покриття та ін.); маса верстата; вимоги до засобів захисту (від вологи, шкідливих випаровувань, корозії та ін.); вимоги до взаємозамінності верстата і його складових частин; вимоги стійкості до миючих засобів, олив та ін.; вимоги до перешкодозахищеності і виключення перешкод, які впливають на інше обладнання; вимоги до виду і складу запасних частин, інструменту і приладдя;

б) основні технічні параметри верстата (потужність, продуктивність, витрати енергії, ККД, точність, чутливість і інші параметри, які визначають цільове використання верстата), параметри дії проєктованого верстата на спряжене обладнання та ін.;

в) вимоги до довговічності, безвідмовності, зберігання і ремонтпридатності, а також вимоги стійкості до вібрації, впливу зовнішнього середовища.

г) вимоги до виробничої і експлуатаційної технологічності, визначаючи можливість досягнення заданих показників якості верстата в умовах його виготовлення, технічного обслуговування і ремонту за найменшими втратами часу і коштів на виконання робіт і високої продуктивності праці;

д) вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених вузлів (складальних одиниць) і деталей розроблюваного верстата, а також показники рівня уніфікації і стандартизації конструкції;

е) вимоги до забезпечення безпеки монтажу, експлуатації, обслуговування і ремонту (від дії електричного струму і тепла, високочастотних полів, отруйних і вибухових парів, порохів і газів, акустичних шумів та ін.), допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень у відповідності з діючими стандартними нормами та ін.;

є) вимоги технічної естетики, а також ергономічні вимоги (зручність обслуговування, комфортабельність, зусилля, які вимагаються для керування і обслуговування та ін.);

ж) перелік держав, по відношенню яких повинна бути забезпечена патентна чистота верстата;

з) вимоги до складових частин верстата, сировини, мастил, фарб і інших матеріалів, які намічені для застосування у верстаті, а також під час його виготовлення і експлуатації; фізико-хімічні, механічні і інші властивості (міцність, твердість, шорсткість поверхні та ін); обмеження в застосуванні складових частин (включаючи покупні), сировини, матеріалів (в тому числі, які застосовуються під час використання верстата); можливість застосування і обмеження у застосуванні

дефіцитних матеріалів і деталей, які містять ці матеріали; перелік матеріалів, застосування яких недопустиме або небажане; вимоги до вдосконалення і модернізації покупних деталей;

и) умови експлуатації, за яких повинні бути забезпечені використання верстата із заданими технічними показниками; вплив кліматичних умов (температур, вологості, атмосферного тиску, сонячної радіації, агресивних середовищ, порохів і ін.); допустимий вплив механічних навантажень (вібраційних, ударних та ін.); необхідний час підготовки верстата до використання після транспортування і зберігання; вид обслуговування (постійне або періодичне) або допустимість роботи без обслуговування; необхідна кількість і кваліфікація персоналу; параметри обладнання, з якими повинен взаємодіяти розроблюваний верстат, а також вимоги по використанню цього обладнання на випадок виникнення відмов розроблюваного верстата;

і) вимоги до маркування, які наносяться на верстат і тару, в яку він упакований (місце і спосіб нанесення, зміст маркування); можливі варіанти консервації і упакування верстата в залежності від умов транспортування і зберігання; вимоги до консервації і упакування верстата, в тому числі вимоги до тари, матеріалів, які застосовують під час упакування, а також способу упакування; маса верстата;

к) умови транспортування і види транспортних засобів (авіатранспорт, криті чи відкриті вагони, платформи, трюми або палуби кораблів, закриті опалювальні автомашини та ін., необхідність і способи кріплення під час транспортування, відстань транспортування, швидкість пересування; вимоги до необхідного захисту від ударів під час завантаження і розвантаження та ін.; місця зберігання (відкрита площинка, навіс закритий, неопалюваний склад, опалюване приміщення та ін.); умови складання; можливість і термін обслуговування верстата під час зберігання (переконсервування, переоглядання та ін.); терміни зберігання.

6. Орієнтовна економічна ефективність і термін окупності витрат на розробку і освоєння виробництва верстата, лімітна вартість, очікувана річна потреба у верстаті, а також економічна перевага розроблюваного верстата в порівнянні з кращими вітчизняними і закордонними зразками.

7. Необхідні стадії розробки, етапи робіт і терміни їх виконання.

8. Перелік конструкторської документації, яка підлягає узгодженню і затвердженню на окремих стадіях розробки у відповідності з вимогами стандартів ЕСКД, і перелік організацій, з якими потрібно узгоджувати конструкторську документацію, загальні вимоги до приймання роботи на стадіях розробки (кількість виготовлених експериментальних зразків верстата, а також вимог, які

ставляться на приймальні випробування, терміни і місце їх проведення – установа, підприємство та ін.).

9. Додаток: перелік науково-дослідних та інших робіт, які обґрунтовують необхідність виконання розробки; креслення, схеми, описання, обґрунтування, розрахунки та інші документи, які повинні бути використані у разі розробки верстата; перелік зацікавлених установ (підприємств), з якими узгоджують конкретні технічні (конструкторські і технологічні) рішення в процесі розробки верстата; перелік нового технологічного обладнання, яке підлягає розробці у зв'язку з проектуванням верстата за технічним завданням; довідкові та інші матеріали. На стадії технічного завдання художник-конструктор приймає участь в розробці технічного завдання на проектування верстата. Він робить попередній аналіз і формулює художньо-конструкторську проблему.

Технічна пропозиція розробляється за ГОСТом 2.118-73 і є першим етапом проектування верстатного обладнання. За технічним завданням розробляється технічна пропозиція.

Мета технічної пропозиції – визначення доцільності принципової схеми верстата, економічної і технічної доцільності проектування верстата. На базі вихідних даних передпроектної проробки в технічній пропозиції обґрунтовують і уточнюють технічні характеристики: діапазони швидкостей головного приводу, приводу подач і допоміжних переміщень. Вибирають двигуни для приводів робочих органів і обґрунтовують їх раціональну потужність. Додатково проробляються патентні джерела і уточнюють передбачувану економічну ефективність створюваного верстатного обладнання. На етапі технічної пропозиції синтезуються варіанти принципів схем верстата і можливі комбонування як самого верстата, так і всього комплексу верстатного обладнання.

Технічна пропозиція містить такі основні документи:

- креслення загальних видів – зображення верстата і його варіантів, які дають уявлення про комбонувальні і основні конструктивні виконання верстата, взаємодію його механізмів та принципу роботи;
- технологічні карти і таблиці, матеріали, які містять варіанти процесів обробки деталей;
- пояснювальну записку;
- схеми (кінематичні, гідравлічні та ін.), циклограми, графічні і інші пояснювальні матеріали.

Під час розробки технічної пропозиції можна виділити два етапи.

I етап – вивчення: з'ясування кінцевої мети і усіх вимог до оброблених деталей, визначення методів контролю їх якості; визначення параметрів, які

обмежуються технічними вимогами і умовами його використання; перевірка вихідних даних; вивчення інформації і патентних матеріалів; укладання матеріалів огляду і карти технічного рівня;

II етап – розробка проекту: розробка схеми обробки і попереднє визначення габаритних розмірів робочого простору; вироблення уявних варіантів можливих вирішень, прокреслювання конкурентноздатних варіантів конструкції верстата без дотримання масштабу, виконання технологічних розрахунків; аналіз схем, вибір найкращих, прокреслювання у масштабі визначальних місць верстата і виконання перевірених розрахунків на міцність, економічних і інших розрахунків; уточнення висновків, обмежувальних факторів і кінцевої мети; розробка документації на стадії проектування у відповідності з ГОСТом; розробка висновків про доцільність створення верстата і пропозицій; захист поданої документації у замовника; розгляд проекту і його захист на технічній раді в конструкторському бюро та ін.

Ескізний проект виконується за ГОСТом 2.119-73 у випадку, якщо це передбачено технічним завданням або якщо його необхідність з'ясувалась під час розгляду у замовника технічної пропозиції, яка фіксується в протоколі розгляду та узгодження проекту, а також під час розробки особливо складних проектів. Зазвичай технічна пропозиція передує ескізного проекту, але ескізний проект може розроблятися зразу безпосередньо по технічному завданню.

Мета ескізного проекту – розкриття принципової конструкції і технологічної сутності верстата, розкриття визначальних місць, конструктивне або технологічне обґрунтування варіанта, який приймається. Ескізний проект, як і технічна пропозиція, являє собою попереднє (чорнове) проектування. Ці проекти здійснюються з метою встановлення принципових конструкторських або технологічних рішень за виробом або процесом. Коли є необхідність більш детальної проробки варіантів ескізний проект повинен уточнювати компонування верстата, його модулів, основних вузлів, у ньому визначаються схеми, стики, межі або зв'язки між модулями і вузлами. Компонувальні креслення розробляються укрупнено. Але вони повинні давати уяву про принципову конструктивну будову верстата, модулів, вузлів, про ділення верстата на складові частини і про їх взаємну координацію і зв'язок.

Розробка компонувань повинна супроводжуватись і підтверджуватись різноманітними функціональними розрахунками кінематичного, технологічного, силового та іншого характеру. Компонувальні креслення модулів вузлів розробляються на основі компонентувальних креслень верстата, створених на стадії технічної пропозиції або одночасно з розробкою креслень вузлів, причому

здійснюються і частково закінчуються узгодження покупних виробів, коштовних матеріалів, закінчується оформлення заявок на патенти та інше.

На кресленнях наносять необхідні посадочні розміри з допусками, посадками, вказують частоту обертання і швидкості поздовжніх переміщень, наносять ланцюги розмірного узгодження, проставляють дані, які характеризують передачі (модулі, кількості зубців, діаметри шківів та ін.), і прив'язують сусідні вузли. Креслення загальних видів вузлів виконують у необхідній кількості проекцій з перерізами.

Зміст – визначення конфігурації і основних розмірів деталей і їх взаємозв'язки у вузлі, верстаті, розробка загальних видів вузлів і решта технічної документації. Тоді виконують пророблювання зауважень замовника і виготовлювача за попередніми стадіями проектування, видачу завдань співвиконавцям, завдання масштабу виконання загального виду вузла, складання специфікацій і графіка робіт. Розробляють компонувальні креслення верстата, вузлів, конструкцій елементів верстата і деталей, необхідні схеми, технічні вимоги. Виконують розрахунки, які дають змогу обґрунтовано задавати всі параметри і техніко-економічні показники, роблять аналіз конструкції на технологічність з урахуванням можливостей заводу-виготовлювача верстата. Оцінюють конструкцію з точки зору ергономіки, естетики, техніки безпеки, надійності, експлуатаційних показників, ремонтоздатності, зручності обслуговування та ін. Враховують результати експериментальних робіт і на їх основі коректують проект. Закінчують роботи по перевірці на патентну чистоту, оформлюють патентний формуляр, заявку на винахід, роблять узгодження комплектуючих виробів, виливок та ін. Проект оцінюють за технічним рівнем, ефективності, конструктивності, собівартості, та ін., закінчують уточнення технічного завдання. Захищають проект у виготовлювача і за необхідності у замовника.

Робочий проект виконується згідно ГОСТу 2.102-68 і завершує процес проектування і є стадією, на якій кресленням надається зручний для користування вигляд. На даній стадії розробляються креслення деталей, монтажні схеми, складаються експлуатаційні документи. До числа здійснених технічних робіт відносять контроль креслень, складання технічних вимог, простановлення розмірів і допусків від технологічних баз, вибір квалітетів точності і параметрів шорсткості, виявлення вимог до форм деталей, вказівки на кресленнях вимог про термічну, хіміко-термічну і зміцнювальну обробку та ін.

Зміст – остаточна розробка всієї технічної документації проекту. Роблять проробку зауважень заводу-виготовлювача і замовника по технічному проекту доробляють загальні вигляди вузлів, розробляють креслення деталей і зварювальних елементів. Виконують контроль (конструкторський, технологічний, нор-

малізаційний, метрологічний), доробляють креслення загальних видів вузлів після закінчення деталювання і контролю згідно зауваженням, погоджують компонувальні креслення, завершують всі узгодження і оформлення всієї документації на проєкт.

1.1. ЗАГАЛЬНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ПРОЕКТУВАННЮ

Розвиток техніки, необхідність забезпечення постійного зростання продуктивності праці, ефективності, поява різних наукових і технічних новинок спонукає конструкторів до нових рішень, для створення нових конструкцій верстатів або удосконалення існуючих.

Конструювання (проєктування) – логічний творчий процес, в якому поєднані вміння цілеспрямовано творчо працювати, інтуїція, вміння логічно будувати процес проєктування, втілюючи логіку в кожен ліній, кожен деталь. Проєктування передбачає розробку креслень на верстат з урахуванням реально існуючих умов. Інтуїція бажана і корисна, але поклатися тільки на неї ризиковано, а очікувати осяяння тепер просто недопустимо. Конструктор повинен обов'язково володіти методом, який дає змогу послідовно і впевнено знаходити з передбачуваних кращі або хоча б задовільні рішення.

Логіка показує, що основа завдання містить всі можливі рішення конкретної задачі; кожне рішення є комбінуванням елементарних рішень, які характеризуються певним змістом; кожне рішення має недоліки, кількість яких можна звести до мінімуму під час розробки; вирішення з мінімальною кількістю недоліків є оптимальним; даних завдання ніколи не буде достатнім і всі вони потребують аналізу, обґрунтування і уточнення.

Ідучи шляхом логічного і цілеспрямованого пошуку, необхідно знайти основне в завданні, визначити обмежуючі умови і технічний рівень майбутнього верстата, уточнити всі дані і вимоги завдання, чітко сформулювати їх, узгодити зміни із укладачем завдання. Потім слід зробити комбінування можливих конструкторських рішень елементів, використовуючи увесь свій досвід, пропрацювати конструкцію; в кожному рішенні знайти недоліки і переваги і намагатися зменшити перші і збільшити другі, знайти рішення з найменшою кількістю невизначених недоліків і розробити технічну документацію для практичної реалізації ідеї, проєкту.

Будь-яке рішення є компромісним, і аналізувати і уточнювати необхідно всі вимоги завдання. Уточнивши завдання, виявивши його основу, тобто ті вимоги,

якими повинен задовольняти будь-який варіант рішення задачі, уявивши собі картину функціонування верстата, конструктор повинен описати технічними засобами (креслення, схеми та ін.) своє рішення з достатньою для даного етапу повнотою розробки. Працюючи над завданням, конструктор повинен критично розглянути кожний пункт, кожен вимогу, перевірити сумнівні місця, розробити додаткові вимоги, доповнити і уточнити вихідні дані, продумати і обґрунтувати правильність параметрів.

Помилки в основних параметрах можуть стати причиною не виправного браку, який виявиться дуже пізно, завдаючи необґрунтовані збитки. Хоча будь-яке, навіть помилкове завдання, яке має помилкове уявлення, невірне по суті, але висновок, який одержаний на основі його вивчення, може стверджувати тільки про придатність його в цьому виді, але не може відкинути усі його основні вимоги.

Одною з визначальних основ технічного завдання є кінцева мета, і, починаючи проектування, конструктор повинен переконатися у правильному її формулюванні, проаналізувати правильність вибору кінцевої мети. Інколи технічне завдання містить не конкретні, а загальні вимоги, тобто вимоги без вказання конкретних умов контролю якості, виконання яких забезпечують кінцеву мету; такі формулювання не бажано допускати.

Конструктор, працюючи над завданням, міркує вже відомими схемами, але дуже небезпечно опинитись прихильником деякого рішення, яке хоча і придатне, але не є найкращим. Потрібно зробити аналіз відомого, зводячи всі дані в таблицю або систематизувати їх іншим способом, скласти огляд можливих варіантів, уточнити власні думки і після цього приступити до проробки можливих варіантів рішення. Звичайно під час роботи над завданням корисно з'ясувати, що в завданні висловлено, дано, домовлено, що повністю зрозуміло і визначено, що не відображено або відображено недостатньо, а знати необхідно. Звичайно, уточнення технічного завдання не закінчується на стадії проробки, воно буде виконуватись до технічного проекту, але основне конструктор повинен з'ясувати і уточнити саме на цій стадії. Технічна помилка, яка визначається як відхилення дійсного від бажаного, присутня у будь-якому проекті; зменшення кількості і розміру помилок можливо тільки у випадку достатнього досвіду.

Завжди простіше сказати, що саме у кресленні погано, відмітити недоліки, і набагато складніше виділити переваги, тому розробка конструкції – це постійний пошук недоліків і намагання їх замінити перевагами. В процесі проектування необхідно намагатися до створення кращого з можливого, виключаючи ідеї з обмеженою цінністю.

Застосування типових уніфікованих пристроїв, елементів не знижує якість конструкції, якщо їх застосування продумано, обґрунтовано і дає змогу знизити

час проектування. Метод роботи, який сполучає безмасштабні ескізи прокреслювання з масштабними прокреслюваннями повністю себе виправдав і рекомендується для ранніх стадій (технічна пропозиція, ескізний проект) як основний. Всі прокреслювання бажано підтверджувати розрахунками. Самоконтроль, критичне відношення до результатів своїх рішень супроводжують конструктора на протязі всього проектування. Деколи конструктору важко відмовитися від варіанта, який не виправдав себе, але є цікавим.

Часто виконання усіх вимог завдання, складених до того ж без належного обґрунтування, приводить до неможливості знайти оптимальне рішення, яке б відповідало всьому комплексу вимог, або кращим може опинитися рішення, яке відповідає більшій частині вимог, а рішення, яке відповідає всім вимогам виглядає погано скомпонованим, громіздким, ненадійним та ін. Звичайно конструктор початківець із запізненням, нерішуче йде на компроміс, тобто на деяке погіршення одної вимоги за рахунок покращення інших.

Розпочинаючи розробку загального виду вузла, конструктор як би вирішує відмовитися від інших варіантів і вважає можливим розпочати стадію остаточного завершення проекту.

Конструкція не повинна містити надлишкові запаси міцності і надійності, які свідчать про погіршення створюваного конструктивного варіанта від іншого, більш раціонального. Уявляючи собі верстат, конструктор зобов'язаний визначити раціональність його побудови, бачити його як навантаженим, так і ненавантаженим, знати напрямки діючих сил і їх величини та ін. Уявна схема навантаження верстата дає змогу більш раціонально розміщувати і компоувати конструктивні елементи. На всіх стадіях розробки конструкції конструктор зобов'язаний думати про економічність рішень, які приймаються, про можливу технологію виготовлення і складання, про умови експлуатації і обслуговування, про ремонтоздатність і терміни служби, надійності та ін.

Робота конструктора над проектом є рух від схеми до викреслювання і від прокреслювання до схем, тобто послідовний перехід від творчого визначення верстата до уявної і експериментальної попередньої проробки верстата, до визначення рішень, остаточного принципу дії і, нарешті, до оформлення. Робота конструктора не закінчується рішенням, якщо його раціональність не підтверджується економічними критеріями. За кожною розробкою необхідне визначення витрат на проектну роботу, виготовлення запроєктованого верстата і робочих пристроїв для технологічного процесу. У разі розробки компоувальних креслень практичне застосування знайшли три способи їх виконання.

За першого способу конструктор розробляє укрупнюване компоувальне креслення або низку креслень, які відображають основний задум, основу верстата. На

них орієнтовно визначається місце того чи іншого вузла або агрегату. Потім до проектування залучається необхідна кількість конструкторів, які розробляють креслення загальних видів вузлів і агрегатів у будь-якому зручному масштабі. Ведучий конструктор слідує за взаємною прив'язкою вузлів, прокреслювання їх на компонувавальному кресленні, вносить у них необхідні виправлення. Одночасно можуть уточнюватися або мінятися суміжні вузли і компонувальне креслення.

За другого способу компонувальні креслення розробляють більш докладно. На ньому ведучий конструктор визначає місце і розташування визначальних вузлів і їх принципову конструкцію (до розробки креслень вузлів). Креслення вузлів і агрегатів розробляють після розробки компонувального креслення, яке виконують на одному або декількох кресленнях у кольорі; кожний колір характерний певному перерізу. Даний спосіб дає змогу весь час бачити структуру верстата, але такі креслення важко читаються, потребують чіткого уявлення, уміння бачити тільки потрібний колір. Важко застосувати цей спосіб у разі пошуку варіантів.

За третього способу ведучий конструктор недосконало розробляє компонувальне креслення, на ньому визначає місце, структурну схему і побудову вузлів і агрегатів. Далі до роботи приступають розробники вузлів. Для компонувального креслення конструктор вибирає масштаб і задає його для компонувальних креслень вузлів. Набір креслень вузлів дає змогу побачити послідовність побудови верстата, накреслити компонувальні креслення, знайти оптимальні варіанти вирішення вузлів і їх зв'язків.

Під час розробки компонувальних креслень можливі і інші способи та сполучення згаданих способів, але у всіх випадках розробка компонувальних креслень є необхідною.

Терміни виконання проектних робіт, у процесі яких роблять пошук рішень, їх оптимізація і аналіз, не повинні бути стислими до такого ступеня, що систематизований вибір рішень стає утрудненим або змушує розробника зупинитися на етапі, який не може бути визнаний досконалим.

1.2. ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕОМ ПІД ЧАС СТВОРЕННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Характерною ознакою процесу проектування є його невизначеність. Всі етапи проектування послідовно зменшують невизначеність проектного завдання. Основними принципами, які забезпечують вирішення проектного завдання, є пос-

лідовність й ітераційність. Послідовність полягає у суворому дотриманні черговості виконання етапів проектування верстатів, а ітераційність – у коректуванні попередніх етапів проектування виходячи з результатів, які одержані в наступних етапах. На рис. 1.1 ітераційність процесу проектування позначена зворотними зв'язками, які спрямовані від наступних етапів створення верстата до попередніх. Для автоматизації окремих етапів процесу розробки верстата можна побудувати такі системи на базі ЕОМ: АСНД, САПР, АСТПВ і АСКТП [8].

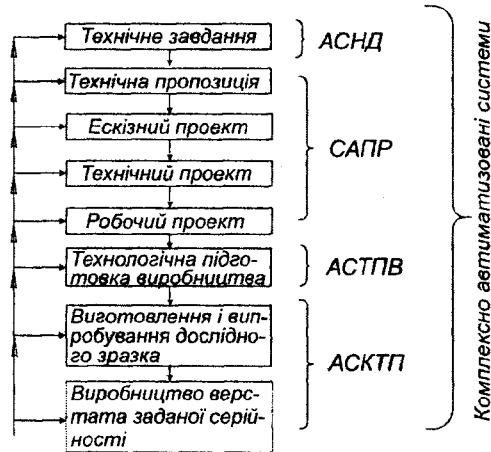


Рис. 1.1. Система автоматизації етапів створення верстата

Автоматизовані системи наукових досліджень (АСНД) містять у собі системи забезпечення пошукових робіт, наприклад, у вигляді баз даних, і системи забезпечення наукового дослідження (автоматизовані випробувальні установки). Ці системи охоплюють етапи формування технічного завдання.

Етапи технічної пропозиції, ескізного, технічного і робочого проектування є об'єктами систем автоматизованого проектування (САПР). Далі можуть бути використані автоматизовані системи технологічної підготовки виробництва (АСТПВ) і автоматизовані системи керування технологічними процесами (АСКТП), які розробляються на базі обладнання з ЧПК. Інтегровані САПР призначені для автоматизації процесу проектування верстата або його окремих вузлів, тобто об'єднують як підсистеми АСНД, САПР, АСТПВ і АСКТП. Прикладами таких систем є комплекс систем САПР – „КОМПАС” (компанія „АСКОН” – Москва); сімейство прикладних програм InterMech (Мінськ), T-Flex. (Москва) тощо.

Найвищим рівнем автоматизації процесу створення верстата є комплексно-автоматизовані системи АСНД-САПР-АСТПВ-АСКТП. Формування технічного і

математичного забезпечення систем автоматизації процесу проектування в цілому або окремих його етапів потребує аналізу виду проектних робіт і визначається рівнем проектування і методикою проектування. За рівнем проектування розрізняють функціональне і конструкторське проектування, залежно від методики проектування – аналітичне і емпіричне проектування (рис. 1.2). Ці види робіт необхідно розглядати в комплексі, оскільки якість виконання одних проектних робіт визначає трудомісткість і ефективність наступних проектних робіт.

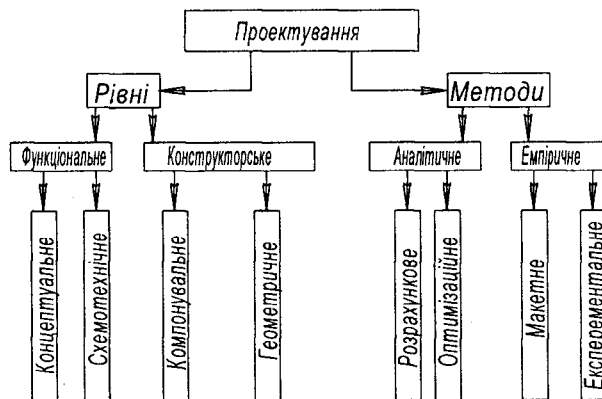


Рис. 1.2. Види проектування

Функціональне проектування містить у собі концептуальне і схемотехнічне проектування. Ці види робіт є найбільш відповідальними, оскільки вони виконуються на ранніх стадіях проектування.

Концептуальне проектування передбачає пошук принципу функціонування окремих верстатних вузлів і верстата в цілому, який визначає тип пристроїв, виконуючих окремі функції верстата (головний рух, рух подачі, допоміжні рухи та ін.). Принцип функціонування повинен забезпечувати виконання характеристик, закладених у технічному завданні. У деяких випадках необхідна розробка принципово нових технічних рішень, щоб досягнути потрібних характеристик.

Наприклад, привід головного руху металорізального верстата може бути гідравлічного або електричного типу. За способом регулювання частоти обертання шпинделя – ступеневим і безступеневим. Ступеневий привід проектується на базі одно- або багатошвидкісного двигуна, шестеренчастої коробки швидкостей або ступеневопасової передачі. Привід безступеневого регулювання містить у собі або

нерегульований двигун і варіатор, або регульований двигун. Вибір типу пристроїв, реалізуючих ті або інші функції верстата, здійснюється на базі вихідних даних, які містяться у технічному завданні (технічні параметри верстата, вимоги надійності та довговічності, габаритні розміри, експлуатаційні вимоги, орієнтовна вартість та ін.).

За *схемотехнічного* проектування розробляються принципові і функціональні схеми: електричні, електронні, кінематичні, гідравлічні, пневматичні та ін.

Конструкторські види робіт, які містять компонувальне і геометричне проектування, займають найбільший обсяг у процесі розробки верстата, і їх виконують за результатами функціонального проектування.

Компонувальне (топологічне) проектування в основному полягає у розробці компонування систем верстатів, окремого верстата або його вузлів. Процес компонування пов'язаний з розміщенням конструктивних елементів у просторі з врахуванням їх функціонального призначення і обмежень.

Розрахунками у процесі компонування, окрім компактності конструкції, оцінюється також ефективність компонувального рішення для забезпечення процесу функціонування верстата або верстатної системи. Велике значення під час вибору конструкції і розміщення елементів мають вимоги художнього конструювання, ергономіки і умов експлуатації.

Ефективне конструктивне рішення досягається лише у разі розробки декількох варіантів конструкції, їх всебічному аналізі і виборі найбільш раціонального з них. Звичайно цей варіант не є найкращим у всіх відношеннях, а йому характерні або середні значення усіх характеристик (у випадку компромісного рішення), або найліпші значення найважливіших характеристик.

Вимоги зниження витрат на експлуатаційні витрати забезпечується відповідною ремонтпридатністю вузлів, умовами настроювання їх параметрів.

Основою для створення конструкцій верстатних вузлів є конструктивна спадкоємність, тобто використання попереднього досвіду. Кожний сучасний верстат в тій чи іншій степені є результатом роботи конструкторів декількох поколінь.

Основний обсяг робіт, який виконується за *геометричного* проектування, полягає у підготовці конструкторської документації. Під час виконання креслярських робіт потрібно виконувати вимоги ЕСКД для забезпечення легкого читання конструкторської документації.

За *аналітичного* проектування проектні параметри обчислюють за допомогою математичних виразів, одержаних на основі наукових досліджень, досвіду проектування і експлуатації обладнання.

Розрахункове проектування дає змогу одержувати раціональні конструкторські рішення, тобто рішення допустимі з точки зору виконання всіх умов і обмежень на конструкцію. Методика проектування, за якої розраховують оптимальні параметри конструкції, одержала назву оптимізаційного проектування.

Розрахункове проектування виконують за випробуваними аналітичними залежностями. Для зручності деякі залежності представлені у вигляді таблиць, графіків або номограм.

Інколи потрібно задаватися конструктивними параметрами, тоді їх правильно оцінюють під час перевірих розрахунків. Розрахункові методики відпрацьовують за допомогою теоретичних і експериментальних досліджень, а також на основі аналізу досвіду експлуатації.

Розрахункове проектування є доцільним за неавтоматизованого проектування і базується на методиках розрахунку, які викладені в довідниках і довідникових посібниках для конструктора-машинобудівника, в спеціальній літературі з розрахунку і конструювання верстатів та ін.

Основним недоліком розрахункового проектування є одержання лише допустимих конструктивних параметрів, але деколи ці рішення отримують у вигляді значень параметрів і вибір конкретних значень визначається досвідом і інтуїцією проектувальника. Методики розрахункового проектування мають обмежену область застосування, оскільки їх створюють для типових конструкцій. Якщо конструктивна схема змінюється або не виконуються певні обмеження, то необхідна вже інша розрахункова методика.

Оптимізаційне проектування застосовують за необхідністю вибору конструктивного рішення з декількох варіантів. Особливістю цього виду проектування є формування критеріїв для оцінки якості проектних рішень. Основними критеріями якості є надійність, продуктивність і економічність конструкції. У більшості випадків значення критеріїв не дають переваги одному варіанту і відбираються два або більше конкуруючих варіантів, в яких ці значення є найбільш ваговими. Деколи остаточний вибір конструктивного рішення можливий тільки після експериментального дослідження дослідного зразка верстата.

Окрім невизначеності, яка виникає під час вибору конструкції з конкуруючих варіантів, значні утруднення виникають у разі формування критеріїв, які мають точно оцінювати якість конструктивних варіантів; можливі великі витрати часу на обчислення значень цих критеріїв. Тому деколи використовують відносну систему оцінок для пошуку конкуруючих варіантів, а потім остаточний варіант вибирають за одним або двома найважливішими критеріями. Якщо є можливість одержати критерії в аналітичному вигляді як функції конструктивних параметрів, то вибір цих параметрів може здійснюватись з знаходженням їх значень, які

забезпечують найкращу якість конструкції, тобто оптимуму критеріїв якості. На практиці звичайно вдається одержати значення параметрів конструкції, наближених до оптимальних в силу багатокритеріальності задачі оптимізації, наближеності критеріїв, відсутності методів пошуку екстремуму або значної трудомісткості методів пошуку, а інколи з причини неможливості реалізувати оптимальні параметри верстата.

Отже, за оптимізаційного проектування може здійснюватися не тільки вибір найкращої конструктивної схеми вузла верстата, але і вибір оптимальних параметрів конструкції. Внаслідок багатокритеріальності задачі вибору конструктивного варіанту і його параметрів, правильність рішення, яке приймається, багато чим визначається інтуїцією і досвідом проектувальника.

За макетного проектування виготовляють макет, який являє собою фізичну модель досліджуваного вузла або верстата в цілому. Ця модель, як правило, реалізує одну або декілька характеристик верстата або процесу, який відбувається у верстаті. Макет може бути наочною об'ємною моделлю верстата, яка відтворює компонування верстата в масштабі, або, наприклад, тепловою моделлю станини верстата для аналізу теплових деформацій.

Реалізована характеристика або процес в макеті повинні відображати фізичну природу оригіналу. За результатами випробувань макету, який подібний реальній конструкції, роблять висновок про доцільність того чи іншого конструктивного рішення. Широко застосовують макетування під час компонувальних рішень металорізальних верстатів з точки зору відпрацювання технічної естетики і ергономіки. Доцільними також є методи комп'ютерного твердотілого моделювання.

Ефективним є макетне проектування у разі пошуку конструктивних рішень систем керування обладнанням. Воно дає змогу підібрати основні елементи системи і налагодити їх взаємодію. Достовірність рекомендацій, одержаних під час макетування, залежить від правильності розрахунку значень коефіцієнтів подібності, за допомогою яких результати досліджень макету переносяться на реальну конструкцію. Обмежені можливості макетування в основному проявляються у разі імітування процесу обробки на верстаті, а також варіювання конструктивних параметрів макету.

Експериментальне проектування полягає у відпрацюванні конструкції на стенді, якій імітує конструкцію основних вузлів верстата і умов його роботи. Зменшення вартості експериментального стенда досягається за рахунок виготовлення лише тих вузлів, працездатність яких викликає сумнів. Змінюючи конструктивні елементи стенда, досягають такого запасу працездатності цих вузлів, який може гарантувати потрібні характеристики верстата, який проектується.

Коректування конструкторської документації на останніх етапах проектування відбувається за результатами експериментального дослідження експериментального зразка. Остаточне заключення про якість проекту і необхідних конструктивних змінах може дати тільки виробничий експеримент, тобто спостереження за роботою верстата у виробничих умовах. Окрім витрат на виготовлення об'єкта випробовування і проведення експерименту, треба враховувати витрати на оброблення результатів експерименту, які є основою для оцінювання працездатності конструкції і визначення напрямків її покращення.

Перевагою цього виду проектування є максимальна достовірність конструкторських рішень, які, в свою чергу, забезпечують скорочення часових і матеріальних витрат на доведення верстата. Основні недоліки – нижчі, ніж під час макетування, можливості експериментальної установки стосовно варіювання конструктивних рішень і значна вартість. Експериментальне проектування необхідне особливо у разі розробки верстатів, які використовують нові технологічні процеси обробки або нові конструкторські рішення.

Кожний вид проектування містить евристичні (творчі) і алгоритмічні (рутинні) операції. Алгоритмічні операції можна реалізувати на ЕОМ. Цей поділ достатньо умовний, оскільки вивчення механізму творчої діяльності конструктора уже в теперішній час дає змогу алгоритмізувати операції, які раніше відносились до евристичних.

Основною ознакою, яка визначає частку творчої діяльності в процесі проектування, є невизначеність проекту. На початкових етапах проектування, коли невизначеність проектних параметрів найбільша, обсяг евристичних операцій максимальний. В міру уточнення проектних рішень збільшується частка алгоритмічних операцій.

Отже, творча віддача конструктора проявляється в основному під час вибору фізичного принципу дії окремих вузлів верстата (концептуальне проектування), формування принципових і функціональних схем верстата і його вузлів (схемотехнічне проектування), а також компонування верстата і верстатних вузлів (компонувальне проектування).

Роботи, які пов'язані з теоретичними або експериментальними дослідженнями конструкцій (аналітичне і емпіричне проектування), у великому обсязі містять алгоритмізовані процедури обчислювального характеру.

Аналіз творчої діяльності проектувальника показує, що основні його зусилля спрямовані на пошук необхідних технічних рішень за методом спроб і помилок. Сутність цього методу полягає в тому, що на першому етапі формулюється перша пропозиція (гіпотеза) розроблюваної конструкції у вигляді схеми або ескізу конструкції. Конструктор лише інтуїтивно передбачає, що даний варіант опиниться

працездатним. Другим етапом є перевірка (наприклад, за допомогою експериментальних досліджень) якості запропонованого варіанта. Звичайно після першої спроби не вдається одержати потрібне проектне рішення, тоді формується друга пропозиція, в якій враховуються помилки, допущені у першому, і знов перевіряють працездатність конструкції та ін.

Метод спроб і помилок часто використовують і в інженерних розрахунках верстатних деталей і вузлів. Наприклад, задаються будь-яким значенням невідомого конструктивного параметра, а потім у результаті обчислення інших конструктивних параметрів оцінюють прийнятність прийнятого значення першого проектного параметра. Цю процедуру приходиться повторювати декілька разів, поки не буде знайдена сукупність значень конструктивних параметрів, які відповідають обмеженням на параметри і якісним показникам конструкції.

Основою формування проектних гіпотез звичайно служить базова модель, тобто діючий зразок конструкції верстата або його окремих вузлів. Розробку нового конструктивного зразка, який відповідав би вимогам технічного завдання, виконують з урахуванням результатів експерименту і випробувань базової моделі. Ступінь вдосконалення вузлів визначається відміною потрібних технічних характеристик нового верстата від характеристик діючого зразка, зміною умов експлуатації, введенням нових конструкторських і технологічних рішень. Вдосконаленню піддаються ті вузли або деталі, які обмежують підвищення якості проектуваного верстата до потрібного рівня.

Множина розглянутих варіантів конструкції значно скорочується за наявності уніфікованих вузлів і деталей. Застосування принципу агрегування під час проектування автоматичних ліній з уніфікованих вузлів і деталей дає змогу в декілька разів знизити час проектування у порівнянні з середніми термінами проектування тих же автоматичних ліній з оригінальних складальних одиниць [8]. Потрібне конструктивне рішення інколи знаходять в результаті патентного дослідження.

Підвищення ефективності пошуку нових конструктивних рішень методом спроб і помилок забезпечується застосуванням деяких евристичних прийомів, сформульованих для винахідницької діяльності, таких, наприклад, як інверсія, аналогія, метод „мозкового штурму”.

Інверсія передбачає змінення на зворотні функції, форм і розташування деталей конструкції. Інколи вигідно замінити деталі ролями, тобто ведену деталь зробити провідною, нерухому-рухою, охоплювану-охоплюючою, внутрішню-зовнішньою, верхню-нижньою.

Змінення розташування може стосуватись і конструктивних елементів, наприклад, кріпильних, ущільнювальних, пружинних, підшипникових і кулачкових: шпонку

з вала перенести на маточину зубчастого колеса, ущільнення – з вала на фланець, підшипники з вала – на колесо, пружину стискання замінити пружиною розтягу. Можливе інвертування форм деталей: опуклу поверхню замінити на вгнуту, зовнішній конус – на внутрішній. В результаті інвертування конструкція у порівнянні з початковою одержує нові характеристики, як експлуатаційні, так і технологічні.

Аналогія спирається на подібність конструкцій в природі і техніці.

Метод „мозкового штурму” – це метод колективного генерування технічних рішень. Група фахівців складається з фахівців суміжних, а деколи навіть далеких областей науки і техніки. Для фахівців окремих областей науки і техніки можливий певний „кризис ідей”, пов’язаний з деяким „надлишком інформації” і обмежуючим направлення вдосконалення конструкції. Фахівці з одних областей науки та техніки можуть переносити ідеї в інші області. Необхідною умовою є відсутність критики висловлюваних ідей, щоб не сковувати творчу ініціативу членів групи. Після формування достатньо великої кількості рішень їх аналізують фахівці, які можуть розвинути найбільш плідотворні технічні рішення.

Очевидно, що автоматизація з допомогою ЕОМ методу спроб і помилок з набором евристичних прийомів неможлива, оскільки описані процедури важко формалізувати. Ефективність використання методу спроб і помилок в основному визначається інтуїцією, а в кінцевому рахунку досвідом конструктора.

Отже, методичною основою автоматизованого проектування повинен бути інший підхід, ніж той, який застосовують для неавтоматизованого проектування. Ефективне використання ЕОМ забезпечують системні методи проектування.

Розділення процесу проектування на послідовні етапи є умовним, оскільки за ходом проектування доцільно переглядати і уточнювати раніше прийняті рішення. Наприклад, конструювання одного з найважливіших вузлів верстата може виявити необхідність змінення загального компоновання верстата або внесення змін в його кінематичну схему. Поява нових, прогресивних комплектуючих виробів (шпиндельних опор, напрямних, пристроїв керування, засобів контролю і вимірювання) також впливає на остаточне оформлення конструкції окремих вузлів, а деколи і всього верстата.

Суттєвий вплив на процес проектування верстатного обладнання надають засоби обчислювальної техніки. Особливо ефективно використання ЕОМ для збирання і оброблення вихідної інформації, виконання складних, трудомістких розрахунків і для остаточного оформлення креслень і іншої робочої документації. Застосування агрегатно-модульного принципу, коли різні за призначенням і конструктивним оформленням верстатні компоненти з набору вузлів (модулів), дає можливість формалізувати весь процес проектування і в значній мірі його автоматизувати (рис. 1.3.) [25].

Загальноприйнята є точка зору, коли термін “автоматизоване проектування” можна застосовувати тільки до систем, які характеризуються сукупністю таких основних принципів їх побудови:

Постійний діалог людини і ЕОМ під час проектування, яке здійснюється за допомогою діалогових засобів. Мова йде про розділення функцій між людиною і ЕОМ, коли людина вирішує не формалізовані завдання, а також завдання, які вона вирішує ефективніше ніж ЕОМ.

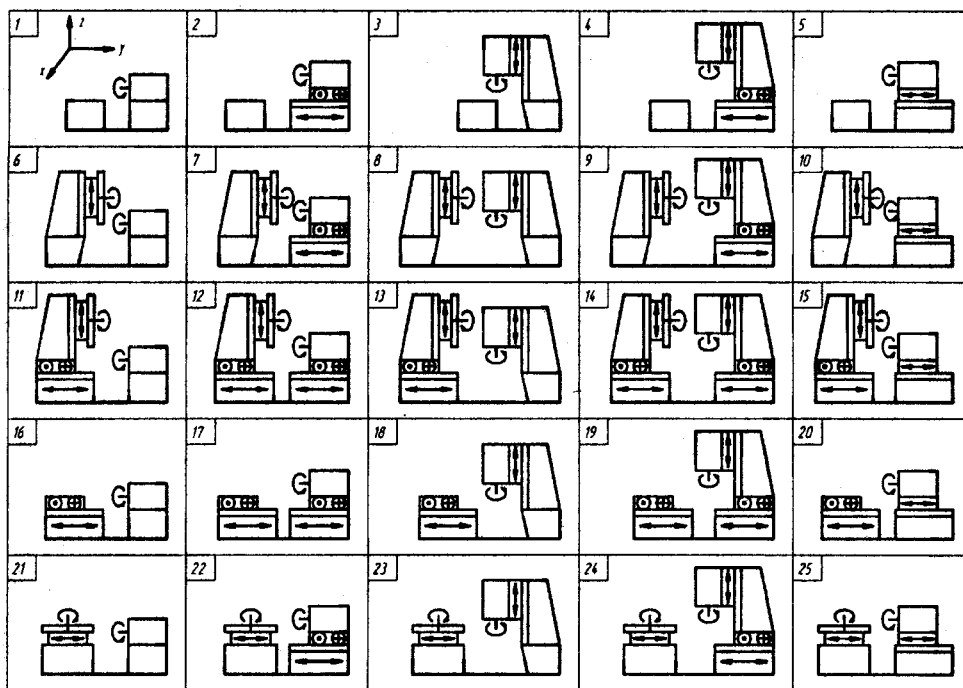


Рис. 1.3. Варіанти компоновки багатоцільових верстатів з уніфікованих модулів

Реалізація комплексного підходу до автоматизації усіх рівнів проектування. Якщо цей принцип не витримується, то ефективність автоматизації і проектування різко знижується або може бути відсутня взагалі. Неавтоматизоване проектування погано сполучається з автоматичним, зводячи нанівець переваги останнього. Цей принцип вимагає також руйнування традиційно існуючої границі між проектуванням конструкції і розробкою технології виготовлення верстата. Система авто-

матизованого проектування конструкції і технологічного процесу її виготовлення, має бути єдиною.

Можливість вдосконалення системи автоматизованого проектування, яка у значній мірі зв'язана з розвитком обчислювальної техніки, математичного забезпечення і проєктованих верстатів.

Повинна бути забезпечена інформаційна узгодженість усіх частин автоматизованої системи. Це означає виключення необхідності втручання людини у переробку інформаційних масивів у разі переходу від вирішення одного завдання до іншого.

Система автоматизованого проектування будується на базі технічних засобів із відповідним інформаційним і програмним забезпеченням. Технічні засоби системи складаються з одної або декількох обчислювальних машин, які утворюють центральний обчислювальний комплекс, і зв'язані з комплексом автоматизованих робочих місць, які являють собою комплект периферійних пристроїв, які забезпечують зв'язок людини і ЕОМ. До них відносяться алфавітно-цифрові і графічні дисплеї. За їх допомогою здійснюється діалоговий режим роботи системи автоматизованого проектування. Фіксація вироблених рішень у виді документації потрібної форми здійснюється за допомогою креслярських автоматів і алфавітно-цифрових пристроїв друку.

До складу автоматизованого робочого місця входить персональний комп'ютер, який використовується для рішення відносно простих завдань. Взаємодія автоматизованих робочих місць з центральним обчислювальним комплексом здійснюється в режимі розділення часу, так що один комплекс може обслуговувати 10...15 робочих місць і більше.

2. ПРИВОДИ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Привід – сукупність пристроїв (джерело руху, коробка передач тощо), які служать для приведення в дію робочих органів верстата. Привід повинен забезпечувати можливість регулювання швидкості руху робочих органів верстата.

Приводи верстатів діляться на ступеневі і безступеневі. До ступеневих відносять приводи зі ступеневими шківками, з шестерінчастими коробками швидкостей і приводи у вигляді багатошвидкісних асинхронних електродвигунів. Можливі також ступеневі приводи, які є комбінацією згаданих вище механізмів. До безступеневих приводів можна віднести приводи з механічними варіаторами [5], електродвигуни з регульованою частотою обертання, гідравлічні приводи і комбіновані. Останні представляють собою сполучення регульованого електродвигуна або приводу з варіатором зі ступеневою коробкою швидкостей, або, навпаки, механічного варіатора з багатошвидкісним асинхронним електродвигуном змінного струму.

2.1. ПРИВІД З КОРОБКОЮ ШВИДКОСТЕЙ

Коробка швидкостей – це механізм, в якому різні частоти обертання веденого вала досягаються перемиканням зубчастих передач. Їх переваги – в можливості регулювання частот у широкому діапазоні з передачею значної потужності, надійності в роботі, забезпеченні постійного передавального відношення, зручності керування, компактності.

Крім зміни частот обертання шпинделя, коробка швидкостей може забезпечувати вмикання, гальмування та реверсування приводу, якщо необхідність у цьому зумовлена призначенням верстата.

Коробки швидкостей металорізальних верстатів діляться на три групи залежно від таких ознак: розміщення у верстаті, способу перемикання передач, кінематичної структури.

За розташуванням у верстаті шестірінчасті коробки швидкостей діляться на дві групи: вмонтовані в станину або шпиндельну бабку та з винесеним приводом головного руху.

Коробки швидкостей, вмонтовані в шпindelьну бабку, широко застосовуються у верстатах загального призначення нормальної точності. Вони компактні, мають меншу кількість корпусних деталей і відповідних пригонки, керування зосереджене в одному місці. Разом з тим вмонтовані коробки є джерелом шкідливих вібрацій та нагрівання шпindelьних вузлів, мають технологічні перешкоди та труднощі використання передачі на шпindelь гнучким зв'язком (пасової або ланцюгової передачі).

Коробки швидкостей з винесеним приводом використовуються у верстатах підвищеної точності, а також у токарно-револьверних верстатах і автоматах. Через таке компонування коробка швидкостей і шпindelьний вузол розміщують у різних корпусах і з'єднують між собою пасовою передачею, а іноді ланцюговою. Такі коробки забезпечують плавніше обертання шпинделя, який не нагрівається. Вібрації, які виникають у приводі, не передаються шпindelьній бабці. Полегшується монтаж, уніфікація, умови ремонту і модернізації коробки швидкостей.

Недоліком є більша вартість приводу в результаті виготовлення двох вузлів, утруднення заміни пасів, якщо приймальний шків розташовано на валу між опорами.

За способом перемикання передач коробки швидкостей діляться на коробки з пересувними (ковзними) колесами, зі змінними колесами, з муфтами.

Коробки швидкостей з пересувними колесами широко застосовують в універсальних верстатах середньої потужності. Обумовлено це тим, що колеса, які не беруть участі в передачі потужності на шпindelь, не знаходяться в зачепленні і тому не зношуються. До недоліків цього способу відносяться необхідність блокування одночасного вмикання передач між суміжними валами, неможливість перемикання під навантаженням та у разі великих частот обертання коліс.

Перемикання частот кулачковими муфтами застосовують у коробках швидкостей з косозубчастими та шевронними колесами, а також у важких верстатах для перемикання прямозубчастих передач.

Перевагою перемикання кулачковими муфтами є порівняно з пересувними колесами, малий хід, який необхідний для перемикання передач, недоліком – необхідність вимикати привід у разі перемикання частот, а також те, що в разі вимикання муфт колеса залишаються в зчепленні, що призводить до збільшення витрат потужності неробочого ходу.

Коробки швидкостей зі змінними зубчастими колесами використовують за умови порівняно рідкої зміни частот обертання шпindelів верстатів, призначених для масового і серійного виробництва (автомати, напівавтомати, верстати спеціального призначення). Перевагою коробок швидкостей зі змінними колесами є малі габарити, спрощена конструкція приводу, відсутність аварійного вмикання,

що виключає блокуючі пристрої. Для розширення діапазону регулювання приводу змінні колеса використовують у сполученні з коробками інших типів.

Автоматичні коробки швидкостей з електромагнітними фрикційними муфтами дають змогу перемикати швидкості під час роботи верстата, використовувати косозубчасті і шевронні передачі, керувати кнопками, від упорів та кінцевих перемикачів. Наприклад, у револьверному верстаті ІК341 перемикання швидкостей і подач відбувається автоматично під час повороту револьверної головки [5]. Недоліками перемикання електромагнітними муфтами є втрата потужності неробочого ходу і зношування за неробочого обертання постійно зчеплених передач, обмежений обертовий момент, великі радіальні і осьові розміри, проковзування та нагрівання муфт, необхідність періодичного регулювання.

Оскільки електромагнітні муфти небажано встановлювати в шпindelьні бабки, то у верстатах з ЧПК у приводах з двигуном постійного струму використовують зубчасті передачі, які перемикаються автоматично за допомогою індивідуальних електромеханічних (рідше гідравлічних, див. розд. 3) приводів. В автоматичних верстатах з великою кількістю механічних передач можуть застосовуватися системи керування, які виконані на базі відповідних селективних або преселективних систем [25].

За кінематичною структурою коробки швидкостей діляться на прості двовалові, багатовалові і коробки зі складеною структурою.

Двовалові коробки швидкостей можуть виконуватися за кількості ступенів з не більше як 6...8 і використовуються переважно у верстатах з винесеним приводом за наявності зубчастого перебору в шпindelьній бабці.

Багатовалові коробки найбільш поширені в різних групах верстатів. Кількість ступенів звичайно не перевищує $z = 36$.

Звичайна структура, яка складається з одного кінематичного ланцюга з послідовним з'єднанням груп передач, є найпростішою. На її основі можна успішно створювати раціональні приводи головного руху. Однак, у багатьох випадках, особливо в разі збільшення діапазону регулювання швидкостей простий привід на базі звичайної розмножувальної структури здійснити неможливо. Тому у верстатобудуванні використовують складені структури (див. розділ 2.4.2).

Крім ступеневого регулювання частот використовують у верстатах і безступеневе регулювання, яке дає змогу забезпечити будь-яку частоту обертання в межах вибраного діапазону регулювання R_n . Під діапазоном регулювання розуміють відношення максимальної частоти обертання шпindelя верстата до мінімальної, тобто

$$R_n = n_{\max}/n_{\min}. \quad (2.1)$$

Однак, існуючі способи безступеневого регулювання відрізняються високою вартістю, а в разі використання механічних варіаторів – низькою надійністю і збільшеними втратами потужності неробочого ходу [5].

Тому зараз у верстатах, зокрема загального призначення і безчислового керування, поки ще широко використовують приводи зі ступеневим регулюванням з асинхронними нерегульованими електродвигунами. Основні їх переваги – невелика вартість, високий ККД, компактність, жорсткі характеристики, можливість отримання постійної потужності по усьому діапазону регулювання [25].

2.2. ЕЛЕКТРИЧНЕ СТУПЕНЕВЕ РЕГУЛЮВАННЯ

Таке регулювання здійснюється зміною кількості пар полюсів двигуна, внаслідок чого змінюється частота обертання ротора. Широко використовуються такі двигуни в сполученні з автоматичними коробками швидкостей верстатів з ЧПК або багатоцільових верстатів.

У верстатах використовуються дво-, три-, чотиришвидкісні електродвигуни, наприклад, $n=750/1500$; $750/1500/3000$; $500/750/1000/1500$ хв⁻¹. Перевага таких двигунів у можливості перемикання швидкостей на ходу. Але такі двигуни громіздкі і мають високу вартість. Тому застосування їх виправдане у тих випадках, коли з їх допомогою досягається достатнє спрощення механічної частини приводу і покращуються його експлуатаційні характеристики.

2.3. РЯДИ ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ

Для верстатів токарної групи граничні частоти обертання шпинделя (хв⁻¹) n_{\max} і n_{\min} можуть бути визначені, якщо відомі граничні діаметри обробки або розміри (мм) різальних інструментів d_{\max} і d_{\min} і знайдені граничні швидкості різання v_{\max} і v_{\min} , тобто

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot v_{\max}}{\pi \cdot d_{\min}}; \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot v_{\min}}{\pi \cdot d_{\max}}. \quad (2.2)$$

Питання про оптимальний розподіл ступенів частот обертання шпинделів між граничними значеннями n_{max} і n_{min} вперше було розв'язано російським акад. А.В. Гадоліним в 1876 р. Він обгрунтував доцільність геометричної структури рядів частот обертання шпинделів, виходячи з умови сталості Δv_{max} – відносної втрати економічно вигідної швидкості різання для усіх інтервалів ряду частот обертання і забезпечення рівноцінних експлуатаційних умов роботи верстата на усіх ділянках діапазону швидкостей [25,32].

Залежність

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}, \quad (2.3)$$

у системі прямокутних координат (d, v) за кожного певного значення частоти обертання n зображається у вигляді прямої, яка проходить через початок координат.

Допустимо, що є довільний ряд частот обертання шпинделя у послідовності зростання: $n_1, n_2, n_3, n_4, n_5, n_6$. Графічно його можна зобразити у вигляді променевої діаграми (рис. 2.1).

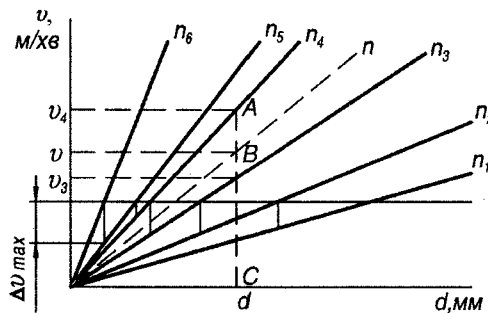


Рис. 2.1. Променева діаграма довільного ряду частот обертання шпинделя

Отже, необхідно працювати зі швидкістю різання v у разі обробки деталі діаметром d . Для цього потрібно настроїти верстат на частоту обертання, яка дорівнює n , якій верстат немає. В таких випадках потрібно вибирати найближчу до n частоту обертання. Враховуючи, що найближча більша частота обертання, наприклад n_4 , дає збільшення швидкості і знижує стійкість різця, а найближча менша – n_3 дає зменшення швидкості v , але підвищує стійкість різця. Відносно

втрату швидкості в разі переходу від швидкості v до швидкості v_3 знаходять з формули

$$\Delta v = \frac{v - v_3}{v} = \frac{\overline{AB}}{\overline{AC}}. \quad (2.4)$$

Якщо підставити в формулу (2.4) замість v її значення, виражені через n , то отримаємо

$$\Delta v = \frac{n - n_3}{n} = 1 - \frac{n_3}{n}. \quad (2.5)$$

Максимальне значення відносної втрати швидкості матимемо, коли n наблизиться до n_4 , тобто

$$\Delta v_{\max} = \frac{n_4 - n_3}{n_4} = 1 - \frac{n_3}{n_4}. \quad (2.6)$$

З графіка видно, що максимальні значення відносного спаду швидкостей для різних інтервалів ряду неоднакові. На цій основі А.В. Гадоліним був зроблений висновок, що верстат працюватиме в рівноцінних експлуатаційних умовах на всіх ділянках діапазону частот обертання тільки за умови, що відносна втрата швидкості на усіх ділянках від n_1 до n_6 буде сталою, тобто якщо буде дотримана умова

$$\left. \begin{aligned} \Delta v_{\max 1,2} &= 1 - \frac{n_1}{n_2} = \text{const}; \\ \Delta v_{\max 2,3} &= 1 - \frac{n_2}{n_3} = \text{const}; \\ &\dots\dots\dots \\ \Delta v_{\max z-1,z} &= 1 - \frac{n_{z-1}}{n_z} = \text{const}. \end{aligned} \right\} \quad (2.7)$$

Для дотримання вказаної умови потрібно, щоб

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{n_4}{n_5} = \frac{n_5}{n_6} = \text{const}.$$

Позначаючи сталу величину цих рівностей через $1/\phi$, отримаємо:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{n_4}{n_5} = \frac{n_5}{n_6} = \frac{1}{\varphi}. \quad (2.8)$$

Переписуючи ці рівняння у вигляді ряду, отримаємо:

$$n_2 = n_1\varphi; \quad n_3 = n_2\varphi = n_1\varphi^2; \quad n_4 = n_3\varphi = n_1\varphi^3; \quad n_5 = n_4\varphi = n_1\varphi^4; \quad n_6 = n_5\varphi = n_1\varphi^5;$$

або для загального випадку

$$n_z = n_{z-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{z-1}, \quad (2.9)$$

де z – кількість різних частот обертання шпинделя.

Отже, отримано геометричну прогресію, тобто виявилось, що частоти обертання шпинделя верстата потрібно розташовувати за законом геометричної прогресії, і в цьому випадку забезпечуються рівноцінні експлуатаційні умови роботи верстата на усіх ділянках діапазону швидкостей.

З рівняння (2.9) впливає:

$$\varphi = \sqrt[z]{n_z/n_1} = \sqrt[z]{R_n} \quad (2.10)$$

або, логарифмуючи, отримаємо кількість ступенів частот обертання:

$$z = 1 + \frac{\lg R_n}{\lg \varphi}. \quad (2.11)$$

2.3.1. Стандартні значення знаменника ряду

Значення знаменників рядів φ стандартизовані. Це дає змогу стандартизувати ряди частот обертання, частот подвійних ходів і подач, що полегшує кінематичний розрахунок верстатів та вибір режимів обробки. Ці значення φ встановлені з урахуванням таких рекомендацій [5,25]:

- а) необхідно врахувати стандартні десяткові ряди чисел, тобто $\varphi = \sqrt[E_I]{10}$, де E_I – ціла кількість членів ряду в десятковому інтервалі, яка дорівнює 40, 20, 10, 5, 4;
- б) для застосування двошвидкісних електродвигунів з відношенням синхронних частот обертання, яка дорівнює 2, необхідно витримати принцип подвоєння

частот у ряді, тобто $\varphi = \sqrt[E_2]{2}$. Тоді, якщо в ряді частот є член n_x , то буде також член $n_y = 2 \cdot n_x = n_x \cdot \varphi^{E_2}$, де E_2 – кількість членів ряду в двійковому інтервалі.

Стандартні значення знаменника ряду подано в табл. 2.1, де також вказані втрати економічно вигідної швидкості. Малі значення знаменника ряду призводять до суттєвого ускладнення приводу, яке економічно виправдовує застосування систем безступеневого регулювання, тому $\varphi = 1,06$ у верстатах практично не застосовують; $\varphi = 1,12$ застосовують у верстатах з числовим керуванням і у важких верстатах, де потрібне точніше настроювання на заданий режим. Найбільше розповсюдження отримали значення $\varphi = 1,26$ і $\varphi = 1,41$. $\varphi = 1,58$ і $\varphi = 1,78$ приймають у спеціалізованих верстатах, де великий допоміжний час і тому точне встановлення швидкості не обов'язкове; $\varphi = 2$ практично не застосовують, оскільки втрати продуктивності у цьому випадку досягають 50%.

2.1. Стандартні значення знаменника геометричного ряду за заданих значень кількості членів ряду

φ	E_1	E_2	$\frac{\varphi-1}{\varphi} 100\%$
1,06	40	12	5
1,12	20	6	10
1,26	10	3	20
1,41	20/3	2	30
1,58	5	3/2	40
1,78	4	6/5	45
2	20/6	1	50

2.3.2. Стандартні ряди частот обертання, подвійних ходів і подач

Значення частот обертання шпинделів за хвилину, частот подвійних ходів і подач приймають з нормального ряду чисел у верстатобудуванні (див. дод. 1). В основу нормалізації покладені такі принципи:

а) можливість отримання рядів з різними знаменниками із основного ряду, який має найменший знаменник, відкиданням окремих членів ряду і зберігання членів основного ряду через один, три, п'ять, сім, дев'ять, одинадцять;

б) ряди чисел більші 1000 і менші ніж 1 отримують множенням або діленням табличних даних на 1000;

в) числа ряду не повинні відхилитися від табличних більше ніж на ± 10 ($\varphi - 1$)%;

г) допускається складання похідних рядів з нормального ряду відкиданням частини чисел (наприклад, ряд 132, 190, 265, 375, 530 і т.д.).

2.4. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК СТУПЕНЕВИХ ПРИВОДІВ

2.4.1. Графоаналітичний метод визначення передавальних відношень

Елементарні механізми, які дають змогу змінювати передавальне відношення кінематичних ланцюгів, називають множниками.

Закономірність геометричного ряду частот обертання шпинделя дає змогу проектувати коробки швидкостей з найпростішою структурою, яка складається з елементарних двовалових механізмів, послідовно з'єднаних в ланцюг. Така структура називається розмножувальною, а загальна кількість швидкостей отримується перемноженням кількості швидкостей елементарних двовалових передач [23].

Розглянемо схему шестиступеневої коробки швидкостей (рис. 2.2). Для передачі обертання від валу I до валу II служить механізм з тривінцевим блоком, а від валу II до валу III – з двовінцевим блоком. У результаті послідовного з'єднання цих елементарних механізмів за однієї швидкості ведучого валу I ведений вал III може мати шість різних швидкостей.

Сукупність передач, які зв'язують обертання двох сусідніх валів, утворюють групу передач. Її характеризують два показники: кількість передач у групі p і їх передавальні відношення i .

Послідовність чергування груп вздовж кінематичного ланцюга характеризує конструктивний варіант коробки. Для приводу, зображеного на рис. 2.2, умовно можна виразити у вигляді структурної формули

$$z = 6 = 3 \cdot 2.$$

За заданої (або вибраної) кількості ступенів частот обертання шпинделя z кількість груп передач, кількість передач у кожній групі і послідовність розміщення груп може бути різними. Цей вибір переважно і визначає кінематику і конструкцію коробки швидкостей.

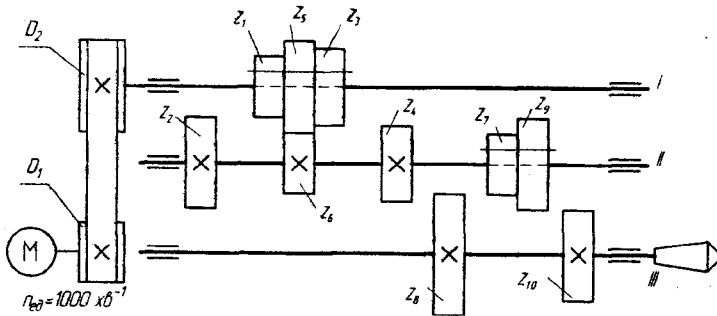


Рис. 2.2. Схема шестиступеневої коробки швидкостей

Загалом кількість ступенів швидкості записується у вигляді структурної форми в нерозгорнутому вигляді:

$$z = p_1 \cdot p_2 \cdot p_3 \cdot \dots \cdot p_n \quad (2.12)$$

Співмножники $p_1 \cdot p_2 \dots$ подаються у вигляді чисел 2, 3 та деколи 4. Не рекомендується застосовувати структурні формули з великою кількістю співмножників у тому випадку, коли кількість ступенів коробки $z = 16$ і більше, оскільки це призводить до збільшення габаритів коробки. Наприклад, $z = 16 = 4 \cdot 2 \cdot 2$ – кращий варіант порівняно з $z = 16 = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$.

Кількість конструктивних варіантів однієї і тієї ж структури дорівнює кількості можливих переставлень з n груп, тобто

$$P_{\text{кв}} = \frac{n!}{q!}, \quad (2.13)$$

де $P_{\text{кв}}$ – кількість переставлень за теорією з'єднань; q – кількість груп з однаковою кількістю передач.

Для шестиступеневої коробки швидкостей $n = 2$, $q = 1$, отже

$$P_{\text{кв}} = \frac{2!}{1!} = \frac{1 \cdot 2}{1} = 2; \text{ для } z = 6 = 3 \cdot 2 = 2 \cdot 3.$$

Якщо $n = 3$, $q = 2$, то кількість конструктивних варіантів

$$P_{\text{кв}} = \frac{3!}{2!} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 3.$$

Наприклад, $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3$.

У цьому прикладі отримати шість швидкостей обертання шпинделя в коробці можна за будь-якого проміжного розподілу передавальних відношень між валами коробки. Однак намагання зробити коробку компактною обмежує ці можливості.

Рекомендуються такі межі застосування передавальних відношень між валами: для прямозубчастих передач коробок швидкостей

$$1/4 \leq i \leq 2/1; \quad (2.14)$$

– для непрямозубчастих передач коробок швидкостей

$$1/4 \leq i \leq 2,5/1 \quad (2.15)$$

– для коробок подач $1/5 \leq i \leq 2,8/1$. (2.16)

З прийнятих меж граничне відношення максимальних та мінімальних значень передавальних відношень дають такі значення для коробок швидкостей з

прямозубчастими передачами $\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\text{гран}} \leq 8$;

з непрямозубчастими – $\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\text{гран}} \leq 10$; для коробок подач $\left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\text{гран}} \leq 14$.

Передавальні відношення передач залежать від характеристики групи, зумовленої кінематичним варіантом вмикання передач у разі переходу від однієї частоти обертання шпинделя до іншої.

Приймаємо послідовність вмикання передач у даному прикладі (рис. 2.2) таку: спочатку за лівого положення блока $z_7 - z_9$ використовуємо три положення блоку $z_1 - z_3 - z_5$, а потім те ж саме буде за правого. Якщо n – частота обертання вала I, то ряд частот обертання вала III можна виразити так:

$$n_1 = n \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8}; \quad n_4 = n \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_9}{z_{10}};$$

$$n_2 = n \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8}; \quad n_5 = n \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_9}{z_{10}};$$

$$n_3 = n \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8}; \quad n_6 = n \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_{10}}.$$

Аналізуючи рівності, бачимо, що за послідовного перемикання коліс першої групи частота обертання вала III змінюється в φ разів. Перемикання коліс другої групи (з n_1 на n_4 , з n_2 на n_5 або з n_3 на n_6) дає збільшення частоти обертання в φ^2 разів.

У разі перемикання передач в будь-якій групі частота обертання вихідного вала змінюється в φ^x разів. Показник степеня x називається характеристикою групи передач. Для прийнятого нами кінематичного варіанта перемикання характеристика першої групи передач $x_1 = 1$, а другої $x_2 = 3$.

Різні варіанти приводу для даної кількості z частот, які враховують послідовність конструктивного розміщення і кінематичного вмикання груп, зручно характеризувати структурною формулою в розгорнутому вигляді. Вона отримується, якщо записати групи у послідовності їх конструктивного розміщення, а індекси ставити згідно з варіантом їх кінематичного вмикання

$$z = p_0(x_0) \cdot p_1(x_1) \cdot p_2(x_2) \cdot \dots \cdot p_{n-1}(x_{n-1}). \quad (2.17)$$

За варіантом кінематичного вмикання розрізняють **основну** групу передач з кількістю окремих передач p_0 , яка забезпечує початковий ряд частот обертання із знаменником φ . Для неї характеристика $x_0 = 1$, а діапазон регулювання $R_0 = \varphi^{x_0(p_0-1)}$. Розмножувальні (перебірні) групи служать для розширення (розмноження) початкового ряду частот до необхідного діапазону R_n і кількості ступенів z .

Перша перебірна група з кількістю передач p_1 має характеристику $x_1 = p_0$, а діапазон регулювання $R_1 = \varphi^{x_1(p_1-1)}$.

Друга перебірна група з кількістю передач p_2 має характеристику $x_2 = p_0 p_1$, тобто дорівнює добутку кількостей передач груп, які кінематично передують даній групі, і забезпечують діапазон її регулювання $R_2 = \varphi^{x_2(p_2-1)}$. Аналогічно записують і подальші перебірні групи.

Основною і різними за номерами перебірними групами може бути будь-яка група передач в приводі. Для певного конструктивного варіанту кількість кінематичних варіантів $p_{\text{кн}}$ дорівнюватиме кількості переставлень з числа n груп передач, тобто $p_{\text{кн}} = n!$.

Для приводу, який складається з двох групових передач, кількість кінематичних варіантів буде $p_{\text{кн}} = 2! = 1 \cdot 2 = 2$.

Для приводу, який складається з трьох групових передач $p_{\text{кн}} = 3! = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6$.

Загальна кількість можливих варіантів (конструктивних і кінематичних)

$$p = p_{\text{кн}} \cdot p_{\text{кн}} = \frac{n!}{q!} n! = \frac{(n!)^2}{q!}. \quad (2.18)$$

Для шестиступеневої коробки швидкостей

$$n = 2, \quad q = 1, \quad p = \frac{(1 \cdot 2)^2}{1} = 4.$$

Для конструктивного варіанта – $z=3 \cdot 2$: кінематичні –

$$1) z = p_o(x_o) \cdot p_1(x_1) = 3(1) \cdot 2(3);$$

$$2) z = p_1(x_1) \cdot p_o(x_o) = 3(2) \cdot 2(1).$$

У варіанті 1 приймаємо групу між валами I і II (рис. 2.2) основною, отже $x_o = 1$, тоді група між валами II і III буде першою перебірною, у якої $x_1 = p_o$, тобто дорівнюватиме кількості передач основної групи $x_1 = 3$.

У варіанті 2 приймаємо групу між валами II і III основною, у якої $x_o = 1$, тоді група між валами I і II буде першою перебірною з характеристикою $x_1 = p_o = 2$. Аналогічно записуються варіанти 3 і 4 для конструктивного варіанта – $z = 2 \cdot 3$:

$$3) z = p_o(x_o) \cdot p_1(x_1) = 2(1) \cdot 3(2);$$

$$4) z = p_1(x_1) \cdot p_o(x_o) = 2(3) \cdot 3(1).$$

У приводі з дванадцятиступеневою коробкою швидкостей для кращого конструктивного варіанта $z=12=3 \cdot 2 \cdot 2$; кінематичні:

$$1) z = p_o(x_o) \cdot p_1(x_1) \cdot p_2(x_2) = 3(1) \cdot 2(3) \cdot 2(6);$$

$$2) z = p_o(x_o) \cdot p_2(x_2) \cdot p_1(x_1) = 3(1) \cdot 2(6) \cdot 2(3);$$

$$3) z = p_1(x_1) \cdot p_o(x_o) \cdot p_2(x_2) = 3(2) \cdot 2(1) \cdot 2(6);$$

$$4) z = p_2(x_2) \cdot p_o(x_o) \cdot p_1(x_1) = 3(4) \cdot 2(1) \cdot 2(2);$$

$$5) z = p_1(x_1) \cdot p_2(x_2) \cdot p_o(x_o) = 3(2) \cdot 2(6) \cdot 2(1);$$

$$6) z = p_2(x_2) \cdot p_1(x_1) \cdot p_o(x_o) = 3(4) \cdot 2(2) \cdot 2(1).$$

Проектуючи коробки швидкостей з пересувними колесами необхідно керуватися такими рекомендаціями:

1. Кількість передач у групі повинна бути не більша трьох, у виняткових випадках – чотири; в останньому випадку доцільно розділити чотиривінцевий блок на два подвійні.

2. Для зменшення маси приводу необхідно застосовувати такий варіант структури, за якого кількість передач у групах зменшується уздовж ланцюга передач від електродвигуна до шпинделя, тобто

$$p_1 \geq p_2 \geq p_3 \geq \dots \geq p_n. \quad (2.19)$$

Однак, в разі встановлення на першому валу коробки швидкостей додаткових механізмів (наприклад, гальма або реверсивної муфти), не потрібно розташовувати на ньому більше, як два колеса, оскільки збільшуються розміри коробки і ускладнюється конструкція. У цьому випадку, наприклад, бажано приймати структурну формулу $z = 2 \cdot 3 \cdot 2$ замість $z = 3 \cdot 2 \cdot 2$.

3. На шпинделі недоцільно встановлювати рухомі шестірни. Нерухомих в осьовому напрямі шестірень повинно бути не більше як дві і розташовувати їх бажано ближче до передньої опори [25].

4. З метою зменшення довжини валів кількість шестірень на проміжних валах не повинна перевищувати п'яти. Способом зменшення їх кількості є застосування "зв'язаних" шестірень (див.розділ 2.4.5) або поодиноких передач серед групових.

У нашому прикладі кращим конструктивним варіантом буде варіант $z=3 \cdot 2$.

Аналіз структурних варіантів. Для визначення придатності варіантів необхідно зробити аналіз і знайти максимальні перепади частот обертання $\varphi^{\chi_{\max}}$ в групах.

Відомо, що співвідношення проміжних передавальних відношень у кожній окремо взятій групі передач утворюють пропорцію [4,5]

$$i_1 : i_2 : \dots : i_p = 1 : \varphi^x : \varphi^{2x} : \dots : \varphi^{(p-1)x}. \quad (2.20)$$

Звідси напишемо рівняння граничних співвідношень передавальних відношень для будь-якої групи передач

$$\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_p}{i_1} = \frac{\varphi^{(p-1)x}}{1} = \varphi^{(p-1)x}. \quad (2.21)$$

Користуючись рівнянням (2.21), зробимо аналіз кінематичних структурних варіантів кращого конструктивного $z = 3 \cdot 2 = 6$.

Варіант I.

Між валами I і II $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(p_0-1)x_0} = \varphi^{(3-1)1} = \varphi^2$.

Між валами II і III $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 3} = \varphi^3$.

У цьому варіанті $x_{\max} = 3$, тобто $\varphi^{x_{\max}} = \varphi^3$.

Варіант 2.

Між валами I і II $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(3-1) \cdot 2} = \varphi^4$.

Між валами II і III $\frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \varphi^{(2-1) \cdot 1} = \varphi$.

В цьому варіанті $x_{\max} = 4$, тобто $\varphi^{x_{\max}} = \varphi^4$.

В цілому для двох варіантів отримано такі результати:

$$1) \text{ для варіанта 1 } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^3;$$

$$2) \text{ для варіанта 2 } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\max} = \varphi^4.$$

Подальше завдання аналізу зводиться до вибору варіанта придатного для створення коробки.

$$\text{Оскільки } \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\text{гран}} \leq 8 = \varphi^{x_{\max}}, \quad (2.22)$$

тоді для варіанта 1 – $\varphi^3 = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[3]{8} = 2$;

для варіанта 2 – $\varphi^4 = 8$ або $\varphi_{\max} = \sqrt[4]{8} = 1,68$.

Коробки швидкостей проектується для заданого або вибраного значення φ_3 і прийнятним варіантом буде той, у якому $\varphi_{\max} \geq \varphi_3$.

Для нашого прикладу варіант 1 прийнятний для будь-якого φ_3 . Якщо для проєктованої коробки швидкостей $\varphi_3 \geq 1,78$, тоді варіант 2 виявляється не прийнятним, оскільки $\varphi_3 > \varphi_{\max}$.

Дуже часто аналіз структурних варіантів приводить до декількох придатних варіантів. Тому у разі вибору кращого структурного варіанту з придатних необхідно враховувати, що характеристики груп повинні збільшуватися у напрямку від електродвигуна до шпинделя, тобто

$$x_0 < x_1 < x_2 < \dots < x_{n-1}. \quad (2.23)$$

У нашому прикладі кращим кінематичним варіантом буде варіант 1 $z = 3(1) \cdot 2(3)$.

Побудова структурних сіток. Структурні сітки умовно будують симетричними, вони дають уявлення про різні варіанти кінематичного ланцюга приводу. Структурні сітки будують так (рис. 2.3):

а) приблизно на однаковій відстані проводять вертикальні лінії, кількість яких буде на одну лінію більша від кількості груп; поле між двома вертикальними лініями відводиться для однієї групи передач згідно з послідовністю конструктивного розміщення груп уздовж кінематичного ланцюга;

б) у довільному масштабі на однакових відстанях проводять стільки горизонтальних ліній, скільки частот обертання має привід; відстані між горизонтальними лініями дорівнюють $lg\varphi$. Практично немає необхідності постійно враховувати наявність lg при φ , і відрізки можна вважати такими, що дорівнюють значенню φ .

в) над полем кожної групи, у послідовності конструктивного розміщення груп у приводі, записують кількість передач в групі p_i і її характеристику x_i ;

г) на лівій вертикалі поля першої групи наносимо позначку (точку O), розміщену симетрично відносно горизонталей. На правій вертикалі поля групи розміщуємо симетрично стільки позначок, скільки передач має група, на відстанях, які дорівнюють характеристичі цієї групи, вираженої в частках $lg\varphi$. Одержані точки з'єднуємо прямими променями з точкою O;

д) у полі другої групи з кожної позначки на лівій вертикалі поля проводимо симетрично стільки променів, скільки передач в групі, відстані між кінцями променів яких дорівнюють $x_i/lg\varphi$.

Структурні сітки містять такі дані про привід:

а) кількість ступенів частот обертання на валах приводу;

б) кількість групових передач та послідовність їх конструктивного розміщення;

в) кількість передач в кожній групі;

г) характеристики груп, тобто їх місце залежно від варіанта кінематичного вмикання;

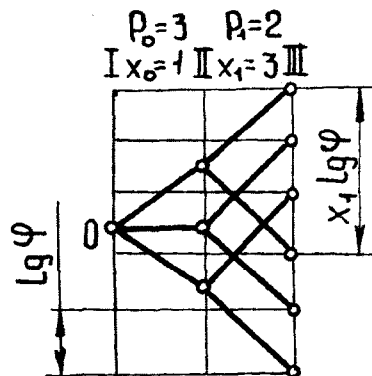


Рис. 2.3. Структурна сітка для варіанта $z = 6 = 3(1) \cdot 2(3)$

д) діапазон регулювання кожної групи передач і цілого приводу.

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертання і передавальних відношень передач у групах.

Побудова графіків частот обертання. Конкретні значення величин передавальних відношень усіх передач приводу і частот обертання усіх його валів визначають, будуючи графік (картину) частот обертання. Для його побудови повинні бути відомі: значення знаменника ряду частот обертання φ ; фактичні частоти обертання від $n_1 = n_{min}$ до $n_z = n_{max}$ (округлені до нормальних значень див. дод. 1); частота обертання вала вибраного приводного двигуна n_e ; повна кінематична схема приводу, яка, крім групових передач, може мати і поодинокі передачі (наприклад, пасову передачу між валом електродвигуна і валом I коробки швидкостей).

Побудуємо графік частот обертання для варіанта структурної формули

$$z = 6 = 3(1) \cdot 2(3); \varphi = 1,26; n_1 = 160 \text{ хв}^{-1}; n_6 = 500 \text{ хв}^{-1}; n_e = 1000 \text{ хв}^{-1}.$$

Послідовність побудови графіка частот обертання така (рис. 2.4):

1. На однакових відстанях проводять чотири вертикальні лінії, відповідно до кількості валів коробки плюс вал електродвигуна.

2. Порівняно зі структурною сіткою кількість горизонтальних ліній залишається незмінною, якщо частота обертання електродвигуна не перевищує n_{max} шпинделя. На лінії останнього вала знизу наноситься весь ряд частот обертання від n_{min} до n_{max} , приведених до нормального ряду (див. дод. 1).

На лінію вала електродвигуна наноситься точка його частоти обертання.

3. Під час побудови графіка частот обертання необхідно вибрати на проміжних валах такі точки, щоб передавальні відношення були в допустимих межах згідно з формулами (2.14)–(2.16), тобто щоб за вибраного значення φ кількість інтервалів між крайніми точками променя не перевищувала значень, наведених у табл. 2.2.

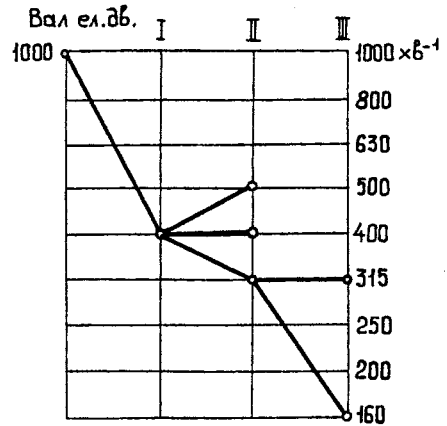


Рис. 2.4. Побудова графіка частот обертання

пасову передачу між валом електродвигуна і валом I коробки швидкостей).

2.2. Рекомендовані кількості інтервалів між крайніми точками променя для коробок швидкостей і подач

Механізм приводу	Передачі	Кількість інтервалів для φ						
		1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
Коробки швидкостей	Понижувальні	24	12	6	4	3	2	2
	Підвищувальні: а) прямозубчасті	12	6	3	2	1	1	1
	б) непрямоzubчасті	16	8	4	2,7	2	1,6	1,3
Коробки подач	Понижувальні	28	14	7	4,7	3,5	2,8	2,3
	Підвищувальні	18	9	4,5	3	2,2	1,8	1,5

4. Поодинокі передачі (частіше пасові) переважно призначені для зниження частот обертання електродвигуна; їх передавальні відношення не повинні бути меншими ніж 1: 2,5.

5. Кінематичним засобом зменшення радіальних габаритів групових передач є умова: $i_{max} \cdot i_{min} = 1$. На графіку частот обертання вона приводить до симетричного розташування променів у полі групи.

Побудова ведеться відповідно до прийнятого варіанта структурної сітки. Лінія, яка з'єднує на графіку дві точки валів, означає передачу з передавальним відношенням $i = \varphi^m$, де m – кількість інтервалів $lg \varphi$, між крайніми точками променя. Якщо промінь спрямований вгору (завжди від ведучого вала до веденого), то передача підвищувальна і $m > 0$, якщо вниз, то понижувальна – $m < 0$. Для передачі $i = 1$ показник степеня $m = 0$ і промінь горизонтальний.

Доцільніше використовувати варіант графіка частот, за якого мінімальне передавальне відношення у групах зменшується з наближенням до шпинделя, досягаючи в останній групі граничного значення. У цьому випадку перші вали працюють за вищих частотах, з меншими обертовими моментами, мають менші діаметри і модулі зубчастих коліс. Разом з тим, проміжні вали не повинні працювати з дуже великими частотами, оскільки збільшуються втрати потужності неробочого ходу, інтенсивніше зношуються деталі, збільшуються вібрації та шум.

Побудова графіка частот обертання починається з побудови понижувальної передачі від мінімальної частоти вихідного вала до електродвигуна.

З графіка (рис. 2.5) видно, що між валом електродвигуна і валом I є пасова передача з передавальним відношенням

$$i_0 = \frac{1}{\phi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,5}$$

Приймаємо діаметри шківів $D_1=100$ мм, $D_2=250$ мм.

Для однієї структурної сітки можна побудувати декілька варіантів графіків частот обертання.

Графік частот обертання має все те, що містить структурна сітка, але, крім цього виявляє: 1) кількість поодиноких передач, які потрібні для конструктивного компоунвання приводу і для зниження частоти обертання електродвигуна до мінімальної частоти обертання шпинделя; 2) відносне розташування поодиноких передач серед групових; 3) передавальні відношення всіх передач за усіх частотах обертання шпинделя; 4) частоти обертання усіх валів механізму за усіх вмиканнях передач.

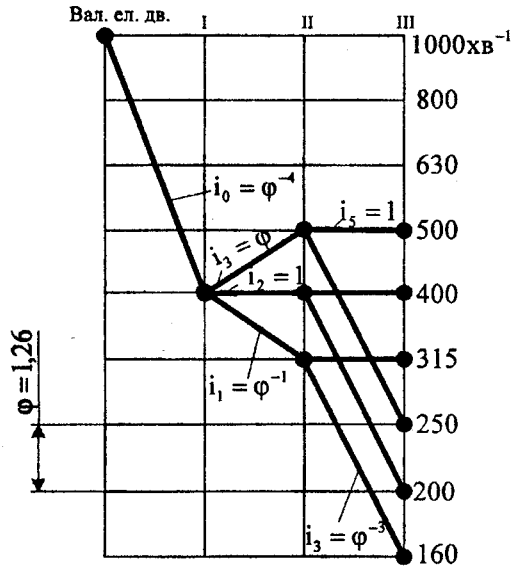


Рис. 2.5. Графік частот обертання для варіанта $z = 6 = 3(1) \cdot 2(3)$

2.4.2. Коробки швидкостей і подач зі складеною структурою

В багатьох випадках, особливо в разі збільшення діапазону регулювання швидкостей, простий привід на базі звичайної розмножувальної структури здійснити неможливо. Тому у верстатобудуванні застосовують складені структури, які складаються з двох або більше кінематичних ланцюгів, кожна з яких є звичайною розмножувальною структурою. Один з цих ланцюгів (короткий) призначений для високих, інші (довші) – для низьких частот обертання.

Кількість ступенів приводу дорівнює сумі кількостей ступенів усіх складових розмножувальних структур.

Структурна формула складеного приводу [4, 5, 23]

$$z = z' + z'' + z''' + \dots, \quad (2.24)$$

де z – кількість ступенів складеного приводу; $z', z'' \dots$ – кількість ступенів швидкості складових структур.

Звичайно в структурах $z', z'' \dots$ є спільна частина, яка використовується для одержання усіх частот, позначимо її $z_{\text{сп}}$. Додаткову частину структури позначимо $z_{\text{д}}$ з індексом складової структури.

$$\text{Тоді } z' = z_{\text{сп}} \cdot z'_{\text{д}}; \quad z'' = z_{\text{сп}} \cdot z''_{\text{д}}, \dots$$

Наприклад, для приводу, який складається з двох ланцюгів

$$z = z' + z'' = z_{\text{сп}} \cdot z'_{\text{д}} + z_{\text{сп}} \cdot z''_{\text{д}} = z_{\text{сп}} \cdot (z'_{\text{д}} + z''_{\text{д}}).$$

Складені структури мають низку переваг. Вони можуть забезпечувати велику кількість ступенів частот у широкому діапазоні регулювання. Високі частоти передаються короткими кінематичними ланцюгами, які зменшують втрати потужності й підвищують ККД.

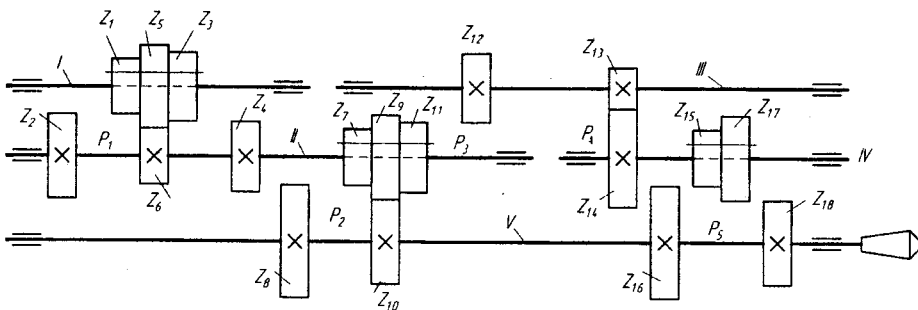


Рис. 2.6. Схема коробки швидкостей зі складеною структурою

В коробці швидкостей (рис. 2.6) обертання від вала I до вала II передає група коліс p_1 . Далі рух на шпиндель передається двома ланцюгами; за лівого і середнього положень блока $z_7 - z_9 - z_{11}$ через передачі z_7 / z_8 , або $z_9 - z_{10}$ (група p_2); за правого положення блока – групами передач p_3 , p_4 , p_5 . Отже, кількість ступенів швидкостей

$$z = z' + z'' = p_1 \cdot (p_2 + p_3 \cdot p_4 \cdot p_5).$$

Для даного випадку

$$p_1 = 3(1); p_2 = 2(3); p_3 = 1; p_4 = 1; p_5 = 2(3).$$

Отже, $z = 3(1) \cdot [2(3) + 1 \cdot 1 \cdot 2(3)] = 12$.

Побудуємо структурні сітки окремо для кожної структури (рис. 2.7,а)

$$z' = 3(1) \cdot 2(3) \text{ і } z'' = 3(1) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2(3).$$

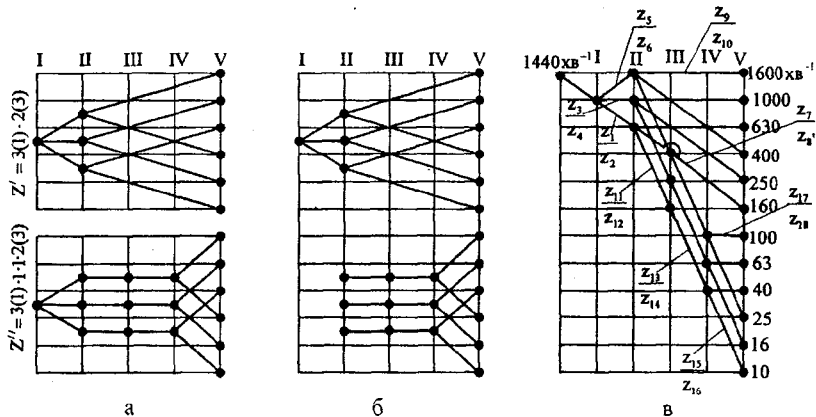


Рис. 2.7. Структурні сітки і графік частот обертання коробки швидкостей зі складеною структурою для варіанта $z = 12 = 3(1) \cdot [2(3) + 1 \cdot 1 \cdot 2(3)]$

Перша група передач $3(1)$ – спільна для обох структур. Далі будуємо складену структурну сітку (рис. 2.7, б).

За складеною структурною сіткою будуємо звичайним способом графік частот обертання (рис. 2.7,в) для

$$\varphi = 1,58; z = 12; n_{\min} = 10 \text{ хв}^{-1}; n_{\max} = 1600 \text{ хв}^{-1}; n_c = 1440 \text{ хв}^{-1}.$$

2.4.3. Коробки швидкостей з приводом від багатошвидкісних електродвигунів

Застосування у приводі багатошвидкісного електродвигуна спрощує конструкцію коробки швидкостей, полегшує ввімкнення швидкостей, тобто виникає можливість перемикання швидкостей на ходу.

У верстатах використовуються дво-, три-, чотиришвидкісні електродвигуни, до того ж в одних електродвигунах частоти обертання змінюються у разі перемикання полюсів, вдвічі (наприклад, $n_{синхр} = 750/1500; 1500/3000; 750/1500/3000 \text{ хв}^{-1}$), в інших змінюються в іншому відношенні (наприклад, $n_{синхр} = 750/1000/1500; 500/1000/1500/3000; 500/750/1000/1500 \text{ хв}^{-1}$).

Для отримання на верстатах геометричного ряду частот обертання (частот подвійних ходів), можна застосовувати тільки електродвигуни з подвоюваними частотами обертання, на які орієнтований вибір стандартних значень φ . Не порушуючи геометричного ряду, можна використовувати тільки $\varphi = 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 2$; оскільки $\varphi = \sqrt[2]{2}$ [5, 25, 36].

Якщо застосовується багатошвидкісний електродвигун, його розглядають як електрогрупу з кількістю передач p_e , характеристикою x_e та знаменником ряду $\varphi_e = 2$. Отже варіант структурної формули буде мати вигляд:

$$z = p_e(x_e) \cdot p_1(x_1) \cdot p_2(x_2) \dots \quad (2.25)$$

Оскільки $\varphi_e = 2 = \varphi^{x_e}$, то характеристика $x_e = \frac{\lg 2}{\lg \varphi}$.

Для стандартних значень φ характеристика x_e подана у табл. 2.3.

2.3. Характеристика електрогрупи x_e для φ

φ	1,12	1,26	1,41	2
x_e	6	3	2	1

Коли $\varphi = 2$, p_e – основна група;

коли $\varphi = 1,41$ та $\varphi = 1,26$, p_e – перша перебірна група;

коли $\varphi = 1,12$, p_e – друга перебірна група.

Якщо електрогрупа p_e не є основною, то $x_e = p_1 \cdot p_2 \dots$, тобто дорівнює добутку кількостей передач груп, які кінематично передують електрогрупі.

Приклад. Дано: $z = 12$, $\varphi = 1,26$. Електропривід – двошвидкісний електродвигун трифазного змінного струму з $z_e = 2$. Побудувати структурну сітку та графік частот обертання для

$$n_{e_1} = 1500 \text{ хв}^{-1}; n_{e_2} = 750 \text{ хв}^{-1}; n_{\min} = 125 \text{ і } n_{\max} = 1600 \text{ хв}^{-1}.$$

1. Для $\phi = 1,26$ характеристика $x_e = 3$, отже, в структурній формулі її позначає множник 2(3). Відому структурну формулу $z = 12 = 3(1) \cdot 2(3) \cdot 2(6)$ можна для цього випадку переписати так: $z = z_e \cdot z_k = 2(3) \cdot 3(1) \cdot 2(6)$.

Тобто $z_k = 3(1) \cdot 2(6)$, де z_e – кількість ступенів електродвигуна; z_k – кількість ступенів коробки швидкостей.

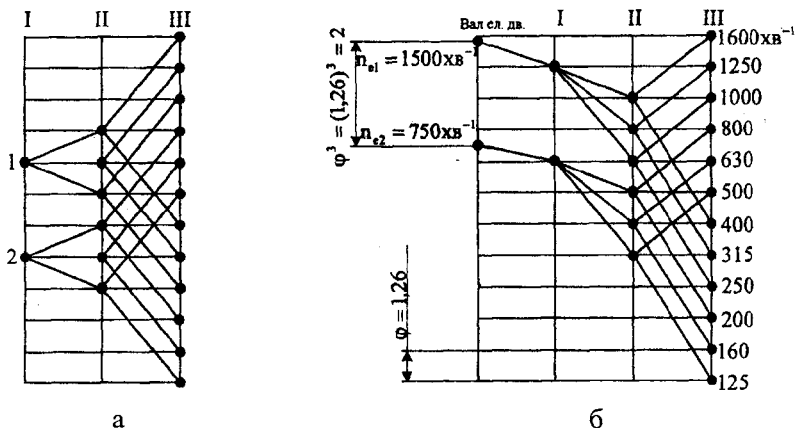


Рис. 2.8. Структурна сітка (а) та графік частот обертання (б) для коробки швидкостей з двошвидкісним електродвигуном

2. Будуємо структурну сітку. Перша група – “електрична” з $x_e = 3$. Наносимо на лінії вала I симетрично дві точки 1 і 2 на віддалі трьох інтервалів. Від кожної точки будуємо звичайним способом сітку для структури $z_k = 6 = 3(1) \cdot 2(6)$ (рис. 2.8, а). Далі будуємо графік частот обертання (рис. 2.8, б).

2.4.4. Структури зі змінними шестірнями

Змінні шестірні можуть бути або єдиною ланкою налаштування, або застосовуватися в сполученні з коробкою швидкостей іншого типу.

Для налаштування швидкісного ланцюга найчастіше застосовується однопарна гітара змінних шестірень; бажано всі пари шестірень використовувати двічі – як прискорювальну передачу (i) і як сповільнювальну ($1/i$). Тому, якщо немає особливої необхідності, пару шестірень з $i=1$ застосовувати небажано, а пере-

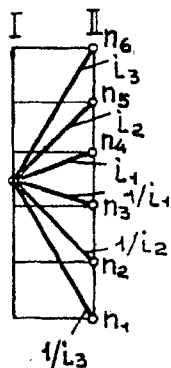


Рис. 2.9. Графік частот обертання гітари змінних коліс

давальні відношення за даного φ підбирають, виходячи з симетричного графіка частот обертання (рис. 2.9) та з формул

$$i_1 = \varphi^{1/2}; \quad i_2 = \varphi^{3/2}; \dots; \quad i_n = \varphi^{2n-1/2}. \quad (2.26)$$

Значення передавальних відношень повинні залишатися в рекомендованих межах ($1/4 \leq i \leq 2$), для чого необхідно вибрати відповідний структурний варіант. За віялоподібного графіка частот обертання змінні шестерні доцільно розташовувати в області вищих частот обертання, і ця група має бути основною.

У верстатобудуванні прийняті такі значення міжцентрових відстаней для однопарних гітар змінних коліс:

$$A_1 = 36m; \quad A_2 = 45m; \quad A_3 = 60m,$$

де m – модуль зубчастих коліс.

Отже, виходячи із вказаних значень міжцентрових відстаней, суму кількостей зубців змінних коліс одержимо, підставивши їх значення

$$s_z = z_1 + z_2 = \frac{2A}{m} = 72, \text{ або } 90, \text{ або } 120.$$

2.4.5. Структури зі зв'язаними колесами

Зв'язаними називаються такі зубчасті колеса, які належать до двох суміжних груп передач, тобто працюють і як ведучі, і як ведені. Тоді зменшуються кількість зубчастих коліс і осьові розміри коробок швидкостей і подач.

Якщо тривалова коробка швидкостей має дві групи передач (рис. 2.10,а), то потрібно підібрати кількість зубців коліс z_4 і z_9 так, щоб вона була однаковою ($z_4 = z_9$), то можна обидва колеса об'єднати в одне (рис. 2.10,б). Воно одночасно належить і першій, і другій групам, працює як ведуча, і як ведена ланка. Але є небезпека зростання радіальних габаритів коробок швидкостей і подач.

Найменші радіальні розміри коробки будуть за мінімального значення суми зубців [5]

$$s_z = s'_z + s''_z, \quad (2.27)$$

де $s'_z = z_3 + z_{3B}$; $s''_z = z_{3B} + z_{10}$.

Позначимо $\frac{z_3}{z_{3B}} = i_A$; $\frac{z_{3B}}{z_{10}} = i_B$.

Тоді $\frac{z_3}{z_{3B}} = i_A = \frac{s'_z - z_{3B}}{z_{3B}}$, отже, $z_{3B} \cdot i_A = s'_z - z_{3B}$;

$$z_{3B}(i_A + 1) = s'_z; \quad z_{3B} = \frac{s'_z}{i_A + 1}. \quad (2.28)$$

Оскільки зубчасте колесо z_{3B} входить і в другу групу передач, то s''_z визначається значенням z_{3B} і прийнятими значеннями i_B .

$$\begin{cases} s''_z = z_{3B} + z_{10}; \\ i_B = \frac{z_{3B}}{z_{10}}. \end{cases}$$

Звідси

$$s''_z = s'_z \frac{1 + i_B}{i_B + i_A i_B}. \quad (2.29)$$

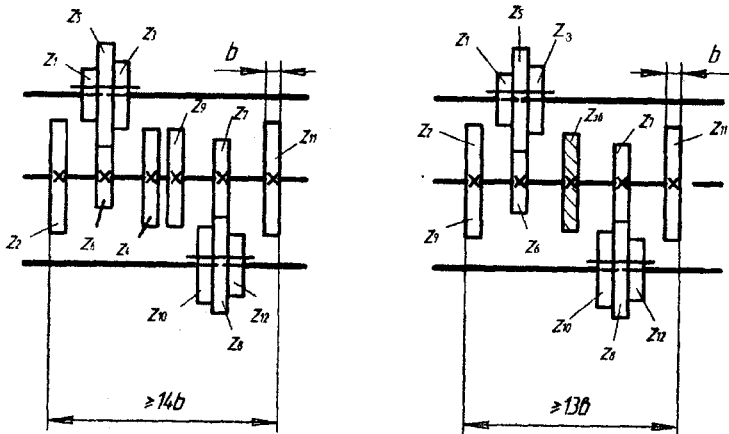


Рис. 2.10. Схема коробки швидкостей зі зв'язаним колесом

За сталого значення S'_z величина S''_z змінюватиметься залежно від зміни добутку $i_A \cdot i_B$ [5,23].

2.4.6. Структури зі зміненими характеристиками груп передач

У структурі $z = 12 = 2(1) \cdot 3(2) \cdot 2(6)$ передавальні відношення, коли $\varphi = 1,58$ набувають недопустимі значення – менше від $1/4$ і більше за 2. Цьому можна запобігти, якщо зменшити характеристику останньої перебірної групи.

З табл. 2.2 видно, що кількість інтервалів між крайніми точками променя у понижувальній передачі, дорівнює трьом, у підвищувальній – одному, отже, характеристика x_2 не може бути більшою, ніж чотири. Прийmemo $x_2 = 4$ і побудуємо структурну сітку для структури $z = 12 = 2(1) \cdot 3(2) \cdot 2(4)$. Із сітки (рис. 2.11,а) випливає, що кількість ступенів частот обертання $z = 10$, оскільки дві швидкості відзначені кільцями повторюються.

Такими ж структурами користуються для одержання кількості ступенів

$$z = 5,7,10,11,13,14,15,17,19,20,21,22, 23 \text{ і т.д.}$$

Якщо зменшити характеристику передостанньої групи, то відбудеться збігання частот обертання на веденому валу даної групи, а на валу IV частоти будуть випадати. Так, наприклад, прийmemo, що x_1 дорівнює одиниці замість двох. Із сітки (рис. 2.11, б) видно, що за діапазона регулювання φ^9 кількість ступенів частот обертання $z = 8$, оскільки дві частоти випали. Структури з випаданням частот обертання в середині діапазону регулювання приводу практичного застосування не мають, оскільки верстати переважно використовуються в середній частині діапазону частот обертання шпинделя, подвійних ходів і подач.

У деяких випадках зменшення кількості ступенів частот обертання на валу IV відбувається без випадання частот. Так відбувається, якщо зменшити характеристики другої і третьої груп на одиницю. Побудуємо сітку (рис. 2.11, в) для структури $z = 3(1) \cdot 2(2) \cdot 2(5)$.

Якщо штучно збільшити характеристику основної групи, то відбудеться випадання частот обертання по кінцях діапазону регулювання (рис. 2.11,г). У даному випадку одержуємо привід з двома значеннями знаменника ряду, тобто в середині діапазону знаменник φ , а на кінцях – φ^2 .

Побудуємо сітку для структури $z = 2(5) \cdot 3(2) \cdot 2(6)$. Якщо прийняти $\phi = 1,26$, то діапазон регулювання для звичайного кінематичного варіанта $z = 2(5) \cdot 3(2) \cdot 2(6)$:

$$R_n = 1,26^{11} \cong 13, \text{ а в даному випадку } z = 2(5) \cdot 3(2) \cdot 2(6). R_n = 1,26^{15} \cong 32.$$

Структури з випаданням швидкостей на кінцях діапазону регулювання використовуються досить часто.

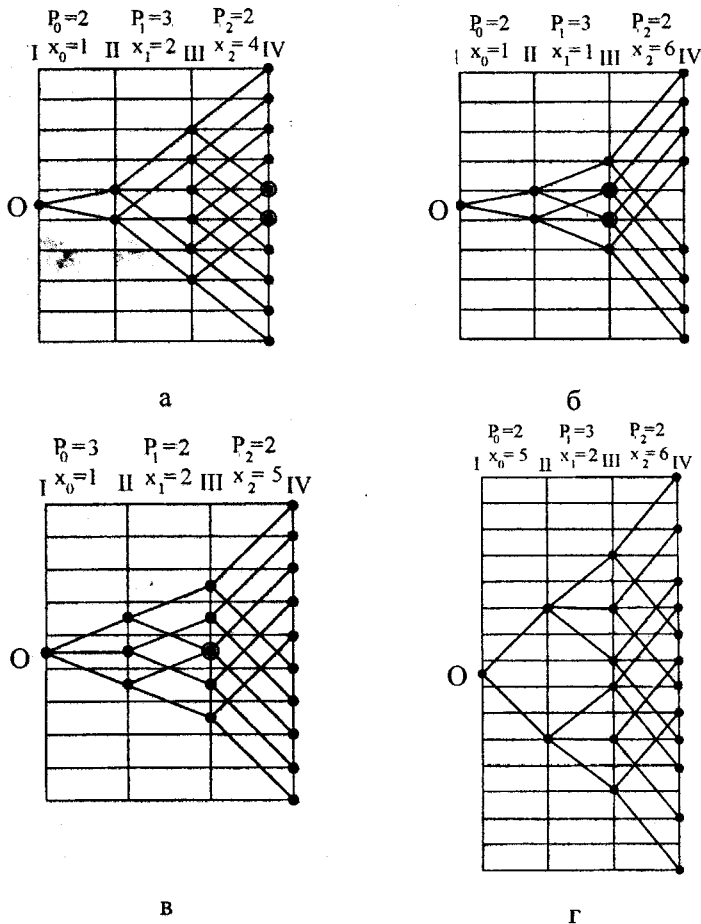


Рис. 2.11. Структурні сітки зі збіганням та випаданням швидкостей

2.5. РОЗРАХУНОК КІЛЬКОСТІ ЗУБЦІВ ШЕСТИРЕНЬ

2.5.1. Визначення кількості зубців шестірень методом найменшого кратного

Колові зусилля, які передаються різними парами коліс групи відрізняються. Якщо ця відмінність невелика, то для зменшення номенклатури зуборізного інструменту і інструменту для контролю розмірів зубців намагаються зменшити кількість використовуваних модулів. У важко навантажених шестіренях збільшують ширину і (або) виконують їх з якісніших матеріалів. Це не буде ускладнювати виготовлення коробки швидкостей надмірним урізноманітнюванням модулів коліс. Тому найхарактернішим випадком є визначення кількості зубців зубчастих коліс з однаковим модулем, які входять у дану групу [4].

Визначення кількості зубців, якщо модулі всіх передач групи однакові. За сталою міжосьовою відстанню

$$z_j + z'_j = s_z = \text{const} , \quad (2.30)$$

де $z_j, z'_j \dots$ – кількість зубців відповідно ведучого і веденого коліс, $j = 1, 2, 3, \dots, p$; s_z – сума кількості зубців пари коліс (звичайно вона не перевищує 100...120).

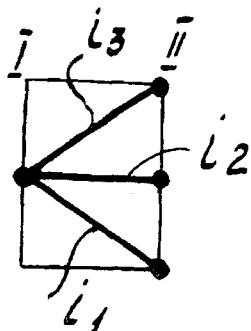
Передавальні відношення зубчастих передач можуть бути подані у вигляді простих дробів з чисельником a_j і знаменником b_j , тобто $i_j = z_j / z'_j = a_j / b_j$, де a_j, b_j – цілі числа. Звідки $z_j = z'_j \cdot \frac{a_j}{b_j}$ і після підставлення в (2.30) одержимо: $z'_j \cdot \frac{a_j + b_j}{b_j} = s_z$,

звідки

$$z'_j = \frac{s_z \cdot b_j}{a_j + b_j}; z_j = \frac{s_z \cdot a_j}{a_j + b_j} . \quad (2.31)$$

З останніх виразів видно, що для того, щоб кількості зубців z_j, z'_j були цілими числами, кількість s_z повинна бути найменшим спільним кратним сум $a_j + b_j$.

Для групи, яка складається з декількох зубчастих передач, найменша сума зубців $s_{z \text{ min}}$ дорівнюватиме найменшому кратному сум $a_1 + b_1; a_2 + b_2; \dots$, тобто $s_{z \text{ min}} = k$.



Підставляємо $s_z \min$ у формулу (2.31) замість s_z . Може статися, що кількість зубців буде недопустимо малою або великою. У першому випадку їх треба збільшити у ціле число E разів (або дробове) в іншому – зменшити. У разі зменшення або збільшення можуть з'явитися дробові кількості зубців. Заокругливши їх до цілого значення і відкинувши дробові частини, змінюють s_z . Тому такі передачі піддають корегуванню.

Суми кількостей зубців повинні дорівнювати: 40, 42, 45, 48, 50, 54, 60, 72, 75, 80, 90, 96, 100, 105, 108, 120.

Рис. 2.12. Поле основної групи

Приклад. Для коробки швидкостей (див. рис. 2.2) кількість зубців коліс передач основної групи, яка характеризується полем графіка частот обертання (рис. 2.12), визначаються так:

$$\left. \begin{aligned} i_1 &= \frac{1}{\varphi} = \frac{a_1}{b_1} = \frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5}; & 4 + 5 = 9 &; \\ i_2 &= \frac{1}{\varphi^0} = \frac{a_2}{b_2} = \frac{1}{1,26^0} = \frac{1}{1}; & 1 + 1 = 2 &; \\ i_3 &= \frac{\varphi}{1} = \frac{a_3}{b_3} = \frac{1,26}{1} \approx \frac{5}{4}; & 5 + 4 = 9 &; \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{найменше кратне} \\ k = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 18. \end{array}$$

Мінімальна кількість зубців буде у ведучій шестерні z_1 передачі i_1 . Практично для коробок швидкостей $z_{\min} = 18 \dots 20$, для коробок подач $z_{\min} = 16$ зубців. За (2.31) $z_1 = \frac{18 \cdot 4}{4 + 5} = 8$; ця кількість зубців недопустимо мала, тому маємо її збільшити у $\frac{18}{8} = 2,25$ рази. Отже, у стільки ж разів маємо збільшити суму зубців, тобто

$$s_z = 18 \cdot 2,25 = 40,5.$$

Приймаємо $s_z = 40$ і підставляючи у (2.31), одержимо

$$z_1 = \frac{40 \cdot 4}{4 + 5} = 18; \quad z'_1 = \frac{40 \cdot 5}{4 + 5} = 22;$$

$$z_2 = \frac{40 \cdot 1}{1 + 1} = 20; \quad z'_2 = 20;$$

$$z_3 = \frac{40 \cdot 5}{5 + 4} = 22; \quad z'_3 = \frac{40 \cdot 4}{5 + 4} = 18.$$

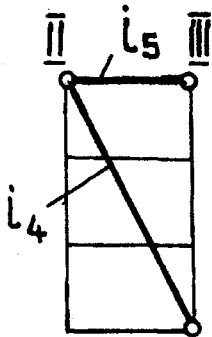
Так само визначимо кількість зубців коліс передач перебірної групи (рис. 2.13):

$$\left. \begin{aligned} i_4 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{a_4}{b_4} = \frac{1}{1,26^3} \approx \frac{1}{2}; \quad 1+2=3 \\ i_5 = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{a_5}{b_5} = \frac{1}{1,26^0} = \frac{1}{1}; \quad 1+1=2 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{найменше кратне} \\ k = 3 \cdot 2 = 6. \end{array}$$

Мінімальна кількість зубців буде у ведучій шестірні z_4 передачі i_4 :

$$z_4 = \frac{6 \cdot 1}{1 + 2} = 2;$$

збільшуємо її у $\frac{18}{2} = 9$ разів. Отже, збільшуємо суму зубців пари коліс у групі



$$s_z = 6 \cdot 9 = 54.$$

Визначаємо кількість зубців коліс перебірної групи:

$$z_4 = \frac{54 \cdot 1}{1 + 2} = 18; \quad z'_4 = \frac{54 \cdot 2}{1 + 2} = 36;$$

$$z_5 = \frac{54 \cdot 1}{1 + 1} = 27; \quad z'_5 = 27.$$

Рис. 2.13. Поле перебірної групи

Зведемо результати розрахунків у табл. 2.4.

2.4. Визначення дійсних частот обертання шпинделя і відхилення їх від табличних

Дійсні частоти обертання, хв ⁻¹	$n_{\text{табл}}$, хв ⁻¹	Δn , %
$n_1 = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{z_1}{z'_1} \cdot \frac{z_4}{z'_4} = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{18}{22} \cdot \frac{18}{36} = 164;$	160	2,5
$n_2 = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{z_2}{z'_2} \cdot \frac{z_4}{z'_4} = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{18}{36} = 200;$	200	0
$n_3 = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{z_3}{z'_3} \cdot \frac{z_4}{z'_4} = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{22}{18} \cdot \frac{18}{36} = 244;$	250	-2,4
$n_4 = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{z_1}{z'_1} \cdot \frac{z_5}{z'_5} = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{18}{22} \cdot \frac{27}{27} = 327;$	315	3,8
$n_5 = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{z_2}{z'_2} \cdot \frac{z_5}{z'_5} = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{20}{20} \cdot \frac{27}{27} = 400;$	400	0
$n_6 = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{z_3}{z'_3} \cdot \frac{z_5}{z'_5} = 1000 \frac{100}{250} \cdot \frac{22}{18} \cdot \frac{27}{27} = 489$	500	-2,2

Відхилення від табличних значень не повинні бути більші ніж $\Delta n_{\text{max}} = \pm 10(\varphi - 1)\% = \pm 10(1,26 - 1)\% = \pm 2,6\%$, тобто

$$\frac{n_d - n_{\text{табл}}}{n_{\text{табл}}} \cdot 100\% \leq \Delta n_{\text{max}},$$

де n_d – дійсна частота обертання даного ступеня; $n_{\text{табл}}$ – табличне значення частоти обертання.

Результати обчислень показують, що відхилення дійсної частоти обертання n_4 від табличної виходить за межі допустимого. Тоді для зменшення похибки приймаємо у передачі z_1/z'_1 суму кількості зубців $z_2=41$, тобто шестірню $z'_1=22$ замінюємо шестірню $z'_1=23$ і корегуємо її. Тоді для цієї шестірні береться заготовка, яка відповідає за діаметром шестірні $z'_1=22$ і на ній нарізаються 23 зубці.

Зробимо повторний розрахунок дійсних частот обертання шпинделя, в рівняннях яких опинилася коригована шестірня $z'_1=23$.

$$n_1 = 1000 \cdot \frac{100}{250} \cdot \frac{18}{23} \cdot \frac{18}{36} = 156; \quad \Delta n = -2,5.$$

$$n_4 = 1000 \cdot \frac{100}{250} \cdot \frac{18}{23} \cdot \frac{27}{27} = 313; \quad \Delta n = -0,6.$$

Тепер можна вважати, що відхилення дійсних частот обертання шпинделя від табличних знаходяться в межах допустимого.

Іноді коллові зусилля, які передаються різними парами коліс групи, відрізняються настільки значно, що доцільно брати для них різні модулі; але і в таких випадках більше ніж два модулі в одній групі не варто допускати – в цьому, як правило, немає такої необхідності.

Визначення кількості зубців коліс, якщо модулі передач однієї групи різні.

У такому випадку у формулу $z_j = \frac{s_z \cdot a_j}{a_j + b_j}$ замість s_z потрібно підставляти $2A/m_j$,

тобто $z_j = \frac{2A}{m_j} \cdot \frac{a_j}{a_j + b_j}$. Кількість зубців z_j буде цілою тільки тоді, коли

$$2A = E m_j (a_j + b_j), \quad \text{де } E = \frac{z_j}{a_j} \text{ – ціле число.}$$

Отже, найменша, подвоєна міжосьова відстань $2A$, дорівнює найменшому кратному добутків $m_j(a_j + b_j)$. Оскільки модулі можуть бути не цілими числами, то замість них потрібно підставляти кратні їм цілі числа (наприклад, якщо $m_1=2,5$ мм, а $m_2=3,5$ мм), то у разі визначення величини $2A$ потрібно підставити 5 і 7. Якщо отримане значення дуже велике, то знаходять найменше кратне модулів і, збільшивши його в декілька разів, приймають отримане число за подвоєну міжосьову відстань. Тоді суми кількостей зубців $s_z = 2A/m_j$ – цілі числа, але визна-

чені кількості зубців $z_j = \frac{2A}{m_j} \cdot \frac{a_j}{a_j + b_j}$ можуть бути дробовими і їх потрібно

округляти.

Визначення кількості зубців коліс косозубчастих передач. Для всіх зубчастих передач групи нормальний модуль m_n однаковий; кути β_j нахилу зубців у коліс окремих передач можуть бути різними. Міжосьова відстань

$$A = \frac{m_n(z_j + z'_j)}{2 \cos \beta_j} \cdot \text{Кількість зубців спряжених коліс}$$

$$z_j = \frac{2A \cdot a_j \cdot \cos \beta_j}{m_n(a_j + b_j)}; \quad z'_j = \frac{2A \cdot b_j \cdot \cos \beta_j}{m_n(a_j + b_j)}. \quad (2.32)$$

Можливі два випадки:

Якщо поставлена вимога $\beta_j = \text{const} = \beta$, то суму s_z кількості зубців коліс знаходять як величину, кратну сумам $a_j + b_j$ і по ній визначають міжосьову відстань і кількість зубців коліс:

$$A = \frac{m_n s_z}{2 \cos \beta}; \quad z_j = s_z \cdot \frac{a_j}{a_j + b_j}; \quad z'_j = s_z \cdot \frac{b_j}{a_j + b_j}. \quad (2.33)$$

Якщо $\beta_1 \neq \text{const}$ і задана міжосьова відстань A , то знаходять найменше кратне k сум $a_j + b_j$. Для кожної передачі групи приймають відповідну суму зубців $s_{zj} = kE_j$, підбираючи цілі числа E_j , так, щоб шукані кути β_j приймали значення в межах $8 \dots 25^\circ$:

$$\cos \beta_j = \frac{m_n \cdot k \cdot E_j}{2A}. \quad (2.34)$$

Кількість зубців коліс

$$z_j = \frac{k \cdot E_j \cdot a_j}{a_j + b_j}; \quad z'_j = \frac{k \cdot E_j \cdot b_j}{a_j + b_j}, \quad (2.35)$$

очевидно, будуть тепер цілими.

2.5.2 Аналітичний розрахунок кількості зубців шестірень

Після вибору кількості зубців найменшої шестерні z_{\min} за відповідним передавальним відношенням легко знаходити кількість зубців спряженого з нею колеса z_{\max} . Усі інші зубчасті пари, які розміщені між даними двома валами, повинні мати суму кількості зубців, що дорівнює $z_{\min} + z_{\max}$, тобто $z_j + z'_j = z_{\min} + z_{\max} = s_z$.

Оскільки передавальні відношення всіх пар шестірень відомі, розрахунок кількості зубців зводиться до розв'язання системи рівнянь, наприклад:

$$\begin{cases} z_j + z'_j = s_z; \\ \frac{z_j}{z'_j} = i_j. \end{cases}$$

У результаті дістанемо

$$z_j = \frac{i_j \cdot s_z}{i_j + 1}; \quad z'_j = \frac{s_z}{i_j + 1}. \quad (2.36)$$

Кількість зубців, які отримані в результаті розв'язання системи рівнянь, часто бувають дробовими; їх треба заокруглювати до найближчих цілих чисел. Однак заокруглення кількості зубців можуть суттєво впливати на точність передавального відношення і дати значні відхилення дійсних частот обертання від частот з нормального ряду (див. дод. 1). Тому слід намагатися за можливістю зменшувати заокруглення і підбирати кількість зубців так, щоби як можна точніше реалізувати задані величини передавальних відношень. Так, наприклад, якщо сума зубців виражається непарною кількістю, а в числі передач є така пара шестірень, передавальне відношення якої дорівнює одиниці, то його точно здійснити неможливо. Іноді доводиться навіть міняти суму кількості зубців s_z і підбирати інші значення z_{\min} і z_{\max} .

3. ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД

Гідравлічний привід – це сукупність пристроїв, призначених для приведення у рух з заданими параметрами виконавчих органів металорізальних верстатів та допоміжного обладнання, енергоносієм якого використовується робоча рідина під тиском.

Гідравлічний привід одержав застосування дякуючи наступним його перевагам [25,34]:

- висока швидкодія;
- можливість одержання значних зусиль та обертових моментів за порівняно незначних розмірах гідродвигунів;
- безступінчасте регулювання швидкості виконавчих пристроїв у широкому діапазоні;
- мала інерційність;
- можливість керування параметрами руху під час переміщень робочих органів автоматизованого обладнання;
- простота здійснення зворотно-поступального руху;
- легкість запобігання перевантажень;
- можливість передачі значних зусиль за незначної металоємності приводу;
- висока точність позиціювання;
- можливість переміщення виконавчих органів із нерухомого стану за максимального навантаження;
- можливість переміщення виконавчих органів із рівномірною швидкістю незалежно від величини навантаження ;
- плавність роботи та перемикання;
- легкість керування та регулювання;
- висока продуктивність та надійність;
- достатнє тепловідведення тощо.

Недоліки, через які гідропривід поступається електроприводу:

- втрати робочої рідини (мінеральної олії) забруднюють оточуюче середовище, що створює небезпеку пожежі, аварії та нещасних випадків;
- гідравлічні пристрої чутливі до забруднень робочої рідини;
- високий тиск рідини гідроприводу небезпечний для обслуговуючого персоналу;

- чутливість роботи гідравлічних механізмів до коливань температури, внаслідок зміни в'язкості робочої рідини;
- невисокий коефіцієнт корисної дії.

Напруженість гідравлічного приводу становить 6–100 МПа, для прикладу, у електричному та пневматичному приводі – 0,5 ... 1 МПа.

Гідропривід використовується для такого типу обладнання:

- металообробні верстати та складальні комплекси всіх типів;
- автоматичні верстатні лінії;
- підйомно-транспортне обладнання;
- преси;
- ливарні машини.
- вальцювальні стани;
- промислові ліфти тощо.

Гідропривід у металорізальних верстатах та допоміжному обладнанні може використовуватись:

- у токарних верстатах для приводу затискних пристроїв, фіксуючих механізмів, у пристроях переміщення супортів та задньої бабки, інструментальних магазинів, механізмів подач, затискання заготовок у пристосуваннях та у шпинделях токарних верстатів; транспортерів видалення стружки тощо; приводу револьверних головок, поворотних механізмів, ділильних столів інструментальних магазинів;
- у багатоцільових верстатах: в приводах подач, у механізмах автоматичної зміни деталей та інструментів, у живленні гідростатичних підшипників та напрямних, у фіксуючих та затискних механізмах;
- у шліфувальних верстатах: для здійснення зворотно-поступального руху, для приводу механізмів подач, у забезпеченні роботи підшипників шпинделя;
- у фрезерних верстатах: для приводу механізмів подач та допоміжних пристроїв, у електрогідравлічних слідкуючих приводах.
- у довбальних та поперечно-строгальних верстатах: для реалізації головного руху повзуна та у приводі подач.
- у протяжних верстатах: для реалізації головного руху та приводу допоміжних пристроїв.

3.1. ВЛАСТИВОСТІ РОБОЧИХ РІДИН

Енергоносієм у гідроприводі служить рідина під тиском, у металорізальних верстатах переважно використовують мінеральні оливи. В обладнанні, в якому у випадку розриву трубопроводу можливе попадання робочої рідини на нагріті деталі і можливе її займання використовують емульсії на основі води або синтетичні олії, однак, вони мають гірші експлуатаційні характеристики.

Робочі рідини гідроприводів характеризуються фізичними та експлуатаційними властивостями.

3.1.1. Фізичні властивості рідин

Робочій рідині, як енергоносію властиві певні фізичні величини.
Питома вага $[\text{Н/м}^3]$ – відношення ваги рідини до її об'єму

$$\gamma = \frac{dG}{dV}, \quad (3.1)$$

де G – вага рідини; V – об'єм рідини.

Щільність $[\text{кг/м}^3]$ – відношення маси рідини до її об'єму

$$\rho = \frac{dm}{dV}, \quad (3.2)$$

де m – маса рідини.

У гідроприводі використовуються робочі рідини щільністю 830–950 кг/м^3 .
Для практичних розрахунків можна прийняти $\rho=900 \text{ кг/м}^3$.

Питома вага та щільність зв'язані залежністю

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (3.3)$$

де g – прискорення вільного падіння ($g=9,81 \text{ м/с}^2$).

Оскільки, робоча рідина у гідравлічному приводі є енергоносієм то відповідно від її фізичних властивостей залежить функціонування гідроприводу в цілому. Від величини значення щільності залежить режим руху рідини по трубопроводу, місцеві втрати, перепад тиску на гідроапаратах. Щільність робочої рідини залежить від температури та тиску. Залежність щільності рідини від тем-

ператури виражають коефіцієнтом температурного розширення β_T , який визначається відношенням зміни об'єму від V_1 до V_2 у разі нагрівання цього об'єму від T_1 до T_2 ,

$$\beta_T = \frac{V_2 - V_1}{V_1(T_2 - T_1)}, \quad (3.4)$$

переважно $\beta_T = 0,8 \cdot 10^{-3} \dots 0,6 \cdot 10^{-3}$, 1/К, та коефіцієнтом об'ємного стискання β_P ($\text{м}^3/\text{Н}$), який визначається відношенням зміни об'єму до зміни тиску рідини

$$\beta_P = \frac{V_1 - V_2}{V_1(p_2 - p_1)}, \quad (3.5)$$

переважно $\beta_P = 74 \cdot 10^{-11} \dots 54 \cdot 10^{-11}$, $\text{м}^3/\text{Н}$.

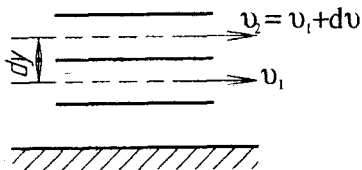
Тоді щільність рідини з урахуванням дії на неї тиску та температури буде визначатись

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_T dt - \beta_P dp}, \quad (3.6)$$

де ρ_0 – початкова щільність рідини.

В'язкість – здатність рідини чинити опір переміщенню одних шарів рідини відносно інших (внутрішнє тертя), і визначає втрати енергії рідини під час протікання по трубопроводах та елементах гідропроводу.

Сила тертя між двома сусідніми шарами (рис. 3.1.)



$$\Delta F = \mu \left| \frac{dv}{dy} \right| \Delta S, \quad (3.7)$$

Рис. 3.1. Розподіл швидкості між шарами рідини

де μ – коефіцієнт пропорційності, названий динамічною в'язкістю рідини, Па·с; dv – приріст швидкості на відповідному прирості координати (dy);

$\frac{dv}{dy}$ – відносний зсув; ΔS – площа поверхні дотику шарів.

Дотичне напруження у разі відносного переміщення шарів

$$\tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S} = \mu \left| \frac{dv}{dy} \right| \quad \text{і тоді } \mu = \frac{\tau}{\left| \frac{dv}{dy} \right|}. \quad (3.8)$$

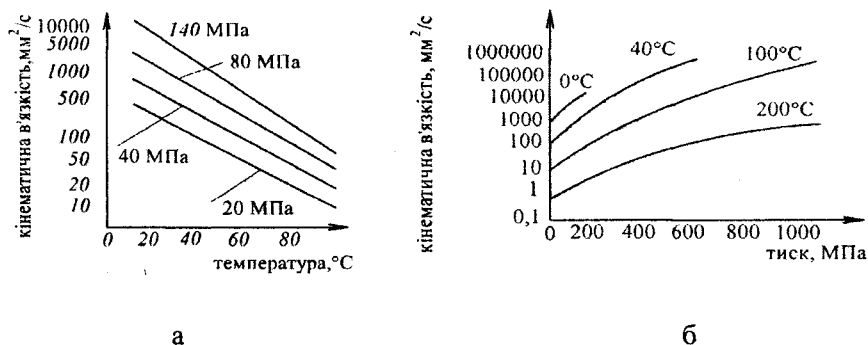


Рис. 3.2. Залежність кінематичної в'язкості від температури (а) та тиску (б).

Поряд з динамічною в'язкістю користуються поняттям кінематичної в'язкості (ν), яка вимірюється у $\text{м}^2/\text{с}$ або $\text{мм}^2/\text{с}$ та визначається

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (3.9)$$

В'язкість рідини змінюється в залежності від температури (рис. 3.2,а) та тиску (рис. 3.2,б), яка виражається наступними емпіричними залежностями

$$\nu = \nu_0 e^{-\lambda_T(T-T_0)} \quad \text{і} \quad \nu = \nu_0 e^{\lambda_P(P-P_0)}, \quad (3.10)$$

де T_0 і T – початкова та кінцева температура рідини; p_0 і p – початковий та кінцевий тиск рідини; λ_T і λ_P – емпіричні коефіцієнти: $\lambda_T = 0,02 \dots 0,03$; $\lambda_P = 0,002 \dots 0,003$.

Суттєве значення на експлуатаційні характеристики мінеральної оливи має залежність в'язкості від температури, для оцінки цієї залежності введено параметр індексу в'язкості:

$$i_\nu = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dT}. \quad (3.11)$$

Переважно для мінеральних олів $i_v=0,06...0,02$, і чим менше i_v тим менша залежність в'язкості від температури.

Суттєве значення для працездатності гідроприводу має вибір в'язкості робочої рідини. За умови занадто низької в'язкості зростають втрати рідини, погіршується захист від зношування поверхні, що третється, але разом з тим знижуються втрати тиску та потужності. За умови занадто високої в'язкості зростає внутрішнє тертя у рідині, що приводить до нагріву рідини та втрат потужності. В'язкість робочої рідини вибирають у залежності від тиску рідини, типу гідронасоса та гідродвигунів, а також швидкодії гідроприводу. Переважно у машинобудівному гідроприводі використовують оливи в'язкістю $30...35 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Експлуатаційні вимоги до робочих рідин:

- здатність передавати тиск;
- здійснювати змащення елементів пристроїв та механізмів, які переміщуються;
- мати здатність відводити тепло, яке виділяється в результаті перетворення енергії (втрати тиску);
- забезпечувати демпфірування коливань, викликаних гідравлічними ударами;
- забезпечувати антикорозійний захист;
- виносити з зон тертя продукти зношування;
- бути стійкими до окислення, виділення парів, газів та смол;
- не містити включень, які могли б порушити роботу гідроприводу;
- мінімальна щільність;
- незначна стискуваність;
- відповідність в'язкості температурі та тиску робочої рідини у гідроприводі;
- стійкість до старіння;
- слабка займистість;
- сумісність з іншими матеріалами гідроприводу;
- відсутність піноутворення;
- морозостійкість;
- бути безпечними у експлуатації.

Крім того, робоча рідина не повинна змінювати своїх початкових властивостей під час зберігання та експлуатації.

Завод-виробник робочої рідини вказує, для якого типу гідроприводу рекомендоване її застосування.

Робоча рідина підлягає заміні у випадку, коли хоча б один з вказаних у технічній характеристиці показників зміниться більше ніж на 20%, аналіз олії необхідно проводити через 700...1000 годин експлуатації гідроприводу. Переважно тривалість експлуатації робочих рідин у гідроприводі на основі мінеральних олій становить 0,5...20 тис. годин.

Переважно у гідроприводах металорізальних верстатів використовується вітчизняні оливи [21,34]: індустріальна олива ($\rho=890\text{...}900 \text{ кг/м}^3$, $v\approx$ від 5 до $100 \text{ мм}^2/\text{с}$), веретенна олива ($\rho\approx 900 \text{ кг/м}^3$, $v\approx 10 \text{ мм}^2/\text{с}$), турбінна олива ($\rho=900 \text{ кг/м}^3$, $v\approx 20 \text{ мм}^2/\text{с}$).

Згідно стандартам DIN 51524 та 51525 робочі рідини для гідроприводу діляться на три класи: HL, HLP та HV.

3.1. Класи робочих рідин

Позначення	Основні властивості	Використання
HL	Захист від корозії, стійкість до старіння	Обладнання, під час роботи якого виникають значні температурні навантаження, та можлива корозія від попадання води.
HP	Підвищена стійкість до зношування	Теж що й для обладнання попереднього класу, і крім того у гідроприводі, у якому виникає значне змішане тертя, обумовлене конструктивним виконанням або умовами експлуатації.
HV	Знижена залежність в'язкості від температури	Теж що й для обладнання попереднього класу, і яке крім того працює в умовах різних коливань температури оточуючого середовища.

Умове позначення олії відповідно стандарту DIN 51517 (клас в'язкості за стандартом ISO) включає буквене та числове позначення.

3.2. Умовне позначення робочої рідини

Умовне позначення оливи	Прийняті позначення за стандартом DIN 51517
HLP 68	H – робоча рідина на основі мінеральної олії; L – з антикорозійними присадками та стійкістю до старіння; P – з присадками, які дають змогу підвищити (понижити) гранично допустимі навантаження; 68 – показник в'язкості.

3.1.2. Енергетичні залежності потоку робочої рідини

Згідно закону збереження енергії повна енергія потоку рідини постійна, і змінюється лише тоді, коли енергія відводиться у вигляді виконаної корисної роботи. Повна енергія складається:

Статична складова енергії:	потенціальна енергія положення; потенціальна енергія тиску.
Динамічна складова енергії:	кінетична енергія; теплова енергія.

Потенціальна енергія положення визначається висотою h , на яку піднята рідина

$$E_{\Pi} = m \cdot g \cdot h, \quad (3.12)$$

де m – маса рідини; g – прискорення вільного падіння; h – висота рідини.

Потенціальна енергія тиску визначається тиском, прикладеним до рідини. В результаті прикладання до частинки рідини сили F вона переміститься на величину x , сила F може бути виражена через тиск p , і тоді

$$E_p = F \cdot x = p \cdot S \cdot x = p \cdot V = p \cdot \frac{m}{\rho}, \quad (3.13)$$

де V – об'єм рідини; S – площа частинки, на яку діє сила F ; p – тиск рідини; ρ – щільність рідини.

Кінетична енергія визначається швидкістю рідини

$$E_K = \frac{m \cdot v^2}{2}, \quad (3.14)$$

де v – швидкість протікання рідини.

Будь-яка зміна швидкості приводить до зміни кінетичної енергії.

Теплова енергія – це енергія, необхідна для нагрівання рідини до певної температури. При розрахунках машинобудівного приводу не враховується.

$$E_T = \Delta p \cdot V, \quad (3.15)$$

де Δp – втрати тиску внаслідок тертя.

Згідно закону збереження енергії

$$E_{\Pi} + E_P + E_K = \text{const}, \quad (3.16)$$

або під час переміщення частинки рідини з положення 1 в положення 2

$$E_{\Pi 1} + E_{P 1} + E_{K 1} = E_{\Pi 2} + E_{P 2} + E_{K 2}. \quad (3.17)$$

Тоді одержимо рівняння Бернуллі

$$mgh_1 + p_1 \frac{m}{\rho} + \frac{mv_1^2}{2} = mgh_2 + p_2 \frac{m}{\rho} + \frac{mv_2^2}{2}, \quad (3.18)$$

і рівняння Бернуллі для реальної рідини розмірності тиску з урахуванням втрат

$$\rho gh_1 + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = \rho gh_2 + p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \Delta p. \quad (3.19)$$

Враховуючи, що обладнання з гідравлічним приводом переважно встановлене на одному рівні впливом ваги рідини можна знехтувати

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \Delta p. \quad (3.20)$$

Рівняння Бернуллі дає змогу описати цілий ряд явищ у гідравліці.

Протікаючи по трубопроводу рідина на величину $\frac{\rho v^2}{2}$ проявляє дію тиску на

стілки трубопроводу, меншу від нерухомої рідини. У випадку $\rho v^2 > p$ тиск на стінки трубопроводу стає від'ємним і тоді рухома рідина через щілини у трубопроводі не витікає, а засмоктує оточуюче трубопровід середовище, це використовується у струменевих насосах та пульверизаторах. Крім того, у техніці часто використовується зростання швидкості та падіння тиску у звуженнях трубопроводу, для визначення витрат рідини, контролю швидкості, фіксації припинення руху рідини тощо.

3.2. ВИТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Витрати рідин (л/хв, м³/хв, см³/с) – це об'єм рідини, який в одиницю часу проходить через переріз потоку рідини гідроприводу

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (3.21)$$

де V – об'єм рідини, л; t – час протікання цього об'єму через живий переріз, хв.

Якщо врахувати, що об'єм частинки рідини $V = S \cdot x$ (S – площа прохідного перерізу, а x – довжина частинки рідини) тоді

$$Q = \frac{S \cdot x}{t} \text{ і, відповідно } Q = S \cdot v. \quad (3.22)$$

Отже, за умови зміни прохідного січення S змінюється швидкість руху рідини, і тоді (рис. 3.4)

$$Q = S_1 v_1 = S_2 v_2 = \dots = \text{const.} \quad (3.23)$$

Цей вираз називають рівнянням нерозривності потоку рідини.

Тоді, за умови зміни площі прохідного січення трубопроводу гідроприводу відповідно буде змінюватись швидкість протікання рідини.

За заданою швидкістю переміщення поршня циліндра (v_2 , м/с) та площею поршня S_2 , м², можна визначити витрати робочої рідини (рис. 3.5)

$$Q = v_2 \cdot S_2, \text{ (м}^3\text{/с),} \quad (3.24)$$

отже, швидкість протікання робочої рідини по трубопроводу буде рівною

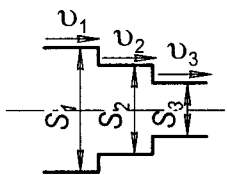


Рис. 3.4. Зміна швидкості рідини за умови зміни площі прохідного січення трубопроводу

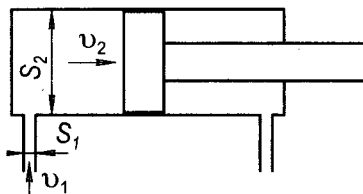


Рис. 3.5. Схема рівності витрат робочої рідини по трубопроводу та у гідроциліндрі

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} \quad (3.25)$$

3.3. РЕЖИМИ ПРОТІКАННЯ РІДИНИ ПО ТРУБОПРОВОДУ

Експериментально встановлено, що за умови протікання рідини по трубопроводу можливі два режими: ламінарний і турбулентний. Від режиму протікання рідини залежить величина втрати тиску у трубопроводі. Ламінарний режим властивий потокам рідини з незначною швидкістю і характеризується розшаруванням потоку за швидкістю від стінки трубопроводу до середини трубопроводу. Руху рідини по трубках невеликого діаметру та в'язких рідин властивий ламінарний режим. Турбулентний режим має місце у разі досягнення значних швидкостей потоком рідини і характеризується її хаотичним пульсуючим перемішуванням.

Режим протікання рідини визначається за числом Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (3.26)$$

де ν – швидкість руху рідини, $\nu = \frac{Q}{S}$, м/с, (де Q – витрати робочої рідини, л/хв, S – площа прохідного січення трубопроводу, мм²); d – діаметр трубопроводу, мм; ν – кінематична в'язкість рідини, мм²/с.

З урахуванням витрат робочої рідини Q число Рейнольдса визначається за виразом:

$$Re = 21,2 \cdot 10^3 \frac{Q}{vd} \quad (3.27)$$

У разі ламінарного режиму руху рідини $Re < 2300$, у разі турбулентного – $Re > 2300$. Значення 2300 є критичним числом Рейнольдса для круглих гладких труб. Критична швидкість, за умови досягнення якої відбувається перехід від ламінарного режиму до турбулентного, залежить від в'язкості рідини та діаметру трубопроводу, тому на практиці користуються емпірично визначеним числом Рейнольдса. Очевидно, що найбільші втрати тиску відбуваються у разі турбулентного режиму протікання рідини.

3.4. ГІДРАВЛІЧНІ ВТРАТИ

Очевидно, що протікаючи по трубопроводу робоча рідина в результаті перемішування та тертя по внутрішній поверхні трубопроводів та гідроапаратів спричинить нагрівання рідини, через тепловиділення падає тиск у гідроприводі. Величина падіння тиску визначається гідравлічним опором гідросистеми, який є сумою гідравлічних опорів елементів гідроприводу, які залежать від:

- швидкості протікання рідини;
- режиму течії (ламінальний, турбулентний);
- типу та кількості звужень прохідного січення;
- в'язкості робочої рідини;
- довжини трубопроводів;
- розташування трубопроводів;
- якості поверхні.

Втрати тиску визначаються за виразом

$$\Delta p_T = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (3.28)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічних втрат; v – середня швидкість робочої рідини.

У гідроприводі виникають два види втрат:

- по довжині трубопроводу (Δp_T), враховуючи, що

$$\xi = \lambda \frac{l}{d}, \quad (3.29)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічних втрат у трубопроводі, у якому довжина рівна діаметру; l – довжина трубопроводу; d – діаметр трубопроводу.

– місцеві (Δp_m) – під час зміни прохідного перерізу трубопроводів, елементів гідроприводу та напрямку потоку робочої рідини, отже

$$\xi = \zeta b, \quad (3.30)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору (табл. 3.3); b – поправочний коефіцієнт, який враховує залежність коефіцієнта місцевого опору від Re (табл. 3.4).

Встановлено, що за інженерними розрахунками гідроприводу необхідно враховувати обидва види втрат як їх суму

$$\Delta p = \sum \Delta p_T + \sum \Delta p_m. \quad (3.31)$$

Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу визначаються за виразом

$$\Delta p_T = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (3.32)$$

Коефіцієнт λ вибирається за виразами:

для ламінарного режиму

$$\lambda = \frac{75}{Re}; \quad (3.33)$$

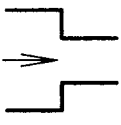


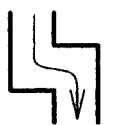

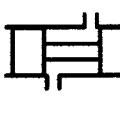
для турбулентного режиму

$$\lambda = 0,316 \sqrt[4]{Re}. \quad (3.34)$$

Місцеві втрати тиску визначаються за виразом

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (3.35)$$

3.3. Коефіцієнт місцевого опору

Тип місцевого опору						
Коефіцієнт місцевого опору, ζ	0,5	1,3	0,5...1	2	1,2	5,15

3.4. Вибір поправочного коефіцієнта b

Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7,5	3	1,5	1,25	1,15	1,0

3.5. Втрати тиску у гідроапаратах

Гідроапарат	Величина втрат тиску, МПа
Розподільник	0,3
Зворотний клапан	0,05
Фільтр	0,05...0,15
Клапан тиску	0,25...0,8

Втрати тиску у трубопроводах визначаються з розрахунків, втрати у гідроапаратах вказані у каталогах гідроапаратури заводів – виготовлювачів. Встановлені рекомендації для визначення втрат тиску в гідроапаратах (табл. 3.5)

Втрати тиску обчислюються з метою розрахунку тиску робочої рідини на виході гідронасоса.

$$p_H = \Delta p + p_{\text{ц}}, \quad (3.36)$$

де p_H і $p_{\text{ц}}$ – тиск робочої рідини на виході гідронасоса та вході у гідроциліндр.

Розрахунок трубопроводу зводиться до розрахунку діаметра d (мм) трубопроводу в залежності від вибраної швидкості v (м/с) та величини витрат Q (л/хв.) робочої рідини

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{\pi v}}. \quad (3.37)$$

Рекомендована швидкість рідини в залежності від її тиску наведена в табл. 3.6

3.6 Рекомендована швидкість рідини, в залежності від тиску

Тиск робочої рідини p , МПа	– 2,5	6,3	16	32	63	100
Швидкість руху рідини v , м/с	– 2	3,2	4	5	6,3	10

Для гідроприводу металорізальних верстатів рекомендується швидкість робочої рідини у всмоктувальній гідролінії 1,6 м/с, а в зливній – 2 м/с, для напірної гідролінії швидкість вибирається в залежності від робочого тиску.

3.5. ГІДРАВЛІЧНІ НАСОСИ

Гідравлічний насос – гідравлічна машина, призначена для перетворення механічної енергії в енергію стиснутої рідини. Гідронасос – перетворювач, який призначений для перетворення обертового руху вала гідронасоса у потік робочої рідини під тиском всмоктуванням робочої рідини у робочу камеру, стисканням її та подачею у гідропривід, тобто механічна енергія затрачена на зміну об'єму робочої камери перетворюється у потенціальну енергію стиснутої рідини. У гідроприводі металорізальних верстатів використовується лише об'ємні гідронасоси, характерною особливістю яких є створення потоку строго визначеного об'єму робочої рідини в часі.

Важливим параметром гідронасоса є об'єм робочої камери, який визначається

$$q = (V_2 - V_1)z, \quad (3.38)$$

де V_1 і V_2 – найменший та найбільший об'єми робочої камери, дм^3 ; z – кількість робочих камер.

Теоретична продуктивність (л/хв), яка не враховує об'ємних втрат, гідронасоса визначається за виразом

$$Q_T = q \cdot n, \quad (3.39)$$

де n – частота обертання вала гідронасоса, хв^{-1} .

Фактична продуктивність насоса менша від теоретичної на величину об'ємних втрат, викликаних негерметичністю рухомих з'єднань елементів конструкції насоса

$$Q_H = Q_T - Q_{BT}, \quad (3.40)$$

де Q_{BT} – об'ємні втрати робочої рідини.

Повний коефіцієнт корисної дії (ККД) гідронасоса визначається

$$\eta = \eta_{об} \eta_m \eta_r, \quad (3.41)$$

де $\eta_{об}$, $\eta_{м}$, $\eta_{г}$ – коефіцієнти, які враховують об'ємні, механічні та гідравлічні втрати у насосі за умови подачі робочої рідини під тиском у гідропривід.

Потужність, яку споживає гідронасос

$$P_{СП} = P_e \cdot \eta_e = T \cdot n, \quad (3.42)$$

де P_e , η_e , T та n потужність, ККД, обертовий момент та частота обертання привідного електродвигуна.

Потужність (кВт), яку віддає насос потоку робочої рідини

$$P_H = Q_H \cdot p_H, \quad (3.43)$$

де p_H – тиск робочої рідини на виході гідронасоса, МПа.

Об'ємні втрати у гідравлічному насосі залежать від різниці тисків на вході та виході насоса, а практично від вихідного тиску, оскільки вхідний тиск рівний приблизно атмосферному, і лінійно зростають від останнього (рис. 3.6,а), збільшення об'ємних втрат до 7% від теоретичної продуктивності свідчить про критичне зношення насоса.

На рис. 3.6,б наведена залежність продуктивності гідронасоса від частоти обертання його валу. За умови зростання частоти від n_0 до n_1 продуктивність зростає пропорційно частоті обертання вала насоса, в діапазоні від n_1 до n_2 дещо зростають об'ємні втрати так, що продуктивність лишається майже незмінною, подальше збільшення частоти обертання призводить до зниження продуктивності за рахунок виникнення явища кавітації – розриву потоку рідини через невстигання заповнення нею робочого об'єму насоса. Явище кавітації супроводжується інтенсивною вібрацією, шумом та руйнуванням елементів конструкції насоса. Найчастіше використовуються гідронасоси з частотою обертання вала 1500 хв^{-1} . З характеристики насоса (рис. 3.6) можна зробити наступні висновки:

- за умови зниження тиску робочої рідини на виході $p=0$ фактична продуктивність насоса рівна теоретичній;
- тиск на виході визначається опором гідросистеми і входить до складу вихідних параметрів розрахунку елементів конструкції насоса;
- у разі зростання тиску $p > 0$ продуктивність насоса зменшується на величину об'ємних втрат, за якими можна оцінити про експлуатаційну придатність насоса.

Крім вказаних, у разі вибору гідронасоса важливими є наступні особливості:

- тип насоса;
- спосіб кріплення;

- діапазон температур використання;
- створюваний шум під час роботи;
- рекомендовані типи робочих рідин.

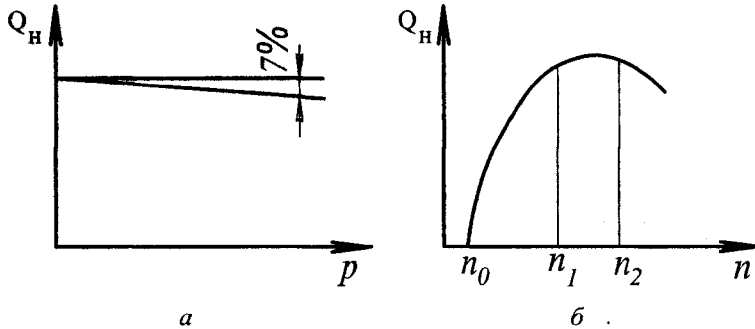


Рис. 3.6. Залежність продуктивності гідронасоса (Q_H) від тиску p на виході (а) та частоти n обертання його вала (б)

Аксіально-поршневий гідронасос складається з ведучого валу 1 (рис. 3.7.), який обертає ротор 2 з розташованими в ньому поршнями 3 (8 – 16 шт), які закріплені через шарніри до нахиленої пластини 4. Нахил пластини під кутом α до вертикальної площини забезпечує поздовжнє переміщення поршнів з відповідною зміною об'єму робочої камери. Кожна камера через вхідний отвір сполучена з пазами 6 і 7 розподіляючого диска 5.

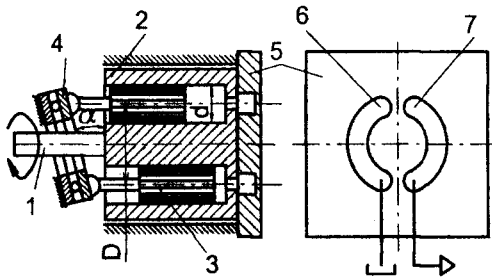


Рис. 3.7. Аксіально-поршневий гідронасос

Кут нахилу пластини α може бути незмінним у насосах з нерегульованою продуктивністю і з передбаченим конструктивним регулюванням у гідронасосах з регульованою продуктивністю і може змінюватись до 35° .

Теоретична продуктивність насоса визначається за виразом

$$Q = q \cdot n, \tag{3.44}$$

а об'єм робочої камери (дм³ або л)

$$q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha, \tag{3.45}$$

де d – діаметр поршня, дм; D – діаметр, за яким розташовані поршні у роторі, дм; z – кількість поршнів; α – кут нахилу пластини до вертикальної площини.

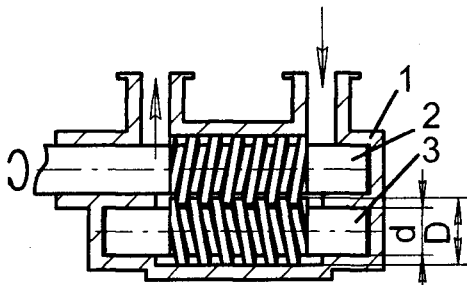


Рис. 3.8. Гвинтовий гідронасос

Аксіально-поршневі гідронасоси компактні, характеризуються малою металоемністю та високою енергомісткістю, випускаються промисловістю з параметрами, вказаними в табл. 3.9.

Гвинтовий насос, який складається з двох (може бути трьох) гвинтів (рис. 3.8.), один з яких провідний, подає робочу рідину вздовж гвинта об'ємом одного витка впадини за один оберт. Робочий об'єм (дм³ або л) визначається виразом

$$q = SL, \quad (3.46)$$

де S – площа западини гвинта, дм²; L – довжина одного витка, дм.

Або

$$q = \pi \cdot \frac{D-d}{2} \cdot \frac{D+d}{2} \cdot \frac{p_r}{2} \quad (3.47)$$

і тоді

$$q = \frac{\pi \cdot p_r}{8} \cdot (D^2 - d^2), \quad (3.48)$$

де D – зовнішній діаметр гвинта; d – внутрішній діаметр гвинта; p_r – крок гвинта.

Суттєвою перевагою гвинтових насосів є стійкість елементів конструкції, що уможливило використовувати їх для високих тисків, рівномірність продуктивності насоса та безшумність роботи.

Пластинчастий гідронасос випускається промисловістю у двох конструктивних виконаннях: одинарної (рис. 3.9) та подвійної дії (рис. 3.10).

Пластинчастий насос одинарної дії (рис. 3.9) складається з статора 1, закріпленого до корпусу насоса, ротора 2, в пази якого вставлені з можливістю переміщення пластини 3. У бокових кришках насоса виконані пази 4 та 5, які сполучені з гідробаком та гідроприводом. Під час обертання ротора гідронасоса електродвигуном під дією відцентрової сили пластини притискаються до внутрішньої

поверхні статора, за наявності ексцентриситету e на половині оберту ротора пластини виходять з ротора, а на другій заходять в нього, і одночасно через канал 4 буде відбуватись засмоктування робочої рідини з гідробака а через канал 5 стискатись та подаватись до гідросистеми. Теоретичний об'єм робочої камери пластинчастого насоса одинарної дії буде визначатись за виразом

$$q = 2eb(2\pi R - z\delta), \quad (3.49)$$

де e – ексцентриситет, дм; b – ширина пластини, дм; R – радіус внутрішньої поверхні статора, дм; z – кількість пластин; δ – товщина пластин, дм.

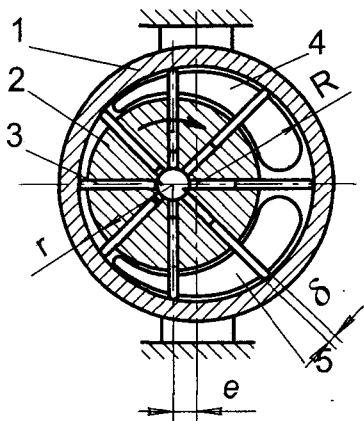


Рис. 3.9. Пластинчастий гідронасос одинарної дії

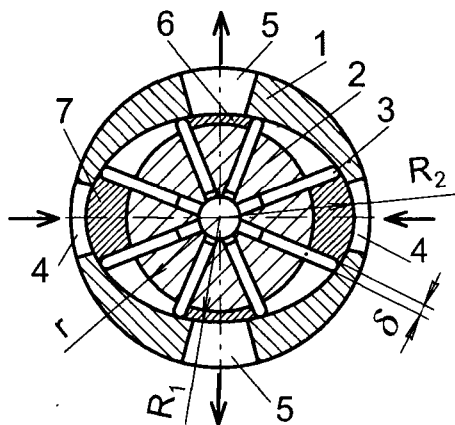


Рис. 3.10. Пластинчастий гідронасос подвійної дії

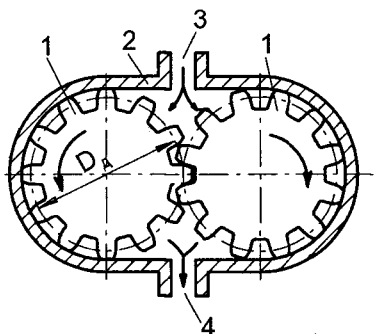


Рис. 3.11. Шестеренчастий гідронасос

У гідронасосі подвійної дії внутрішня поверхня статора 1 виконана овальною, а ротор 2 встановлений співвісно статору, тоді об'єм робочої камери (дм³, л)

$$q = 2 \cdot b \cdot [\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) - (R_2 - R_1) \cdot z \cdot \delta], \quad (3.50)$$

де R_1 і R_2 – найменший та найбільший радіуси внутрішньої овальної поверхні статора.

Шестеренчастий гідронасос – являє собою зубчасту пару 1-1 (рис. 3.11.), яка перебуває у зачепленні і розташована у

корпусі 2. Одна з двох шестірень є ведучою і зв'язана через муфту з валом електродвигуна. Робоча рідина через вхідний отвір 3 попадає у западини зубчастих коліс і переноситься до вихідного отвору 4.

Об'єм робочої камери шестеренчастого насоса визначається з умови, що насос переміщує об'єм робочої рідини, який рівний об'єму западин обох зубчастих коліс

$$q = \pi \cdot D_d \cdot h \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b \quad (3.51)$$

де D_d – діаметр діляльного кола зубчастого колеса, дм; $h = 2m$ – висота активної частини зубця, дм; m – модель зубця; b – ширина зубця, дм; z – кількість зубців шестерні.

Шестеренчасті насоси конструктивно прості, надійні, але здійснюють подачу рідини зі значною пульсацією та шумом.

Радіально поршневий гідронасос складається з статора 1 (рис. 3.12.), який здатний переміщуватись відносно осі обертання ротора 2, і відповідно змінювати значення ексцентриситету e . У роторі встановлені поршні 3, які під час обертання ротора та наявності ексцентриситету переміщуються вздовж своєї осі під дією відцентрової сили. На першій половині кола під час виходу поршня з ротора відбувається засмоктування робочої рідини з гідробака через канал 4 та витіснення її під тиском до гідроприводу через канал 6 на другій половині. Канали 4 та 6 розділені переділкою 5.

Об'єм робочої камери визначається за виразом

$$q = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot e \cdot z, \quad (3.52)$$

де d – діаметр поршня циліндра, дм; e – ексцентриситет, дм; z – кількість поршнів.

Тип насосу для розроблюваного гідроприводу обирають в залежності від корисного зусилля та тиску, швидкості виконавчих органів та способу її регулювання і відповідно розрахункової продуктивності насоса (табл. 3.7, 3.8, 3.9).

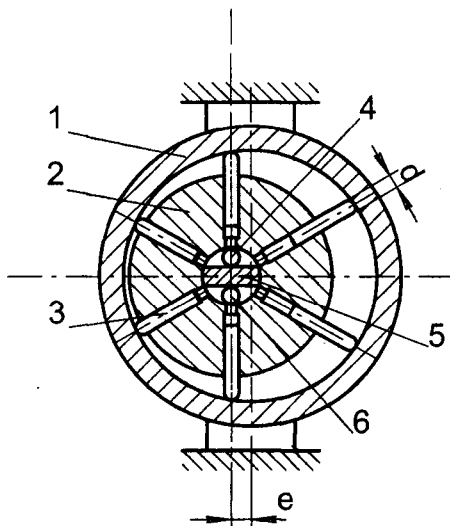


Рис. 3.12. Радіально поршневий гідронасос

3.7. Вибір гідронасоса в залежності від корисного зусилля та тиску робочої рідини

Тип насоса	Корисне зусилля, F_k	Тиск робочої рідини, p
Шестеренчастий	До 20 кН	До 16 МПа
Пластинчасті	До 50 кН	До 16 МПа
Поршневі	Більше 50 кН	До 25 МПа

Отже, необхідно враховувати наступні рекомендації по вибору типу гідронасоса в залежності від типу верстата, для якого проектується гідропривід, та параметрів виконання ним переміщень виконавчих органів.

3.8. Рекомендації по вибору гідронасоса в залежності від типу верстату

Тип гідронасоса	Тип верстата	Рух виконавчого органу
Шестеренчастий	Токарні, фрезерні	Швидкі та допоміжні переміщення, систем змащування та охолодження
Пластинчасті	Токарні, свердлильні, фрезерні, шліфувальні	Робочі переміщення
Поршневі	Стругальні, протяжні	Головні рухи

3.9. Основні характеристики гідронасосів

Конструктивне виконання гідронасоса	Частота обертання вала, хв^{-1}	Робочий об'єм, см^3	Номінальний тиск, МПа	Повний ККД	Об'ємний ККД
Шестеренчастий з зовнішнім зачепленням	500...4000	1,2...250	6,3...16	0,8...0,9	0,9...0,95
Шестеренчастий з внутрішнім зачепленням	500...3500	4...250	16...25	0,8...0,9	0,9...0,95
Аксіально-поршньовий	750...3000	25...800	7...25	0,82...0,95	0,95...0,98
Радіально-поршньовий	600...3000	5...160	16...80	0,85...0,9	0,95...0,98
Пластинчастий	950...3000	5...160	7...16	0,8...0,93	0,6...0,95
Гвинтовий	500...4000	4...630	2,5...16	0,7...0,84	0,75...0,95

Насосні установки. Насосна установка (гідростанція) – сукупність насосів, одного або декількох, гідробака та гідроапаратів, об'єднаних з метою забезпечення надійної подачі заданого об'єму рідини до гідросистеми, з урахуванням

вимог температурного режиму робочої рідини, різниці між об'ємом заповнення та спорожнення гідродвигуни, до місця експлуатації гідроприводу та повернення заданого об'єму робочої рідини. Гідралічна станція у гідроприводі виконує наступні функції :

- подачі робочої рідини до гідроприводу та зберігання необхідного її запасу;
- охолодження робочої рідини;
- відведення з робочої рідини повітря, води та твердих частинок;
- розміщення всіх гідроапаратів необхідних для забезпечення подачі до гідроприводу робочої рідини з заданими параметрами.

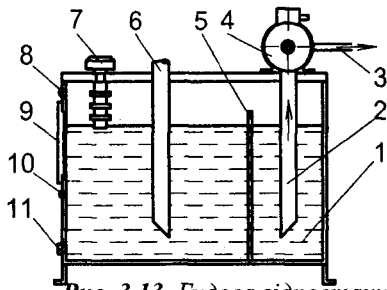


Рис. 3.13. Будова гідростанції

До складу гідростанції (рис. 3.13) входять: камера всмоктування 1, всмоктувальна труба 2, гідролінія подачі рідини до гідроприводу 3, електродвигун з гідронасосом 4, перегородка 5, сливна труба 6, клапан усунення надлишкового тиску (сапун) з фільтром заливки оливи 7, вказівник максимального рівня робочої рідини 8, люк для очищення бака 9, вказівник мінімального рівня робочої рідини 10, сливна пробка 11.

Насосна установка (рис. 3.14) подає робочу рідину під тиском до гідроприводу з допомогою гідронасоса Н1 через фільтр Ф1 та зворотний клапан ЗК1, який запобігає зливу робочої рідини з гідроприводу за непрацюючого насоса. Тиск робочої рідини задається клапаном тиску КТ1. Відпрацьована рідина через зворотний клапан ЗК2 поступає до гідробака через радіатор РА, клапан ЗК3 запобігає його перевантаженню. Контроль за тиском здійснюється з допомогою манометра МН, для запобігання недопустимого перевищення тиску на виході насосної установки встановлене реле тиску РТ1.

Насосна установка вибирається за витратами рідини гідроприводу та потужністю, обов'язково необхідно враховувати ККД гідроприводу, щоб температура олії в баку не перевищувала 55 °С.

Коефіцієнт корисної дії гідроприводу визначається відношенням корисної роботи до затраченої, і характеризує його ефективність

$$\eta_{г.п} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_k^i \cdot p_k^i \cdot t^i}{Q_n \cdot p_{кл} \cdot T_u}, \quad (3.53)$$

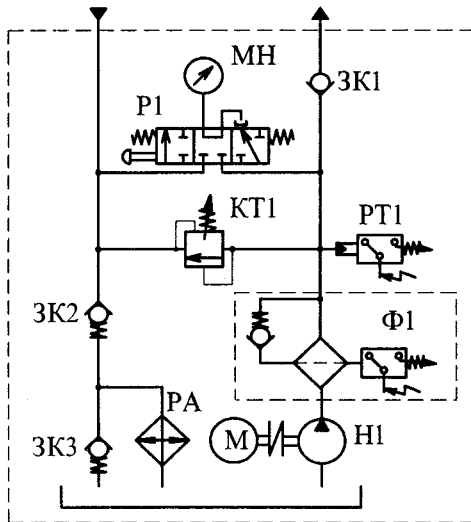


Рис 3.14. Гідравлічна схема насосної установки Г 48-1

де Q_k^i та p_k^i – корисні споживані витрати робочої рідини та робочий тиск i -го гідродвигуна; $T_{ц}$, t – тривалість циклу гідропривода та роботи i -го гідродвигуна.

В результаті витрат потужності (кВт) гідроприводу на тертя частинок рідини між собою, частинок рідини по поверхні трубопроводів та гідроапаратів, відбувається виділення тепла, величина якого визначається

$$\theta = \frac{Q_n \cdot p_n}{60} \cdot (1 - \eta_{г.п.}) \quad (3.54)$$

Після виконання гідравлічною системою чергового циклу нагріта робоча рідина потрапляє до гідробака, де необхідно очистити та знизити її температуру.

У гідравлічному приводі металорізальних верстатів температура робочої рідини не повинна перевищувати 55°C .

В результаті нагрівання робочої рідини температура оливи в гідравлічному баці підвищиться на величину

$$\Delta T = \frac{\theta}{k \cdot S} 10^7, \quad (3.55)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі від поверхні бака до оточуючого середовища, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$; S – поверхня теплопередачі бака, см^2 .

Об'єм (л) робочої рідини в баці можна визначити за виразом

$$V = 27000 \sqrt{\left(\frac{\theta}{\Delta T} \right)^3} \quad (3.56)$$

Якщо прийняти температуру оточуючого середовища 20°C , то можна визначити необхідний об'єм робочої рідини за допустимого нагрівання її на $\Delta T = 35^{\circ} \text{C}$. Значно зменшити об'єм бака можна використанням повітряних або водяних теплообмінників.

3.6. ГІДРОПАРАТИ КЕРУВАННЯ

3.6.1. Гідравлічні розподільники

Розподільники – це гідроапарати, які призначені для відкривання, перекривання або зміни напрямку потоку робочої рідини у гідроприводі.

За конструкцією розподільники бувають золотниковими (рис. 3.15,а), клапанними (3.15,б) та крановими (3.15,в).

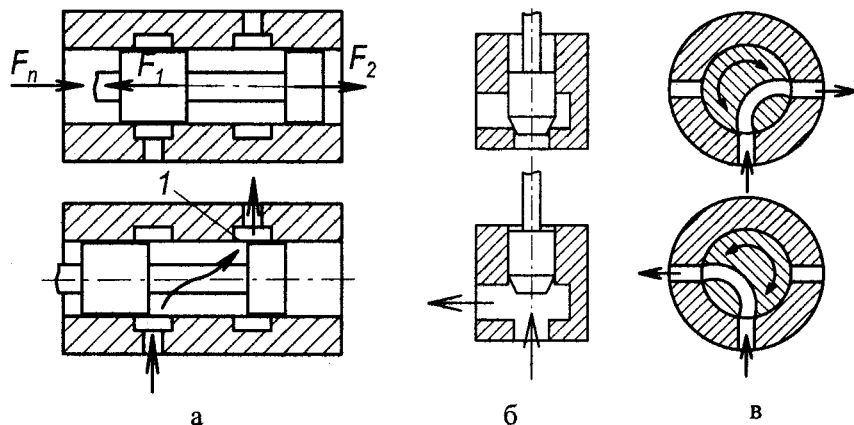


Рис. 3.15. Розподільники золотникового (а), клапанного (б) та кранового (в) типу

Найбільше розповсюдження одержали золотникові розподільники, які характеризуються:

- простотою конструкції незалежно від кількості позицій та діаметра умовного проходу;
- зрівноваженістю золотника практично незалежно від тиску робочої рідини;
- значними втратами робочої рідини;
- чутливістю до забруднень.

Зрівноваженість золотника забезпечується рівністю зусиль $F_1 = F_2$, а перемикання розподільника здійснюється відносно незначним зусиллям F_n (рис. 3.15,а).

Золотникові розподільники виготовляються з перекриттям золотника (рис. 3.16), тип якого вибирається в залежності від умов експлуатації гідроприводу.

За додатнім перекриттям під час перемикання всі гідролінії відсікаються одна від одної на короткий проміжок часу, можливе раптове зростання тиску у гідролініях, по яких протікала рідина у напрямку розподільника, гідропривід працює жорстко з можливими ударами.

За від'ємного перекриття всі гідролінії на короткий проміжок часу з'єднуються між собою, що призводить до раптового падіння тиску, під час чого відбувається випереджувальне відкриття або напірної, або зливної гідроліній.

Нульове перекриття забезпечує швидке перемикання у разі незначного переміщення золотника.

У разі заміни гідророзподільника обов'язково необхідно враховувати тип перекриття.

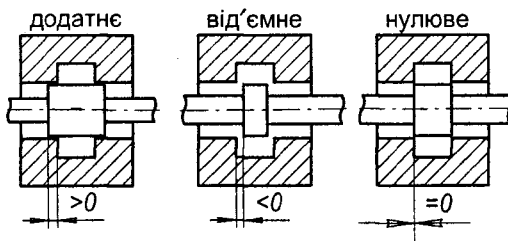


Рис. 3.16. Типи перекриття золотників:
а – додатне; б – від'ємне; в – нульове

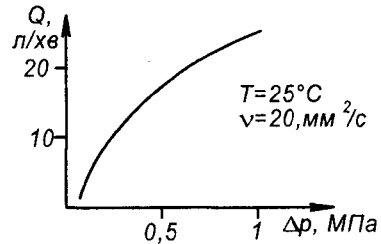


Рис. 3.17. Характеристика розподільників 4/2, з діаметром умовного проходу 6 мм

За способом перемикання розподільники бувають неперервної та дискретної дії. Розподільники неперервної дії не мають фіксованих положень, а сполучення каналів здійснюється за заданого прохідного перерізу, тобто забезпечується дроселювання робочої рідини. Такі апарати називають розподільниками з пропорційним керуванням. Розподільники дискретної дії мають фіксовані позиції (2,3,...) і призначені для зміни напрямку потоку робочої рідини, не регулюючи його величини.


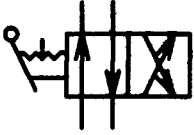

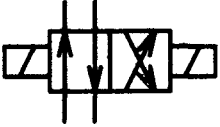

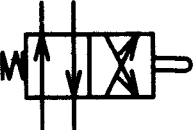

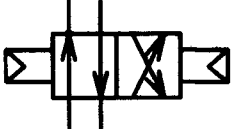

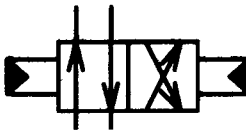

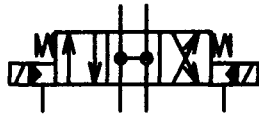
Характеристикою гідравлічного розподільника (рис. 3.17) є залежність витрат робочої рідини (Q) від різниці тисків (Δp) у вхідній та вихідній гідролініях.

В залежності від кількості позицій та гідроліній розподільники позначаються: кількість гідроліній/кількість позицій.

Розподільники з ручним керуванням використовуються на вході гідросистем або окремих віток. Переважно використовується електромагнітне керування розподільниками і відповідно циклом роботи гідроприводу. Електромагнітне керування використовується для розподільників з діаметром умовного проходу не

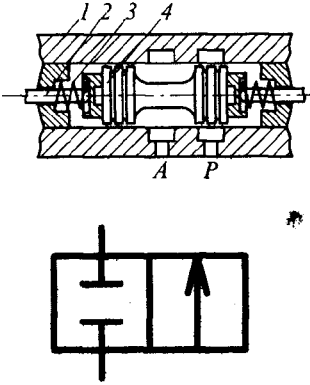
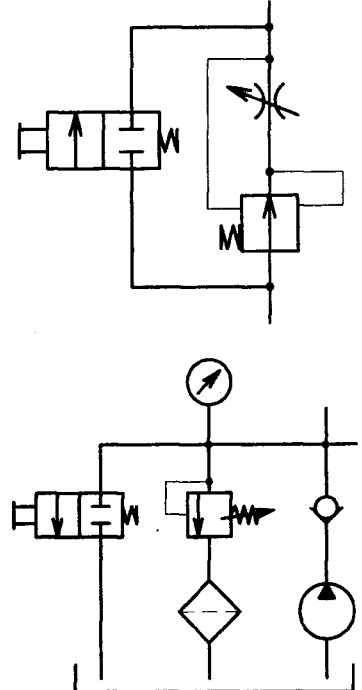
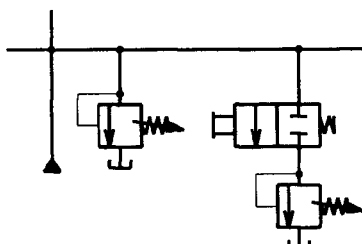
більше 10 мм, у випадку більшого умовного проходу застосовують гідравлічне (електрогідравлічне) керування. Використовують багато схем перемикання розподільник [6,49], які застосовуються для покращення динамічних характеристик під час перехідних процесів (табл. 3.14).

3.10. Умовне позначення гідророзподільників

Умовне позначення позицій та спосіб сполучення гідроліній		Спосіб керування	
	стрілкою позначається спосіб сполучення каналів		4/2 Ручне, з фіксацією положення
	вхідний та вихідний канали перекриті		4/2 Електромагнітне
	вказується спосіб сполучення двох вхідних та двох вихідних каналів		4/2 Важільне від кулачка
	дві гідролінії перекриті, а дві сполучені між собою		4/2 Пневматичне
	всі лінії з'єднані між собою		4/2 Гідравлічне
	три лінії сполучені між собою, а одна перекрита		4/3 Комбіноване (електромагнітне, гідравлічне)

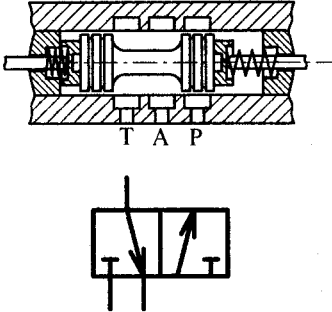
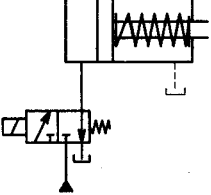
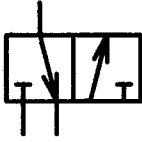
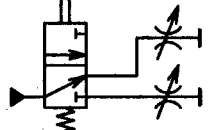
Схеми використання двох, трьох та чотирьохлінійних розподільників наведені в табл. 3.11, 3.12, 3.13.

3.11. Використання дволінійних розподільників

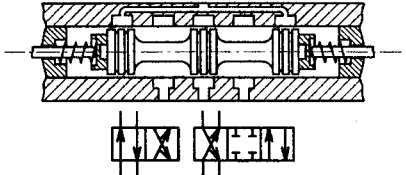
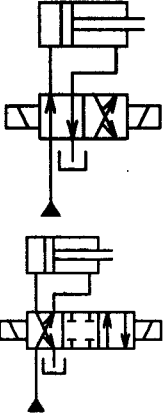
Схема, умовне та цифрове позначення розподільника	Схеми використання	Призначення розподільника
 <p>2/2</p>		<p>1. Для під'єднання та від'єднання гідроапаратів. Як перепускний клапан для перемикання з швидкого ходу на режим подачі.</p> <p>2. Для роботи гідроприводу у режимі без напору на виході гідронасоса.</p>
		<p>Для забезпечення різних значень тиску у гідросистемі.</p>

Для керування двостороннім гідроциліндром найчастіше використовуються чотирилінійні розподільники.

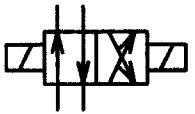
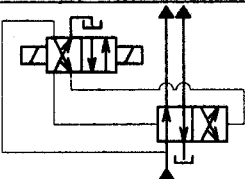
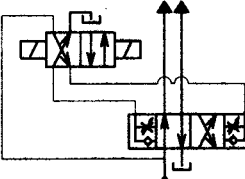
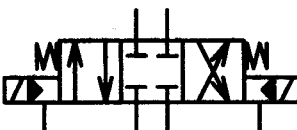
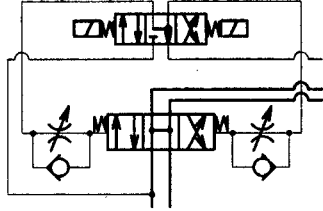
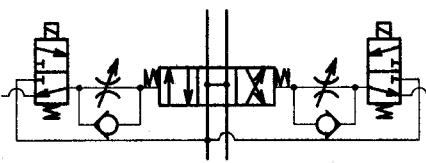
3.12. Використання трілінійних розподільників

Схема, умовне та цифрове позначення розподільника	Схеми використання	Призначення розподільників
 <p style="text-align: center;">3/2</p>		Керування одностороннім циліндром.
 <p style="text-align: center;">3/2</p>		Для перемикання гідроапаратів.

3.13. Використання чотирилінійних розподільників

Схема, умовне та цифрове позначення розподільника	Схеми використання	Призначення розподільника
 <p style="text-align: center;">4/2 ; 4/3</p>		<p>1. Керування роботою двостороннього гідроциліндра.</p> <p>2. Керування роботою двостороннього гідроциліндра з запиранням потоку.</p>

3.14. Схеми забезпечення перемикання чотирилінійних розподільників

Тип розподільника	Особливості використання
	<p>За витрат робочої рідини до 6–8 л/хв та спрацьовуванню гідроциліндра до упора, незначних швидкостях руху поршня циліндра.</p>
	<p>За значних витрат робочої рідини, більше 6–8 л/хв.</p>
	<p>За необхідності регулювання швидкості розгону та гальмування поршня циліндра, регулювання здійснюється дроселями.</p>
	<p>За необхідності зупиняти у проміжних положеннях, наприклад у разі технологічної необхідності та налагодженні гідроприводу.</p>
	<p>За значних витратах робочої рідини з електрогідрравлічним керуванням та регулюванням часу спрацьовування регульованими дроселями.</p>
	<p>За значних витратах, яке потребує електрогідрравлічного керування, та необхідності незалежного регулювання часу спрацьовування двома керуючими розподільниками.</p>

3.6.2. Клапани тиску

Клапани тиску – це гідроапарати, призначені для керування тиском та регулювання його величиною. У гідроприводі використовуються напірні, редуційні та клапани різниці тисків.

Напірні клапани (рис. 3.18) призначені для встановлення заданої величини та обмеження тиску у гідросистемі, керуючий сигнал знімається з його входу. У разі зростання величини вхідного (p) тиску зростає зусилля на клапан 1 до величини, достатньої для подолання зусилля регульованої пружини 2 і відкриття клапана, робоча рідина з входу P через утворений проміжок 3 перетече до виходу T .

У гідроприводі використовуються такі типи напірних клапанів:

- запобіжні;
- переливні;
- підпірні;
- гальмівні.

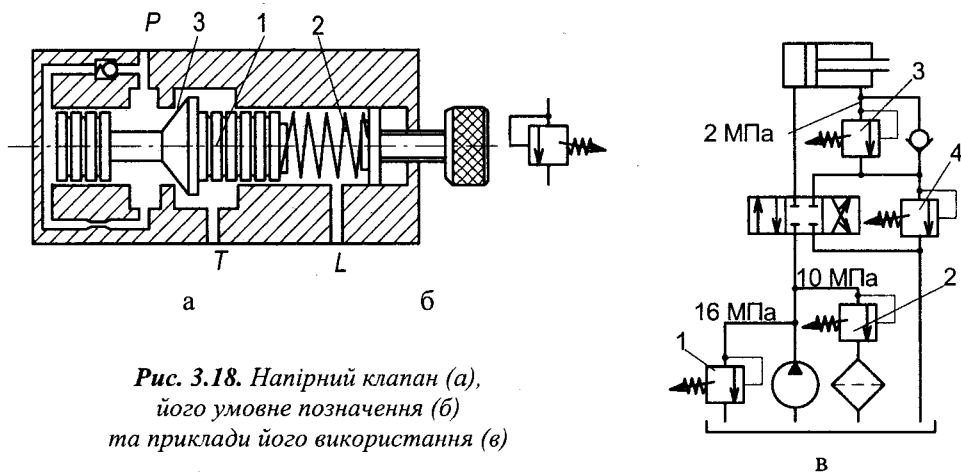


Рис. 3.18. Напірний клапан (а), його умовне позначення (б) та приклади його використання (в)

Запобіжні клапани 1 (рис. 3.18,в) використовуються для запобігання перевищення тиску у гідросистемі. Переважно встановлюється паралельно гідронасосу і налагоджується на тиск відкриття, який на 8–10% перевищує розрахунковий тиск на виході гідронасоса і призначений для спрацьовування в аварійних ситуаціях.

Переливний клапан 2 (рис. 3.18,в) призначений для підтримання стабільного значення тиску незалежно від напрямку руху поршня, чи вистою його у крайніх положеннях та зміни навантаження на шток циліндра, і є постійно відкритим,

стравлюючи надлишок рідини у гідробак. Очевидно, що постійне стравлювання робочої рідини необхідно врахувати під час розрахунку продуктивності гідронасоса.

Підпірний клапан 3 (рис. 3.18,в) призначений для забезпечення постійного тиску у правій порожнині циліндра незалежно від сил інерції, які виникають під час розгону мас які переміщуються.

Гальмівний клапан 4 (рис. 3.18,в) призначений для запобігання різкого зростання тиску під час перемикання розподільника в кінці ходу поршня.

Наприклад, можливий розподіл кількісних значень тиску показаний на рис. 3.18,в.

3.6.3. Редукційний клапан

Редукційний клапан – гідроапарат, призначений для зниження тиску робочої рідини, яка подається на його вхід, до заданого його значення на виході.

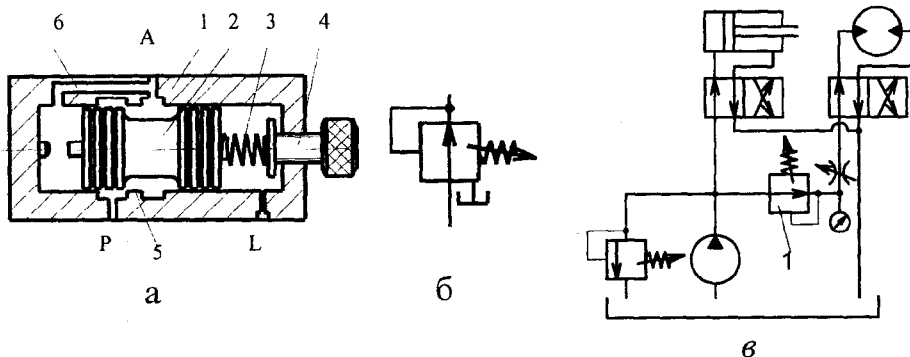


Рис. 3.19. Конструктивна схема (а) та умовне позначення (б) дволінійного редукційного клапана та приклад його використання (в)

Редукційний клапан [49] (рис. 3.19.) складається з корпусу 1, у якому встановлений золотник 2 з можливістю переміщення. З правого боку на золотник діє пружина 3, зусилля стискування якої регулюється гвинтом 4. У нейтральному положенні редукційний клапан відкритий і через щілину 5 рідина з входу Р перетікає на вихід А. У випадку зростання тиску на виході зростає тиск на лівий торець золотника через канал 6, золотник 2 відповідно до стискування пружини 3 переміститься вправо, що приведе до зменшення щілини 5 і поступлення рідини з вхідним тиском до виходу А клапана. У випадку зменшення тиску на виході змен-

шиться дія тиску на лівий торець золотника, щілина 5 збільшиться і зросте поступлення більш високого вхідного тиску до виходу А. Гвинтом 4 встановлюється величина зредукованого тиску, для контролю кількісного значення якого необхідно на виході клапана встановити манометр.

Однак, необхідно враховувати, що за умови зростання тиску на виході клапан закриється і можливе подальше зростання тиску. Для запобігання такої ситуації використовують трилінійні клапани (рис. 3.20).

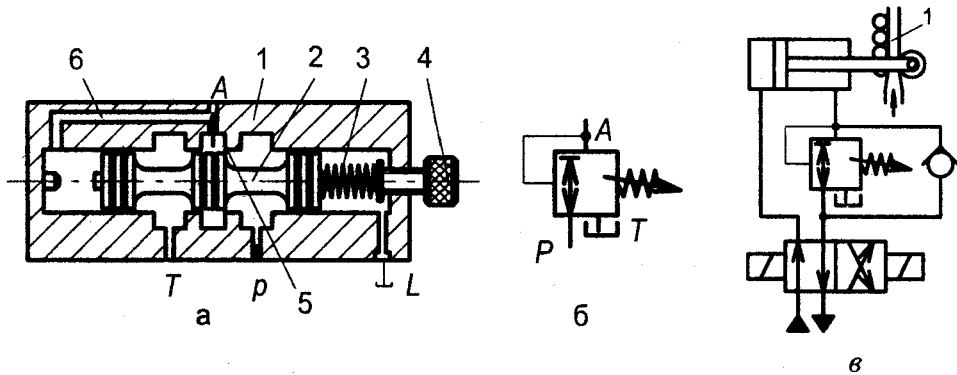


Рис. 3.20. Конструктивна схема (а) та умовне позначення (б) трилінійного редуційного клапана та приклад його використання (в)

Як і у дволінійного редуційного клапана робоча рідина протікає з входу Р до виходу А, але за умов перевищення заданого тиску на виході золотник 2 продовжує переміщуватись і надлишок рідини протікає до виходу Т. Трилінійний редуційний клапан може бути використаний (рис. 3.20,в) для забезпечення постійного тиску притискання плити 1 незалежно від її товщини.

3.6.4. Клапан пропорційності

Для пропускання потоку робочої рідини за умови заданої різниці тисків у керуючих гідролініях у гідроприводі металорізальних верстатів використовують клапани пропорційності. Клапан складається з корпусу 1 (рис. 3.21) золотника 2 та регульованої пружини 3, зусилля стиснення якої регулюється гвинтом 4. В залежності від переміщення золотника здійснюється протікання потоку рідини з

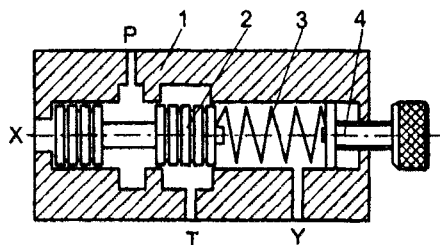


Рис. 3.21. Конструктивна схема клапана пропорційності

входу Р на вихід Т. Відкриття та закривання клапана буде залежати від тиску рідини у керуючих лініях Х, Y та зусилля стиснення пружини.

Клапани пропорційності дають змогу розширити функції гідроприводу та мінімізувати кількість використовуваних у гідроприводі апаратів [39,41,49].

3.13. Клапани пропорційності

№ схеми виконання	Умовне позначення	Призначення клапана пропорційності
1		Підтримує задану різницю тисків між входом та виходом в залежності від налаштування пружини.
2		Клапан відкривається та пропускає потік рідини лише за умови досягнення заданого значення тиску керування Х, який визначається настроюванням пружини та величиною вихідного тиску.
3		Клапан пропускає робочу рідину в обох напрямках за умови досягнення заданої пружиною різниці тисків у керуючих ліній Х та Y.
4		Клапан пропускає робочу рідину в залежності від налагодження пружини, величини вхідного тиску та у лінії керування Y.

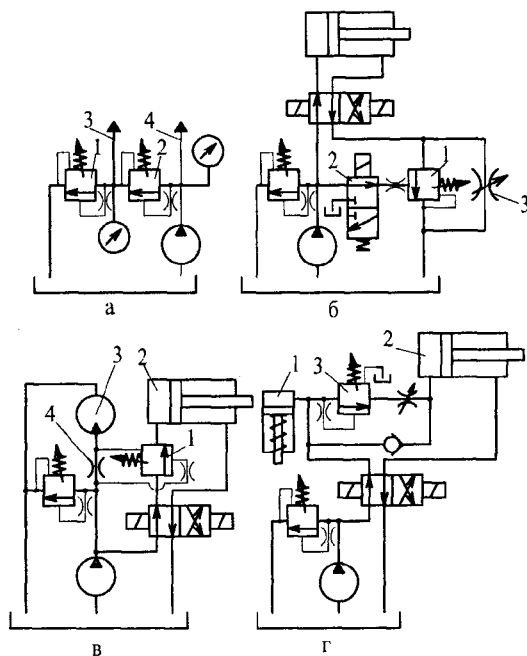


Рис. 3.22. Схеми використання клапана послідовності

Клапан пропорційності за схемою 1 (табл. 3.13.) може бути використаний як переливний 1 (рис. 3.22,а) або для забезпечення заданого тиску у гідролінії 3, а також (2) для підтримання заданої різниці тиску між гідролініями 3 та 4.

Клапан пропорційності за схемою 2 може використовуватись для забезпечення керованого швидкого переміщення поршня (рис. 3.22,б). Клапан 1 для забезпечення зливу рідини без опору з правої порожнини циліндра відкривається розподілювачем 2, у протилежному випадку робоча рідина зливається через регульований дросель 3.

Клапан послідовності виконаний за схемою 3 у гідроприводі, зображеному на рис. 3.22,в, використаний для забезпечення переміщення поршня циліндра 2 за умови досягнення гідромотором 3 заданої частоти обертання при цьому перепад тиску на дроселі 4 буде достатнім для відкривання клапана 1.

Для забезпечення послідовної роботи циліндрів 1 і 2 (рис. 3.22,г) використаний клапан 3 виконаний за схемою 4. Після завершення прямого ходу поршня циліндра 1 тиск буде зростати до величини, достатньої для відкривання клапана 3 і здійснення прямого ходу поршня циліндра 2.

3.6.5. Зворотний клапан

Зворотний клапан це – гідро-апарат призначений для вільного пропускання робочої рідини в одному напрямку та блокування у протилежному.

Зворотні клапани переважно використовують двох типів: ненавантажені (рис. 3.23,в), у яких пропускання рідини здійснюється без значного зусилля, і навантажені (рис. 3.23,г), у яких відкриття клапана можливе за умови досягнення певного значення тиску.

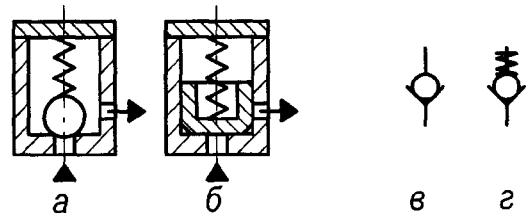


Рис. 3.23. Конструктивна схема кулькового (а) та плунжерного (б) зворотних клапанів та умовне позначення зворотного клапана ненавантаженого (в) та навантаженого (г)

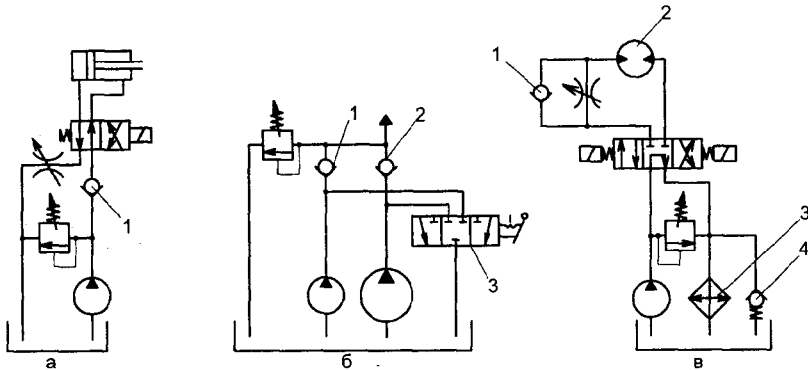


Рис. 3.24. Використання зворотних клапанів у гідравлічних системах

Зворотний клапан 1 у гідравлічній системі (рис. 3.24,а) призначений для запобігання зворотного руху рідини від циліндра до насоса у випадку вимкнення електродвигуна приводу насоса.

У гідросистемі (рис. 3.24,б) зворотні клапани 1 та 2 з розподільвачем 3 забезпечують незалежне розвантаження насосів. Зворотний клапан 1 (рис. 3.24,в) дає змогу регулювати частоту обертання гідромотора 2 в одному напрямку, а зворотний клапан з підпором 4 забезпечити підпір та запобігти перевантаження для охолоджувача робочої рідини 3.

3.6.6. Гідравлічний дросель

Дросель – гідроапарат, який використовується для регулювання витрат робочої рідини, які визначаються за виразом

$$Q = \mu_v \cdot s_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{ex} - p_{вх})}, \quad (3.57)$$

де μ_v – коефіцієнт витрат, який залежить від параметрів отвору дроселя, стискання та швидкості протікання робочої рідини через отвір тощо, для розрахунків приймають $\mu_v = 0,62 \dots 0,71$; s_d – площа прохідного перерізу дроселя; p_1, p_2 – тиск на вході та виході дроселя.

Дросель конструктивно простий, малогабаритний та надійний у експлуатації гідроапарат, що дає змогу у широкому діапазоні регулювати витрати робочої рідини і відповідно швидкість (м/с) переміщення поршня (v) враховуючи, що вона визначається за виразом

$$v = \frac{Q}{S_n}, \quad (3.58)$$

де S_n – активна площа поршня.

Гідравлічний дросель являє собою гідравлічний опір. Гідравлічний опір залежить від площі прохідного перерізу потоку його форми та в'язкості рідини. В результаті тертя рідини, яке виникає під час протікання її через дросель, з'являється перепад тисків, який можна усунути конструкцією дроселя.

Суттєвим недоліком дроселя є залежність витрат від навантаження на гідроциліндр.

Оскільки швидкість поршня один з важливіших параметрів гідроприводу, тому існує цілий ряд конструкцій дроселів (табл.3.16.).

Переважно дроселі виготовляються з паралельно розташованим зворотним клапаном (рис. 3.25)

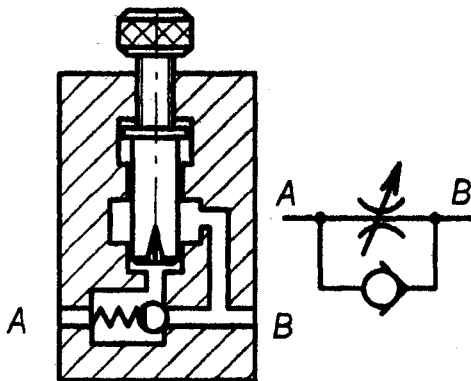
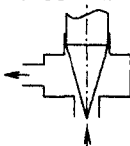
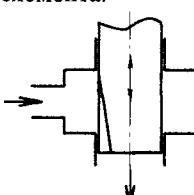
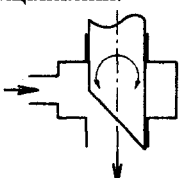
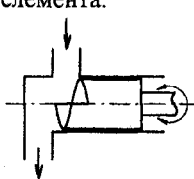


Рис. 3.25. Гідравлічний дросель з зворотним клапаном

3.16. Типи дроселів

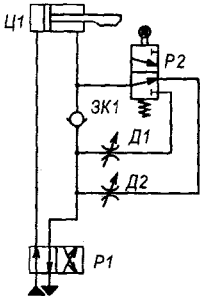
Конструктивне виконання	Гідравлічний опір	Залежність від в'язкості	Умови регулювання
<p>Конічний.</p> 	<p>Підвищена швидкість протікання рідини, відносно значні затрати на переборення сил тертя.</p>	<p>Висока через значне тертя.</p>	<p>Різде збільшення прохідного січення.</p>
<p>З поздовжнім переміщенням регулюючого елемента.</p> 	<p>Те саме.</p>	<p>Те саме.</p>	<p>Рівномірна зміна площі, висока чутливість регулювання.</p>
<p>Щілинний.</p> 	<p>Те саме.</p>	<p>Незначна.</p>	<p>Рівномірна зміна площі, висока чутливість, поворот регулюючого елемента на 180°.</p>
<p>Щілинний з спіральним профілем регулюючого елемента.</p> 	<p>Висока швидкість протікання рідини, незначні втрати на тертя.</p>	<p>Відсутня.</p>	<p>Рівномірна зміна площі, висока чутливість, поворот регулюючого елемента на 360°.</p>

Вибір типу дроселя здійснюють з урахуванням наступних критеріїв:

- створений гідравлічний опір;
- постійність гідравлічного опору в діапазоні коливань температур можливих під час експлуатації;
- чутливість настроювання;
- чутливість до забруднень;
- вартість конструкції.

Приклади використання дроселів наведені в табл. 3.17.

3.17. Використання гідравлічних дроселів

Схеми використання	Призначення дроселя	Схеми використання	Призначення дроселя
	<p>Дроселі Д1 та Д2 призначені для зміни швидкості руху поршня циліндра Ц1 за прямого ходу. Зміна швидкості здійснюється за умови досягнення штоком розподілювача Р2. Зворотний клапан ЗК1 блокує дроселі під час здійснення зворотного ходу.</p>		<p>Дроселі Д1 та Д2 призначені для регулювання швидкості руху поршня під час прямого та зворотного ходів, незалежність регулювання забезпечується зворотними клапанами ЗК1 та ЗК2.</p>

3.6.7. Регулятор витрат

Регулятор витрат – це гідроапарат, призначений для регулювання витрат робочої рідини незалежно від різниці тиску на вході та виході.

Суттєвим недоліком регулювання витрат робочої рідини з допомогою дроселя є їх залежність від різниці тисків. Під час зростання навантаження на гідроциліндр зростає тиск у ньому і відповідно на виході дроселя, відповідно зменшується різниця тисків, що приводить до зменшення витрат робочої рідини, і як наслідок зменшується швидкість руху поршня. У багатьох металорізальних верстатах не допускається коливання швидкості переміщення виконавчих органів за умови зміни навантаження. Для запобігання наведеного недоліку був розроблений регулятор витрат, у якому до дроселя був під'єднаний гідравлічний клапан (рис. 3.26).

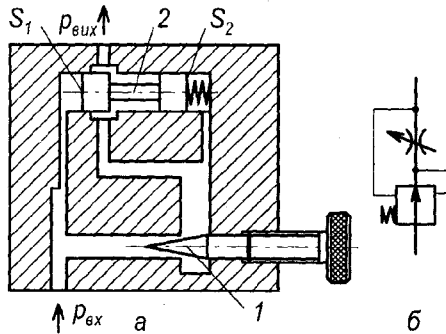


Рис. 3.26. Конструктивна схема (а) та умовне позначення (б) регулятора витрат

Робоча рідина протікає з входу до виходу через регульований дросель 1, з допомогою якого встановлюється задані витрати робочої рідини, а потім через щілину між золотником 2 та корпусом, яка регулюється положенням золотника. За умови зростання тиску на виході зростає зусилля на правий торець золотника, який переміщується вліво збільшуючи щілину, і відповідно, відновлюючи встановлену різницю тисків. Аналогічно реагує золотник на зміну вхідного тиску.

Золотник 2 знаходиться у динамічній рівновазі і забезпечує постійну різницю вхідного ($p_{вх}$) та вихідного ($p_{вих}$) тисків на дроселі 1.

Розглянемо рівновагу золотника. На лівий торець золотника діє зусилля $S_1 p_{вх}$, на правий $S_2 p_{вих} + F_{пр}$ ($F_{пр}$ – зусилля пружини). З умови рівноваги

$$S_1 p_{вх} = S_2 p_{вих} + F_{пр}, \quad (3.59)$$

звідси, враховуючи, що $S_1 = S_2 = S$, одержимо

$$p_{вх} - p_{вих} = \frac{F_{пр}}{S}. \quad (3.60)$$

Отже, у даній конструкції регулятора витрат різниця тисків залежить лише від двох постійних величин F_{np} і S_1 , і значить є величиною постійною. Переважно встановлюється різниця тисків $p_{вх} - p_{вих} = 0,2 \dots 0,25$ МПа.

Регулятор витрат дає змогу забезпечити постійні витрати рідини, і відповідно постійну швидкість переміщення поршня циліндра, не залежно від коливань навантаження.

Регулятори витрат використовуються у приводах супортів верстатів, де необхідно забезпечити постійну швидкість переміщення супорта незалежно від коливань зусилля різання, в приводах механізмів переміщення, позиціонування та виконання інших технологічних операцій (табл. 3.18).

3.18. Схеми використання регуляторів витрат

Схеми використання	Призначення регулятора витрат	Схеми використання	Призначення регулятора витрат
	<p>Призначений для регулювання швидкості руху поршня циліндра незалежно від зусилля навантаження $F_{кор}$</p>		<p>Призначений для регулювання швидкості руху поршня прямого ходу, наприклад після завершення неробочого ходу швидкість зменшується (робоча подача).</p>

3.6.8. Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятор – гідроапарат, призначений для підвищення коефіцієнту корисної дії гідроприводу за рахунок нагромадження робочої рідини під тиском за умови зниження або відсутності споживання рідини гідродвигунами з наступним живленням двигунів робочою рідиною під час зростання споживання згідно циклу роботи гідроприводу. Наявність гідроаккумулятора у гідроприводі дає змогу значно знизити продуктивність гідронасоса і відповідно його потужність.

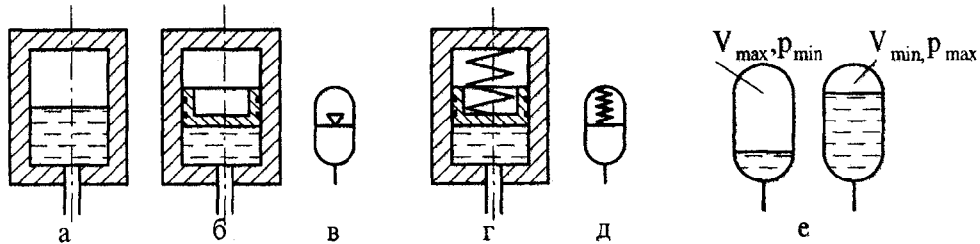


Рис. 3.27. Гідроаккумулятори: пневмогідроаккумулятор без розділення фаз (а) та з розділенням фаз поршнем (б) та його умовне позначення (в), пружинний гідроаккумулятор (г) та його умовне позначення (д), зміна корисного об'єму (е)

Гідропневмоаккумулятори нагромаджують робочу рідину у випадку зростання тиску на вході та віддають рідину у гідросистему під час його падіння. У гідроприводі металорізальних верстатів переважно використовують пневматичні (рис. 3.27, а і б) та пружинні гідроаккумулятори (рис. 3.27, г). Типорозмір гідроаккумулятора вибирають за необхідним корисним об'ємом (л, дм^3), який визначається за виразом (рис. 3.27, е)

$$V_{\text{кор}} = V_{\text{max}} - V_{\text{min}} = V \cdot p_3 \left(\frac{1}{p_{\text{min}}} - \frac{1}{p_{\text{max}}} \right), \quad (3.61)$$

де $V_{\text{max}}, V_{\text{min}}$ – максимальний та мінімальний об'єм повітря у гідроаккумуляторі, л; p_3 – тиск зарядки, визначається за імперичною залежністю МПа,

$$0,13p_{\text{max}} \leq p_3 \leq (0,9 \dots 0,94)p_{\text{min}}; \quad (3.62)$$

де $p_{\text{max}}, p_{\text{min}}$ – максимальний та мінімальний робочий тиск, МПа.

Гідроаккумулятор встановлюється на виході постійно працюючого гідронасоса (рис. 3.28.), і функціонує у двох режимах: зарядки та розрядки. Під час зарядки поршень гідроциліндра не переміщується (поршень знаходиться в одному з крайніх положень) і відповідно не споживає робочу рідину, весь потік рідини від гідронасоса потрапляє до гідроаккумулятора. Під час переміщення поршня одночасно до нього подається рідина і від гідроаккумулятора і від гідронасоса – акумулятор розряджається.

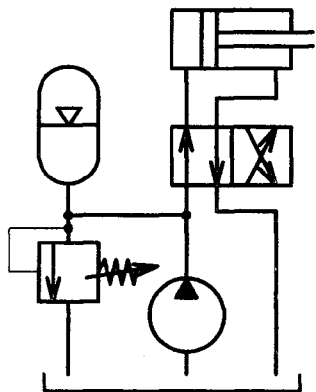


Рис. 3.28. Схема гідроприводу з гідракумулятором

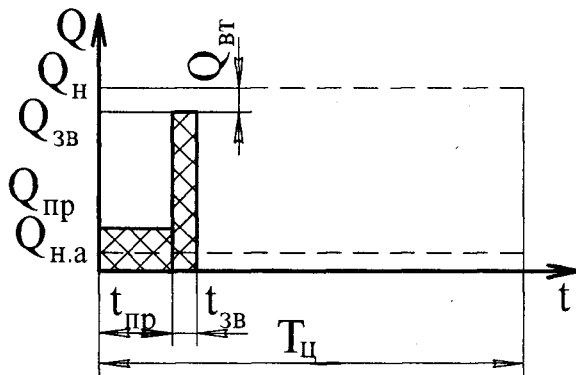


Рис. 3.29. Витратна характеристика гідроприводу

На витратній характеристиці (рис. 3.29) зображується витрати робочої рідини в циклі роботи гідроприводу. Згідно гідроприводу за схемою за час $t_{пр}$ здійснюється прямий хід гідроциліндра з повільною швидкістю при споживанні робочої рідини $Q_{пр}$ (рис. 3.29), і швидкий зворотний хід за час $t_{зв}$ при витратах $Q_{зв}$. Переважно цикл роботи гідроприводу ($T_{ц}$) значно перевищує тривалість прямого та зворотного ходу ($t_{пр} + t_{зв}$), під час здійснення яких робоча рідина протікає від гідронасоса до гідроциліндра, отже, продуктивність гідронасоса має перевищувати максимальні витрати гідроциліндра, оскільки, $Q_{зв} > Q_{пр}$, то $Q_{н} = Q_{зв} + Q_{вт}$ ($Q_{вт}$ – об'ємні втрати робочої рідини від гідронасоса до циліндра). Однак, вже під час прямого ходу частина рідини від гідронасоса через запобіжний клапан зливається до гідробаку, і вся рідина – за час $T_{ц} - (t_{пр} + t_{зв})$. За співвідношенням площ ($Q_{пр} \cdot t_{пр} + Q_{зв} \cdot t_{зв}$) до $Q_{н} T_{ц}$ можна визначити ККД гідроприводу, очевидно, що його величина буде дуже незначною.

У разі встановлення у гідроприводі гідракумулятора продуктивність насоса можна значно знизити ($Q_{н.а}$) і відповідно суттєво підвищити ККД. Розрядка акумулятора буде відбуватись під час руху поршня гідроциліндра ($t_{пр} + t_{зв}$), а зарядка – $T_{ц} - (t_{пр} + t_{зв})$.

3.6.9. Фільтри

Гідравлічні фільтри – гідроапарати, призначені для вилучення з робочої рідини сторонніх включень, частинок, які попали з зовнішнього середовища, продуктів зношення поверхонь рухомих елементів та ущільнень тощо.

Дотримання вимог до чистоти рідини дає змогу значно підвищити надійність гідроприводу та в середньому зменшити експлуатаційні затрати у 2 рази.

Підвищення якості фільтрації робочої рідини з 25 до 5 мкм дають змогу збільшити ресурс роботи гідронасосів та гідроапаратів у 5– 10 разів.

Фільтри вибираються в залежності від розміру частинок забруднень, які вони повинні вилучати з рідини. Тому відрізняють:

- абсолютну тонкість фільтрації – це розмір частинок, яка повністю затримується фільтром;
- номінальну тонкість фільтрації – це розмір частинок, який затримується на 90 %.

Вибір найкращого варіанту розміщення фільтра залежить від чутливості гідроапарата до забруднень.

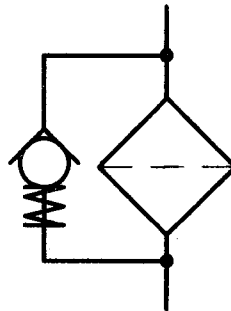
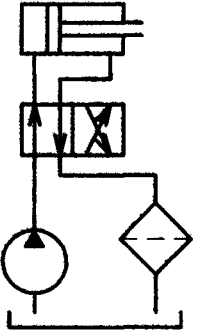
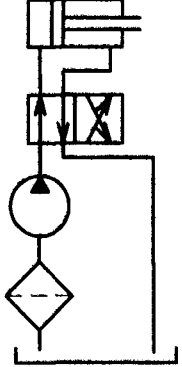
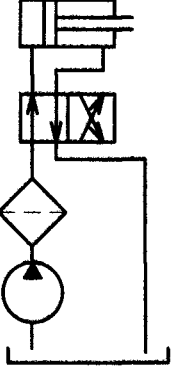


Рис. 3.30. Встановлення зворотного клапана паралельно фільтру

Необгрунтоване підвищення тонкості фільтрації може призвести до значних втрат тиску у гідролініях. Для запобігання недопустимих втрат тиску на забрудненому фільтрі паралельно йому встановлюється навантажений зворотний клапан (рис. 3.30). Рекомендації щодо встановлення фільтрів у гідроприводі наведені у табл. 3.19 і 3.20.

3.19. Способи встановлення фільтрів

			
	Фільтр на зливній гідролінії.	Фільтр на гідролінії всмоктування.	Фільтр в напірній гідролінії
Достоїнства	Просте обслуговування.	Захищає від забруднення насос.	Захищає гідроапарати від забруднень. Фільтр більш тонкої очистки.
Недоліки	Ускладнюється виявлення засмічення фільтра.	Утруднений доступ до фільтра, можлива кавітація через значний опір проходження рідини.	Висока вартість.
Додатково	Найбільше розповсюдження. Дають змогу здійснити тонке очищення робочої рідини.	Перепад тиску не повинен перевищувати 0,018... 0,02 МПа. Можна використовувати як додатковий фільтр перед насосом.	Фільтр має бути придатним для встановлення у напірній магістралі високого тиску.

3.20. Рекомендовані місця встановлення фільтра у гідроприводі

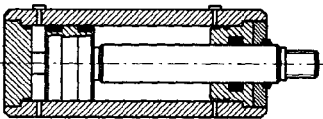
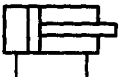
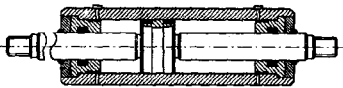
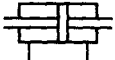
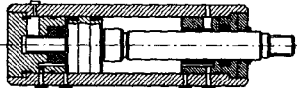
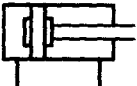
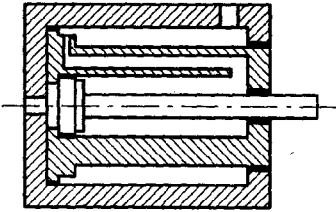

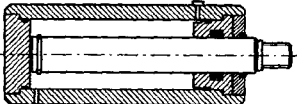
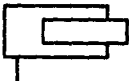
Гідроапарат	Спосіб фільтрації	Розміщення фільтра	Номінальна тонкість фільтрації, мкм
Аксіально-поршневі гідромашини (насоси та гідромотори).	Фільтрація всього потоку (повнопотокова фільтрація).	У всмоктувальній або зливній гідролініях.	≤ 25
Шестеренчасті, радіально-поршневі машини.	Фільтрація всього потоку (повнопотокова фільтрація).	На лінії зливу.	≤ 63
Розподільвачі, клапани тиску, регулятори витрат, зворотні клапани, гідроциліндри.	Фільтрація частини потоку (неповнопотокова фільтрація)	На лінії всмоктування.	≤ 63

3.7. ГІДРОЦИЛІНДРИ

Гідроциліндри призначені для перетворення енергії стиснутої рідини у прямолінійний зворотно-поступальний рух, гідроциліндри – лінійні двигуни.

Гідроциліндри основний двигун гідроприводу, який найбільш ефективно, без додаткових перетворюючих пристроїв, дає змогу одержати прямолінійний рух з заданою швидкістю та зусиллям.

3.21. Типи гідроциліндрів

Назва	Конструктивна схема	Умовне позначення	Призначення
Двосторонній одноштоковий гідроциліндр.			Рух подачі для інструмента та оброблюваної деталі, затискні пристрої.
Двосторонній двоштоковий гідроциліндр.			Рух стола у шліфувальних верстатах.
Двосторонній одноштоковий гідроциліндр з гальмуванням в кінці ходу .			Рух значних мас, для запобігання ударів у кінці ходу.
Телескопічний гідроциліндр (односторонній)			Забезпечення ходів значно більших від довжини циліндра, для піднімання та переміщення вантажів.
Плунжерний гідроциліндр (односторонній)			Робочий хід здійснюється лише під час прямого ходу, зворотний хід під дією вантажу, переважно вертикальний монтаж.

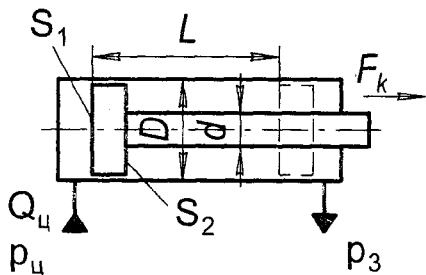


Рис. 3.31. Одноштоковий двосторонній гідроциліндр

розрахунку. В результаті здійснення розрахунку необхідно визначити: діаметр поршня (D), тиск робочої рідини на вході в циліндр ($p_{ц}$) та витрати робочої рідини ($Q_{ц}$). Тиск робочої рідини вибирається згідно з функціональним призначенням гідроприводу та передбачуваного навантаження.

Рівняння рівноваги поршня має вигляд

$$F_{ц} = F_{к} + F_{Т} + F_{пр}, \quad (3.63)$$

де $F_{ц}$ – розрахункове зусилля гідроциліндра, Н; $F_{к}$ – корисне зусилля (зусилля різання, затиску, переміщення тощо), Н; $F_{Т}$ – сила тертя ущільнення поршня та штока, Н; $F_{пр}$ – зусилля протитиску з боку неробочої порожнини циліндра, Н.

Виразивши через тиск зусилля, які входять у рівняння (3.63), одержимо

$$p_{ц} S_1 = F_{к} + F_{Т} + p_3 S_2, \quad (3.64)$$

де $p_{ц}$, p_3 – тиск робочої рідини, який діє на поршень та у зливній порожнині циліндра, МПа; S_1 , S_2 – площа поршня циліндра з боку напірної та відповідно зливної гідроліній, дм^2 .

В залежності від типу циліндра визначають діаметр поршня.

Для двостороннього одноштокового гідроциліндра під час прямого ходу зусилля ($F_{пр}$) (Н) на штоці та швидкість ($v_{пр}$) (м/с) визначаються за виразами:

$$F_{пр} = p_{ц} S_1 = p_{ц} \frac{\pi D^2}{4}; v_{пр} = \frac{Q_{ц}}{S_1} = \frac{4 Q_{пр}}{\pi D^2}. \quad (3.65)$$

Під час зворотного ходу поршня зусилля на штоці ($F_{зв}$) та швидкість ($v_{зв}$) визначаються за виразом

$$F_{зв} = p_{ц} S_2 = p_{ц} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad v_{зв} = \frac{Q_{ц}}{S_2} = \frac{4Q_{пр}}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (3.66)$$

Отже, за прямого ходу зусилля на штоці перевищує зусилля зворотного ходу, а швидкість переміщення поршня у разі зворотного ходу перевищує швидкість прямого ходу.

Для двостороннього двоштокового гідроциліндра зусилля та швидкість за прямого та зворотного ходів рівні між собою і визначаються за виразами

$$F_{зв} = p_{ц} S_2 = p_{ц} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad v_{зв} = \frac{Q_{ц}}{S_2} = \frac{4Q_{пр}}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (3.67)$$

У плунжерному гідроциліндрі зусилля на плунжері визначаються за виразом

$$F_{пл} = p_{ц} \frac{\pi d^2}{4}. \quad (3.68)$$

Телескопічний гідроциліндр може мати від двох до шести ступіней, довжина ходу кожного ступеня може сягати 1,5 м. Зусилля на штоці визначається активною площею останньої ступені циліндра.

Діаметр поршня циліндра визначається за виразом

$$D = k_3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_{кор}}{p_{ц} \cdot \pi \cdot \eta_r}}, \quad 10^3, \text{ мм}, \quad (3.69)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, величина якого залежить від неврахованих у розрахунку факторів та коливань навантаження на гідроциліндр, переважно $k_3 = 1,15 \dots 1,25$, у деяких випадках, за значної нестабільності експлуатаційних умов роботи $k_3 = 2 \dots 3$; η_r – коефіцієнт корисної дії, вказується у технічній характеристиці гідроциліндра, переважно в межах $0,85 \dots 0,97$, і який враховує сумарні втрати зусилля у гідроциліндрі.

Витрати робочої рідини (л/хв), які необхідно подати до гідроциліндра для забезпечення заданої швидкості переміщення поршня циліндра визначаються

$$Q_{ц} = v \cdot S. \quad (3.70)$$

3.8. ГІДРОМОТОРИ

Гідромотори – це гідромашини, які призначені для перетворення енергії стиснутої рідини в обертовий рух.

Гідромотори за конструкцією аналогічні гідронасосам.

У порівнянні з електродвигунами мають такі переваги:

- у 6 разів менші за об'ємом за однакової потужності;
- в 4...5 разів менші за масою;
- просте регулювання швидкості обертання, в окремих випадках від 2500 хв⁻¹ до 1 хв⁻¹ з забезпеченням високої стабільності;
- час розгону та гальмування не перевищує сотих частин секунди тощо.

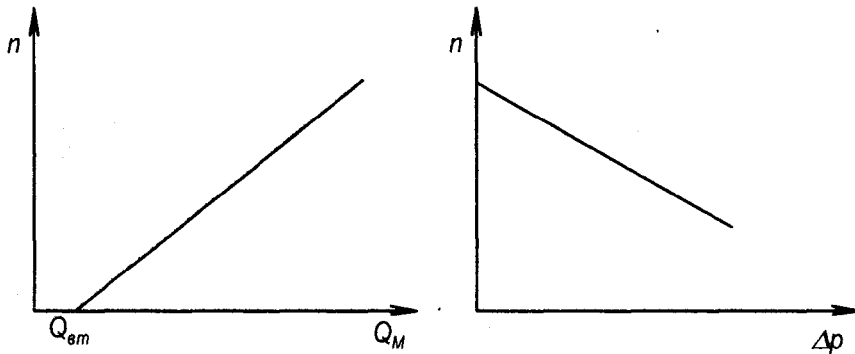


Рис. 3.32. Залежність частоти (n) обертання вала гідромотора від витрат робочої рідини (Q_M) та перепаду тисків (Δp)

Обертовий момент T_M (Н·м) та частота n (хв⁻¹) обертання вала гідромотора визначаються за виразами

$$T_M = \frac{\Delta p \cdot q}{2\pi}; \quad n = \frac{q \cdot Q_M}{1000}, \quad (3.71)$$

де Δp – перепад тисків на гідромоторі, МПа; q – об'єм робочої камери, м³.

Потужність (кВт) гідромотора

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q \cdot \eta_M}{60}, \quad (3.72)$$

де η_M – коефіцієнт корисної дії гідромотора.

Згідно наведеним залежностям частота обертання вала гідромотора визначається витратами робочої рідини з урахуванням об'ємних втрат у моторі (рис. 3.32), які зростають зі збільшенням різниці тисків.

Гідромотори можуть бути регульовані та нерегульовані, тобто з регульованою та нерегульованою частотою обертання валу.

3.9. ПОВОРОТНІ ДВИГУНИ

Поворотний двигун – це гідромашина, призначена для здійснення повороту виконавчого органу в межах одного оберту. Переважно поворотними двигунами здійснюють поворот до 270° .

Шибєрний поворотний двигун складається з корпусу 3 (рис. 33,а), у якому розташовані вал 1 з прикріпленим шибєром 2. У разі дії на шибєр робочої рідини вал 1 здійснює поворот з обертовим моментом T (Н·м) та кутовою швидкістю ω ($рад/с$)

$$T = \frac{\Delta p b (R^2 - r^2)}{2} \cdot 10^{-6}, \quad \omega = \frac{2Q}{(R^2 - r^2)b} \cdot 6 \cdot 10^{-4}. \quad (3.73)$$

де Δp – перепад тисків на шибєрі, МПа; b – ширина шибєру, м; R – внутрішній радіус корпусу, м; r – радіус вала, м; Q – витрати робочої рідини, л/хв.

Обертовий момент поворотних двигунів може становити 160...2000 Н·м, швидкість повороту до $180^\circ/с^{-1}$.

Рейкові (поршневі) поворотні двигуни виготовляють одно- або дворейковими (рис. 33,б,в). У корпусі два поршни 1 з'єднані між собою рейкою, через яку передається обертовий момент на зубчасте колесо 2. Обертовий момент (Н·м) та кутова швидкість ($рад/с$) визначається за виразом

$$T = \frac{\pi \cdot \Delta p \cdot D^2 \cdot D_d}{8}, \quad \omega = \frac{8 \cdot Q}{\pi \cdot D^2 \cdot D_d}, \quad (3.74)$$

де D_d – діаметр ділільного кола зубчастого колеса, м.

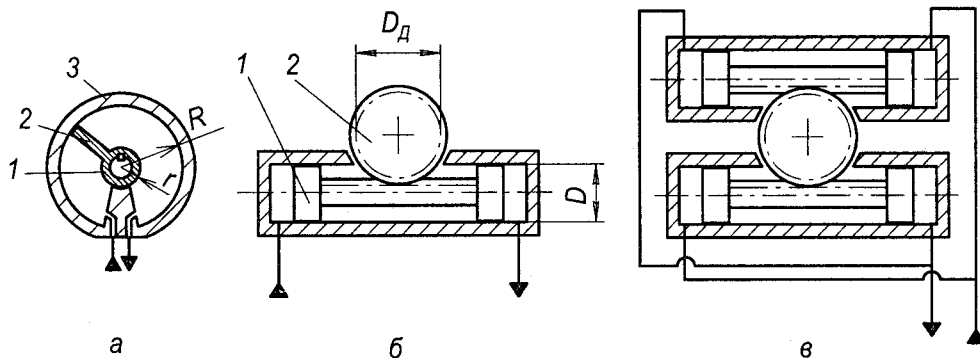


Рис. 3.33. Поворотні двигуни: шиберний (а), однорейковий (б), дворейковий (в)

Поворотні двигуни використовуються для здійснення повороту виконавчих органів на певний кут у поворотних столах металорізальних верстатів, промислових роботів, механізмів зміни інструментів, завантажувальних пристроях тощо.

3.10. СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ГІДРОДВИГУНІВ

Одним з визначальних параметрів роботи гідродвигуна є швидкість переміщення його вихідної ланки. Швидкість може бути фіксованою під час прямого та зворотного ходу, регульованою за прямого та зворотного ходу, змінною і регульованою на протязі прямого ходу і тому подібне.

Враховуючи, що швидкість поршня циліндра визначається $v = Q/S$, а частота обертання вала гідромотора – $n = Q_M/q$, то очевидно, що складно і недоцільно виконувати регульованими конструктивні параметри S (активна площа поршня) і q (геометричний робочий об'єм гідромотора), більш ефективно використовувати регулювання витрат робочої рідини.

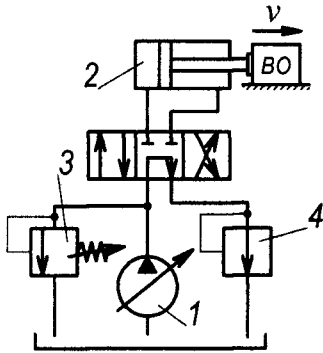


Рис. 3.34 Гідравлічна схема гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості руху вихідної ланки гідроприводу

Об'ємне регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна полягає у використанні у гідроприводі насоса 1 з регульованою продуктивністю (рис. 3.34). Регулюванням продуктивності гідронасоса забезпечують регулювання швидкості переміщення поршня циліндра 2 або частоти обертання вала гідромотора. Для запобігання недопустимого підвищення тиску у гідросистемі встановлюють запобіжний клапан 3, а підпірний клапан 4 використовують для забезпечення плавності ходу поршня та неможливості попадання повітря у гідросистему. Підпірний клапан налагоджується на тиск відкриття 0,3...0,8 МПа.

Баланс витрат робочої рідини складе

$$Q_H = vS_1 - Q_{BT}; \quad (3.75)$$

де Q_H – продуктивність насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; v – швидкість поршня циліндра, $\text{м}/\text{с}$; S_1 – площа поршня циліндра, м^2 ; Q_{BT} – втрати робочої рідини на шляху від гідронасоса до гідродвигуна, враховуючи об'ємні втрати у самому двигуні, $\text{м}^3/\text{с}$.

Тоді швидкість переміщення поршня

$$v = \frac{Q_H}{S_1} - \frac{Q_{BT}}{S_1}, \quad (3.76)$$

і зміна швидкості, $\text{м}/\text{с}$,

$$\Delta v = v_T - v = \frac{Q_H}{S_1} - \frac{Q_H}{S_1} + \frac{Q_{BT}}{S_1} = \frac{Q_{BT}}{S_1}; \quad (3.77)$$

де v_T – теоретична швидкість поршня без урахування втрат.

Отже, стабільність швидкості переміщення поршня, у разі об'ємного регулювання, залежить від об'ємних втрат робочої рідини. Втрати робочої рідини визначаються тиском у гідросистемі і не залежать від величини витрат.

Ступеневе регулювання швидкості виконавчого органу забезпечується встановленням у гідроприводі двох гідронасосів постійної продуктивності.

Часто гідропривід повинен здійснювати швидке підведення, наприклад інструменту, та зі значно меншою швидкістю – виконання власне технологічної операції (наприклад різання). У таких випадках у гідроприводі встановлюють два гідронасоса (рис. 3.35) різної продуктивності 1 – низької і 2 – високої продуктивності. Під час здійснення прямого ходу одночасно працюють два насоса, що забезпечує швидке підведення різця до заготовки, під час врізання різця і початку процесу різання миттєво зростає навантаження на шток циліндра, і відповідно, тиск на виході гідронасоса 1, клапан 3 відкривається і робоча рідина, яка подається гідронасосом 2 більшої продуктивності, потрапляє до гідробаку. Швидкість переміщення поршня зменшується до величини робочої подачі.

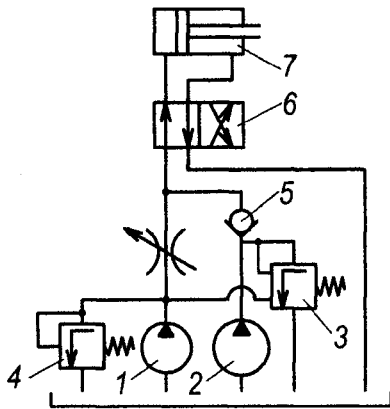


Рис. 3.35. Ступеневе регулювання швидкості виконавчого органу з допомогою двох гідронасосів постійної продуктивності та клапану тиску

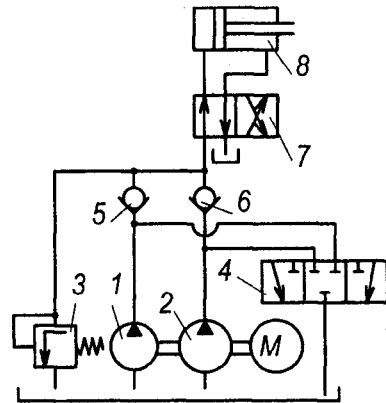


Рис. 3.36. Ступеневе регулювання швидкості виконавчого органу з допомогою двох гідронасосів постійної продуктивності та розподільника

На рис. 3.36 наведена принципова схема гідроприводу з двома гідронасосами різної продуктивності (1 і 2), гідроциліндр 8 керується розподільником 7, клапан 3 запобігає недопустимому перевищенню тиску у гидросистемі. За даною схемою швидкість переміщення поршня може мати три швидкості, які визначаються продуктивністю насоса – 1, або – 2, або обох гідронасосів разом. Керує швидкістю переміщення поршня циліндра, і відповідно, витратами робочої рідини розподільник 4.

Дросельне регулювання швидкості руху виконавчих органів автоматизованого обладнання полягає у використанні дроселів для регулювання витрат

робочої рідини. До того ж використовується гідронасос постійної продуктивності, яка гарантовано перевищує максимальні витрати робочої рідини за максимальної швидкості переміщення поршня циліндра. Надлишок рідини постійно через запобіжний клапан, який у даному випадку виконує функцію переливного клапана, потрапляє до гідробаку.

Використовують дросельне регулювання швидкості переміщення поршня циліндра на вході, на виході та паралельне дросельне регулювання.

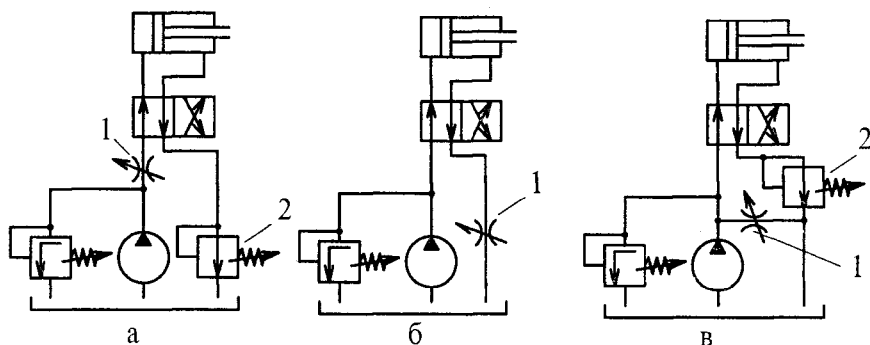


Рис. 3.37. Принципові схеми гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки гідродвигуна на вході (а), виході (б) та паралельне дросельне регулювання (в).

За дросельного регулювання швидкості виконавчого органу на вході (рис. 3.37,а) дросель 1 встановлюють у напірній гідролінії між гідронасосом та гідроциліндром, підпірний клапан 2 призначений для забезпечення стабільності швидкості за незначної її звеличени.

Дросель 1 (рис. 3.37,б) встановлюється у зливній магістралі за регулювання швидкості на виході.

У разі паралельного дросельного регулювання дросель 1 (рис. 3.37,в) встановлюється між гідронасосом та зливною гідролінією. При незначній швидкості її стабільність забезпечують підпірним клапаном 2.

Дросельне регулювання швидкості найбільш розповсюджене регулювання завдяки простоті, надійності та низькій вартості, але має суттєвий недолік – залежність витрат робочої рідини через дросель від різниці тисків на ньому.

Швидкість переміщення поршня визначається відповідно (3.57, 3.58)

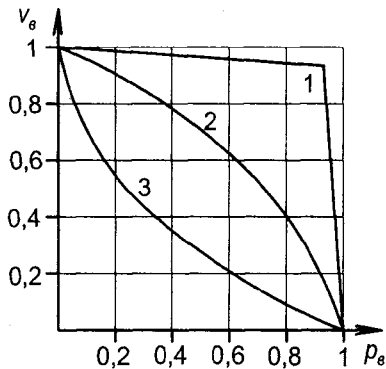


Рис. 3.38. Залежність відносної швидкості (v_v) від відносного навантаження (p_v) за об'ємного регулювання (1), дросельного послідовного (2) та паралельного (3) встановлення дроселя

коливаннями корисного зусилля F_k (навантаження).

Дросельне регулювання швидкості, незважаючи на незначний коефіцієнт корисної дії (не перевищує 0.7), одержало широке застосування у верстатному гідроприводі потужності до 10 кВт.

Для підвищення стабільності швидкості за дросельного регулювання використовують регулятори витрат (див. розділ 3.6.6).

На рис. 3.38 наведені залежності відносної швидкості транспортування $v_v = v/v_{\max}$ від відносного навантаження $p_v = p/p_{\max}$, де v і p біжуче значення швидкості та тиску, v_{\max} і p_{\max} – максимальне значення швидкості та тиску.

Найбільшу стабільність забезпечує об'ємне регулювання (1, рис. 3.38), за якого досягається найвищий ККД приводу. Значно нижча стабільність швидкості за послідовного (2) та паралельного (3) підключення дроселя.

У потужних гідроприводах тривалими робочими ходами обґрунтовано використовувати об'ємний гідропривід, який більш економічний за значних витрат робочої рідини.

Дросельне регулювання швидкості економічно вигідне за незначної потужності гідроприводу з короткочасними робочими ходами.

$$v = \frac{Q}{S} = \mu \cdot \frac{f}{S} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}; \quad (3.78)$$

Вхідний тиск p_1 рівний тиску на виході гідронасоса p_n , а вихідний – визначається з виразу (3.75), як тиск у гідроциліндрі p_u

$$p_u = \frac{F_k + F_T + p_3 S_2}{S_1}. \quad (3.79)$$

Тоді

$$v = \mu \frac{f}{S_1} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[p_n - \frac{F_k + F_T + p_3 S_2}{S_1} \right]}. \quad (3.80)$$

Розгляд одержаного рівняння вказує, що нестабільність швидкості переміщення поршня циліндра визначається

3.11. Послідовність розрахунку гідроприводу

Розрахунок гідроприводу здійснюється у певній встановленій послідовності кроків, в межах яких здійснюється перебір варіантів, оптимізація і перерахунок за новими значеннями параметрів.

1. Розроблення принципової схеми гідроприводу, здійснюється за необхідними рухами виконавчих органів металорізального верстату. Здійснюється вибір типів гідродвигунів, гідроапаратів керування ними, засобів регулювання швидкості переміщення вихідної ланки гідродвигуна, регуляторів тиску та блокування, а також клапанів запобігання перевантаження. Складається циклограма роботи гідроприводу та розробляються вихідні умови для проектування системи керування.

2. Вибір робочого тиску. В залежності від призначення гідроприводу (табл. 3.22) вибирається робочий тиск з нормативного ряду (МПа): 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25.

3.22. Вибір робочого тиску

Категорія гідроприводу за робочим тиском	Робочий тиск, МПа	Призначення
Гідропривід низького тиску	до 1,6 МПа	У верстатах чистової обробки, де необхідні незначні зусилля та коливання тисків.
Гідропривід середнього тиску	1,6 ... 6,3	Найбільш розповсюджені у найбільш розповсюджених групах верстатів: токарних, фрезерних, агрегатних тощо
Гідропривід високого тиску	6,3 ... 20	Використовується у потужних верстатах: протяжних, стругальних тощо.

До того ж необхідно враховувати, що вибраний для гідросистеми тиск (на виході гідронасоса) має перевищувати тиск, за яким розраховується діаметр поршня в деяких випадках 1,5 ... 1,6 раза.

3. Вибір робочої рідини. Робоча олива вибирається в залежності від вибраного робочого тиску, для гідроприводу низького тиску рекомендовані оливи в'язкістю $\nu = 5 \dots 10 \text{ мм}^2/\text{с}$, середнього тиску – $\nu = 10 \dots 20 \text{ мм}^2/\text{с}$ і високого тиску – $\nu = 20 \dots 120 \text{ мм}^2/\text{с}$. Крім того, робоча рідина має задовольняти вимоги, наведені в розділі 3.1.1.

4. Розрахунок та вибір гідродвигунів. Згідно заданого зусилля для лінійних двигунів та обертового моменту для гідромоторів та поворотників за вибраним робочим тиском відповідно розраховується діаметр поршня циліндра та об'єм робочої камери (табл. 3.23).

3.23. Вихідні дані для розрахунку гідродвигунів

Гідродвигун	Вихідні дані для розрахунку	Параметри, що розраховуються
Гідроциліндр (3.7)	Зусилля на штоці – F Швидкість поршня – v	Діаметр поршня – D, Витрати робочої рідини – Q
Гідромотор (3.8)	Обертовий момент – T Частота обертання – n	Об'єм робочої камери – q Витрати робочої рідини – Q
Поворотник	Обертовий момент – T Кутова швидкість – ω	Діаметр поршня та ділильного кола зубчастого колеса – D і D _д Витрати робочої рідини – Q

За розрахунковим значенням діаметра поршня (мм) вибирається найближче більше значення з нормативного ряду: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125. За розрахунковим значенням об'єму робочої камери (см³) вибирається найближче більше значення з нормативного ряду: 10; 12,5; 1,6; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

За заданою лінійною швидкістю переміщення виконавчого органу визначають витрати робочої рідини для гідроциліндра; за частотою обертання вала вибирають витрати робочої рідини для гідромотора. За розрахунковим значенням витрат робочої рідини (л/хв) вибирається більше ближче значення з нормативного ряду: 10; 12,5; 1,6; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160.

За вибраними параметрами вибирається марка гідродвигуна та його технічні характеристики.

5. Вибір типу та марки гідроапаратів здійснюється відповідно до принципової схеми гідроприводу, за номінальним тиском та витратами робочої рідини. На кожному гідроапараті відбуваються об'ємні втрати та втрати тиску. Об'ємні втрати рекомендовано визначати за виразом

$$Q_{вт} = k_{вт} \Delta p_a, \quad (3.81)$$

де $k_{вт}$ – коефіцієнт втрат; Δp_a – перепад тисків на гідроапараті.

У технічній характеристиці вказується об'ємні втрати у гідроапараті або коефіцієнт втрат. Орієнтовно коефіцієнт втрат для гідроапаратів $k_{вт} = 0,017 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$; для гідроциліндрів $k_{вт} = 0,034 \dots 0,05 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$; для гідромоторів $k_{вт} = 0,8 \dots 1,2 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$.

6. Визначення витрат робочої рідини здійснюється за заданою швидкістю вихідної ланки гідродвигунів.

Для гідроциліндрів (див. розділ 3.7):

$$Q_{ц} = S_{i} v_{пр} + Q_{вт}, \text{ [л/хв]},$$

для гідромоторів (див розділ 3.8): $Q_{м} = pq + Q_{вт}, \text{ [л/хв]}$.

7. Визначення втрат тиску у напірній та зливній гідролініях (магістралях), здійснюються з метою урахування їх у разі розрахунку тиску робочої рідини на виході гідронасоса.

Розрахунок ведеться за виразами розд. 3.3.

Втрати тиску у напірній магістралі визначаються за втратами тиску у трубопроводах ($\sum \Delta p_{т}$), місцевими втратами ($\sum \Delta p_{м}$) та втратами у гідроапаратах ($\sum \Delta p_{а}$).

$$\Delta p_{нап} = \sum \Delta p_{т} + \sum \Delta p_{м} + \sum \Delta p_{а};$$

$$\Delta p_{зл} = \sum \Delta p_{т} + \sum \Delta p_{м} + \sum \Delta p_{а};$$

де $\Delta p_{нап}$, $\Delta p_{зл}$ – сумарні втрати тиску в напірні та зливній гідролінії, які підводять робочу рідину від гідронасоса до гідродвигуна і від гідронасоса назад до гідробаку.

Втрати тиску залежать від довжини трубопроводу, режиму протікання рідини, діаметра трубопроводу, а також швидкості потоку. Вирази для визначення втрат тиску та рекомендовані швидкості потоку рідини наведені в розділі 3.4.

8. Визначення діаметра трубопроводу здійснюється за виразом (3.376) розділу 3.4.

9. Вибір гідронасоса здійснюють за вибраним номінальним тиском та номінальними витратами робочої рідини. Розрахунковий тиск на виході гідронасоса визначається і достатній для забезпечення силових параметрів гідродвигуна

$$p_{роз} = p_{ц} + \Delta p_{нап} + \Delta p_{зл}.$$

За значенням цього тиску визначається тиск, на який налагоджується запобіжний клапан

$$p_{\text{кл}} = (1,1 \dots 1,15) p_{\text{роз}} . \quad (3.82)$$

Тиск на виході гідронасоса $p_{\text{ц}}$ має перевищувати $p_{\text{кл}}$.

Витрати гідронасосу (продуктивність) визначаються

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{вт}} . \quad (3.83)$$

Якщо згідно циклу роботи гідроприводу гідродвигуни, якщо їх два і більше, працюють одночасно то береться сума їх витрат, якщо не одночасно то розрахунок ведеться за витратами того двигуна, у якого витрати робочої рідини більше.

За визначеними витратами робочої рідини та тиску на виході гідронасоса з каталогу підприємства виробника вибирається гідростанція, у якої технічні параметри найближчі від розрахункових. На цьому етапі проектування будується витратна характеристика, аналізується розподіл витрат у циклі роботи гідроприводу та розглядається можливість використання гідроакумулятора (розд. 3.6.).

Визначення коефіцієнта корисної дії гідроприводу здійснюється за виразом (3.64).

Повний коефіцієнт корисної дії гідроприводу середньої потужності приблизно становить 0,75...0,85 у деяких випадках після проведення оптимізації параметрів гідроприводу в цілому може сягати 0,95.

4. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НА МІЦНІСТЬ

Для верстатів з обертальним головним рухом граничні частоти обертання (хв^{-1}) шпинделя n_{\max} і n_{\min} можуть бути визначені, якщо відомі граничні діаметри обробки або розміри (мм) різальних інструментів d_{\max} і d_{\min} і знайдені граничні швидкості різання (м/хв) v_{\max} і v_{\min} , тобто

$$n_{\max} = \frac{1000v_{\max}}{\pi d_{\min}}; \quad n_{\min} = \frac{1000v_{\min}}{\pi d_{\max}}. \quad (4.1)$$

Відношення знайдених значень частот обертання

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \quad (4.2)$$

називається діапазоном їх регулювання.

До початку розробки кінематичної схеми верстата слід наближено визначити потужність приводу, оскільки вона впливає на вибір типів передач у кінематичних ланцюгах. Після розробки кінематичної схеми, конструкції вузлів та більш точного визначення ККД верстата потужність приводу уточнюється.

Вибираючи асинхронний двигун, слід визначити режим його роботи відповідно до ГОСТ 183-74 (тривалий, короткочасний, повторно короткочасний). Для верстатів нормальної точності двигун за рівнем вібрації може бути класу С2, а для підвищеної точності – С1.

Потужність приводу головного руху визначається корисною потужністю, обчисленою за найефективнішого режиму різання.

Ефективну потужність різання (кВт) визначають згідно з режимом обробки,

$$P_{\text{сф}} = \frac{P_z \cdot v}{61200}, \quad (4.3)$$

де P_z – тангенційна складова сили різання, Н; v – швидкість різання, м/хв.

Потужність електродвигуна, кВт

$$P_e = \frac{P_{\text{сф}}}{k_n \cdot \eta}, \quad (4.4)$$

де $k_n = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт, який враховує можливість короточасного перевантаження електродвигуна; η – ККД верстата, який може бути прийнятий $\eta = 0,7 \dots 0,85$ – для верстатів з обертальним головним рухом і $\eta = 0,6 \dots 0,7$ – для верстатів із поступально-зворотнім головним рухом.

4.1. РОЗРАХУНОК ОБЕРТОВИХ МОМЕНТІВ

Розрахунковий обертовий момент ($\text{Н} \cdot \text{м}$) на будь-якому валу;

$$T = 9740 \cdot \frac{P_e \cdot \eta}{n_p}, \quad (4.5)$$

де P_e – номінальна потужність електродвигуна головного руху, кВт; η – ККД механізму від вала електродвигуна до вала, який розглядають; n_p – розрахункова частота обертання вала, хв^{-1} .

Розраховуючи деталі (шпинделі, вали, зубчасті колеса та ін.) приводу верстата, необхідно приймати розрахункову частоту обертання, яка відповідає найменшій частоті обертання шпинделя, починаючи з якої повністю використовується встановлена потужність електродвигуна (рис. 4.1) [36].

Для верстатів загального призначення доцільно застосовувати привід з комбінованим регулюванням, до значення умовної розрахункової частоти обертання шпинделя, хв^{-1}

$$n_{p,\text{ун}} = n_{\text{min}} \sqrt[4]{R_n} \dots n_{\text{min}} \sqrt[3]{R_n} \quad (4.6)$$

забезпечується регулювання зі сталим моментом, а вище – регулювання зі сталою потужністю [25]. Значення максимального обертового моменту, за яким здійснюють силовий розрахунок приводу, суттєво зменшується.

Розраховуючи на міцність передшпиндельний вал або шпиндельну зубчасту передачу розрахункова частота обертання, хв^{-1}

$$n_p = \frac{n_{p,\text{ун}}}{i_{\text{ун}}}, \quad (4.7)$$

де $i_{\text{ун}}$ – передавальне відношення шпиндельної передачі.

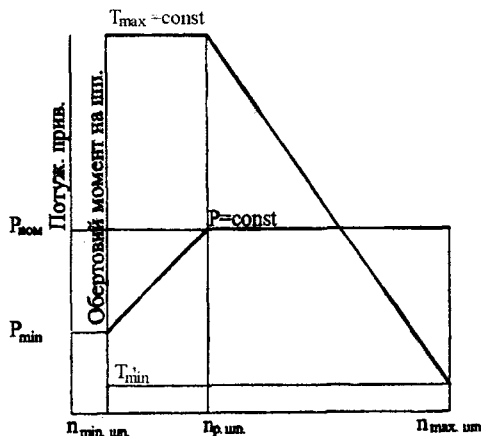


Рис. 4.1. Графік залежності потужності приводу і обертового моменту на штиделі від частоти обертання

Розрахунок інших валів і передач приводу здійснюється за їх найменшими частотами обертання.

4.2. РОЗРАХУНОК МОДУЛІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Проектний розрахунок циліндричних зубчастих передач на витривалість зубців на згин. Методика придатна для розрахунку сталевих силових циліндричних зубчастих коліс з модулем 1,5...12 мм, передач зовнішнього зачеплення, які працюють у закритих корпусах із змащуванням у разі колдової швидкості не більше 30 м/с.

Модуль передачі (мм) визначається за формулою [17,33]

$$m \geq k_m \cdot 3 \sqrt{\frac{T_{1F} \cdot k_F \cdot Y_{F1}}{z_1 \cdot \Psi_{bm} \cdot \sigma_{FP}}}, \quad (4.8)$$

де k_m – допоміжний коефіцієнт: $k_m = 13$ для прямозубчастих передач, $k_m = 12$ для косозубчастих передач; T_{1F} – вихідний розрахунковий обертовий момент на

шестерні, Н·м; k_F – коефіцієнт навантаження для шестерні: $k_F=1,3\dots1,5$ менші значення стосуються зубчастого колеса, яке розташоване між опорами симетрично; Y_F – коефіцієнт, який враховує форму зубця і вибирається за рис. 4.2, а у залежності від еквівалентної кількості зубців $z_E = z / \cos^3 \beta$ (для прямозубчастих коліс $z_E = z$); z_1 – кількість зубців шестерні (меншого колеса); ψ_{bm} – коефіцієнт ширини вінця, тобто відношення ширини вінця шестерні b до модуля m : із конструктивних міркувань рекомендується для прямозубчастих коліс $\psi_{bm} = 6\dots10$, для косозубчастих – $\psi_{bm} = 10\dots25$; σ_{FP} – допустиме напруження для матеріалу шестерні, МПа.

Примітки:

Тут і далі в розрахунках модулів прийняті такі основні і допоміжні індекси для буквених позначень розрахункових параметрів:

F – то що, відноситься до міцності на згин;

H – то що, відноситься до контактної міцності;

P – додатковий індекс, який відноситься до допустимого напруження;

1 – то що, відноситься до шестерні;

2 – то що, відноситься до колеса.

Відсутність цифрового індексу означає відношення до будь-якого зубчастого колеса передачі.

Допустиме напруження на згин (МПа):

$$\sigma_{FP} = 0,4 \cdot \sigma_{Flimb} \cdot k_{FL}, \quad (4.9)$$

де σ_{Flimb} – границя витривалості матеріалу зубців на згин, МПа (табл. 4.1); k_{FL} – коефіцієнт режиму навантаження і довговічності, який враховує вплив режиму навантаження на границю витривалості на згин:

$$k_{FL} = m_F \sqrt{N_{F_0} / N_{FE}}, \quad (4.10)$$

де m_F – показник степеня кривої втоми; N_{F_0} – базова кількість циклів зміни напружень згину; N_{FE} – еквівалентна кількість циклів напружень. Для зубчастих коліс, які піддані цементації або нітроцементації приймають $m_F = 9$ і $N_{F_0} = 10^7$;

для зубчастих коліс з іншою термообробкою $m_F = 6$ і $N_{F_0} = 4 \cdot 10^6$. Якщо з частотою обертання n_i (хв^{-1}) зубчасте колесо працює протягом t_i годин, за розрахунковий термін служби передачі t_Σ приймається сумарна кількість циклів зміни напружень в зубці

$$N_\Sigma = 60 \cdot \sum n_i \cdot t_i = 60 \cdot t_\Sigma \cdot \sum n_i \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma}. \quad (4.11)$$

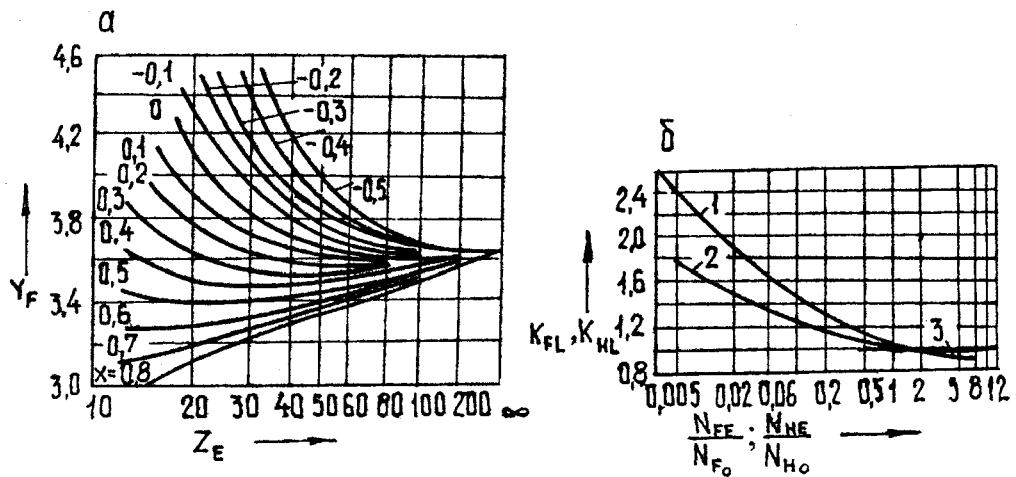


Рис. 4.2. Залежність для визначення коефіцієнтів: а – Y_F (x – коефіцієнт зміщення вихідного контура); б – k_{FL} і k_{HL} ; 1 – k_{FL} , коли $m_F = 6$; 2 – k_{FL} , коли $m_F = 9$; 3 – k_{HL} за сталим навантаженням

4.1. Границя витрималості зубців σ_{Flim} і коефіцієнт S_F з розрахунку на згин

Вид гермоборьки	Марка сталі	Твердість		Модуль колеса $m, \text{мм}$	Товщина зміщеного шару, мм	σ_{Flim} , МПа	S_F за ймовірності неруйнування	
		Поверхні зубців	Середні зубці у основі, HRC_e				0,99	Більше 0,99
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Нормалізація, поліпшення	40Х, АЦ40Х	217...280НВ		1...10	—	1,8НВ	1,75	2,2
Об'ємне гартування, відпуск	50ХНМ, 40Х; АЦ40Х	48...52 HRC_e		4...6 1...4	—	550 500	1,85	2,3
Поверхнєве гартування з нагрівом СВЧ; наскрізне до перехідної поверхні; наскрізне з охолодженням два заглибини за контуром	40Х; АЦ40Х 40Х; АЦ40Х	48...52 HRC_e у основі зубця 217...280НВ 48...52 HRC_e	25...28	1...6 3,5...12	— 1,5...3, під поверхньою заглибін (0,2...0,3) m	400 500	1,75	2,2
Гартування, високий відпуск, азотування	30Х3МФ 40ХФА	700...800НВ 530...600НВ	24...30	1...6	(0,1...0,13) m	650	1,75	2,2

Продовження табл. 4.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Цементация з автоматичним регулюванням процесу, гартування, низький відгук з повторного нагріву	12ХН3А 20ХН3А 20ХН2М	58...62 НРС _с	30...40 32...43	1,5...6 6...10	(0,2...0,25) м	950	1,55	1,95
Цементация, гартування низький відгук з повторного нагріву	12ХН3А 20ХН3А 20ХН2М 20Х	56...60 НРС _с	27...32	1,5...6 4...10 1,5...4	(0,2...0,25) м	800 750	1,65 1,65	2,05 2,2
Цементация, гартування з безпосереднього нагріву	18ХГТ	56...60 НРС _с	30...43	1,5...6	(0,2...0,25) м	750	1,65	2,2
Нітроцементация з автоматичним регулюванням процесу, гартування з безпосереднього нагріву	25ХГМ 25ХГТ 25ХГМ 25ХГТ	58...60 НРС _с 58...60 НРС _с	32...45 27...35 32...45 27...35	1,5...2 1,5...4	(0,13...0,2) м	1000 750 750 680	1,55 1,65	1,95 1,95
Нітроцементация, гартування з безпосереднього нагріву	25ХГМ 25ХГТ	56...60 НРС _с	32...45 27...35	1,5...4	(0,13...0,2) м	750 680	1,65	1,95

Якщо навантаження постійне, приймають $N_{FE} = N_{\Sigma}$. Якщо навантаження ступеневе і за навантаженням T_{li} кількість циклів зміни напружень у зубці дорівнює $n_{ци}$, то

$$N_{FE} = N_{\Sigma} \cdot \sum \left(\frac{T_{li}}{T_{IF}} \right)^{m_F} \cdot \frac{n_{ци}}{N_{\Sigma}}. \quad (4.12)$$

Якщо $N_{FE} < N_{F_0}$, коефіцієнт k_{FL} визначається за графіком (рис. 4.2,б). Коли $N_{FE} \leq 5 \cdot 10^4$ приймають $k_{FL} = 1,8$ (якщо $m_F = 9$) або $k_{FL} = 2,1$ (якщо $m_F = 6$). Коли $N_{FE} \geq N_{F_0}$ приймають $k_{FL} = 1$.

Для реверсивних зубчастих передач допустиме напруження зменшують на 25% у порівнянні з обчисленим за залежністю (4.9).

Проектний розрахунок передач на контактну витривалість зубців.

Виходячи із заданого передавального числа u ($u \geq 1$) і відношення ψ_{bd} робочої ширини вінця передачі b_w до початкового діаметра шестерні d_{w1} визначають, чи виконується співвідношення:

$$d_{w1} \geq k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_H \cdot k_H}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \quad (4.13)$$

де k_d – допоміжний коефіцієнт: $k_d = 770$ для прямозубчастих передач, $k_d = 360$ для косозубчастих передач; k_H – коефіцієнт навантаження: $k_H = 1,3 \dots 1,5$.

Допустиме контактне напруження для прямозубчастих передач визначається окремо для шестерні і колеса за залежністю:

$$\sigma_{HP} = 0,9 \cdot \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H}, \quad (4.14)$$

де σ_{Hlimb} – базова границя контактної витривалості поверхонь зубців, відповідна базовій кількості циклів зміни напружень (табл. 4.2); S_H – коефіцієнт безпеки (табл. 4.2).

За допустиме контактне напруження для косозубчастої передачі приймають умовне напруження:

$$\sigma_{\text{HP}} = 0,45 \cdot (\sigma_{\text{HP}_1} + \sigma_{\text{HP}_2}). \quad (4.15)$$

Напруження σ_{HP_1} і σ_{HP_2} для шестерні і колеса визначають за залежністю (4.14) з урахуванням того, що повинні виконуватись співвідношення: $v < 20$ м/с, $\sigma_{\text{HP}} < 1,25 \cdot \sigma_{\text{HP min}}$, де $\sigma_{\text{HP min}}$ – менше значення σ_{HP_1} і σ_{HP_2} .

Перевірний розрахунок циліндричних зубчастих передач на витривалість зубців на згин. Питома розрахункова колова сила (Н/мм):

$$w_{\text{Ft}} = \frac{F_{\text{Ft}}}{b} \cdot k_{\text{Fv}} \cdot k_{\text{F}\beta} \cdot k_{\text{F}\alpha} = \frac{2000 \cdot T_{\text{IF}}}{b \cdot d_1} \cdot k_{\text{Fv}} \cdot k_{\text{F}\beta} \cdot k_{\text{F}\alpha}, \quad (4.16)$$

де F_{Ft} – розрахункова колова сила, Н; b – ширина вінця біля основи зубця; k_{Fv} – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження у зачіпленні, внаслідок коливань мас коліс і ударів (табл. 4.3); $k_{\text{F}\beta}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, внаслідок похибок виготовлення коліс, пружних деформацій валів, зазорів у підшипниках (табл. 4.4); $k_{\text{F}\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження між зубцями, у разі розрахунку косозубчастих передач: $k_{\text{F}\alpha} = 0,7 \dots 0,9$, якщо коефіцієнт осьового перекриття коліс $\epsilon_{\beta} > 1$; $k_{\text{F}\alpha}$ беруть рівним Y_{ϵ} для прямозубчастих коліс, якщо $\epsilon_{\beta} \leq 1$; T_{IF} – розрахунковий обертовий момент, Н·м; d_1 – дільний діаметр шестерні, мм.

4.2. Границі витривалості зубців Стіпів і коефіцієнт безпеки Sn з розрахунку на контактну витривалість

Вид термообробки	Марка сталі	Твердість		Модуль колеса т, мм	Товщина зміцненого шару, мм	Стіпів, МПа	Sn
		Поверхні зубців	Середня зубця у основи, НРС _c				
Нормалізація, полірована	40Х, АЦ40Х	217...280НВ		1...10	---	2НВ + 70	1,1
Об'ємне гартування	40Х, АЦ40Х 50ХНМ	40...55 НРС _c		1...4 4...6	---	18НРС _c + 150	
Гартування з нагрівом СВЧ: наскрізна по робочих поверхнях контуру	40Х, АЦ40Х	48...52 НРС _c		1,5...12	Більше 0,2 т	1050	1,2
Цементація з гартуванням і низьким відпуском	12ХН3А	58...62 НРС _c	30...40	1,5...6	(0,2...0,25) т	1380	
	20ХН3А	58...62 НРС _c	32...43	6...10		1380	
	20Х	56...60 НРС _c	27...32	1,5...4		1300	
Нітроцементація з гартуванням і низьким відпуском	18ХГТ	56...60 НРС _c	30...43	1,5...6		1300	
Гартування, високий відпуск, зворотування	30ХЭМФ 40ХФА	58...60 НРС _c 56...60 НРС _c	32...45 27...35	1,5...4	(0,13...0,2) т	1350	
Гартування, високий відпуск, зворотування	30ХЭМФ 40ХФА	700...800НВ 530...600НВ	Більше 24 Більше 24	1...6 1...6	(0,1...0,13) т	1050	

4.3. Коефіцієнти k_{FV} і k_{HV} динамічного навантаження

Ступінь точності	$\frac{d_w}{u}$, мм	Значення k_{FV} за коловою швидкістю U , м/с						
		1...3	3...6	6...9	9...12	12...15	15...18	18...24
5	10...100	1	1,05	1,05	1,1	1,1	1,15	1,15
	100...200	1	1,05	1,1	1,15	1,15	1,2	1,3
6	10...100	1	1,05	1,1	1,1	1,15	1,2	1,25
	100...200	1,05	1,1	1,15	1,2	1,2	1,3	1,35
7	10...100	1	1,05	1,1	1,15	—	—	—
	100...200	1,05	1,1	1,15	1,25	—	—	—
8	10...100	1	1,1	1,15	—	—	—	—
	100...200	1,05	1,15	1,2	—	—	—	—

Примітки:

1. Коефіцієнти k_{FV} надані для нормально і важконавантажених зубчастих передач ($F_{Ft}/b \geq 50 \text{ Н/мм}$).

2. Значення k_{FV} для косозубчастих коліс слід визначати зменшенням у два рази динамічної надбавки, яка враховується для прямозубчастих коліс. Наприклад, якщо для прямозубчастих коліс $k_{FV} = 1,2$, то для косозубчастих $k_{FV} = 1,1$.

3. Коефіцієнти k_{H_V} для прямозубчастих коліс, які мають зубці з твердістю поверхонь $H_1 > 350\text{HB}$ і $H_2 > 350\text{HB}$, співпадають з коефіцієнтами k_{F_V} .

4. Коефіцієнти k_{H_V} для прямозубчастих коліс, коли $H_2 \leq 350\text{HB}$ слід визначати зменшенням у два рази динамічної надбавки, взятої з таблиці.

5. Коефіцієнти k_{H_V} для косозубчастих коліс, коли $H_1 > 350\text{HB}$ і $H_2 > 350\text{HB}$ слід визначати зменшенням в два рази динамічної надбавки, взятої з таблиці, а коли $H_2 \leq 350\text{HB}$ – зменшенням цієї надбавки в чотири рази.

Розрахункове напруження згину зубців

$$\sigma_F = \frac{w_{Fl}}{m} \cdot Y_F \cdot Y_C \cdot Y_\beta, \quad (4.17)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця; Y_C – коефіцієнт, який враховує перекриття зубців з розрахунку прямозубчастих передач (спочатку приймають $Y_C=1$ і отже напруження визначають припускаючи, що навантаження передається однією парою зубців); Y_β – коефіцієнт, який враховує нахил зубця з розрахунку косозубчастих передач: $Y_\beta = 1 - \beta/140$.

Допустиме напруження з розрахунку зубців на витривалість згину

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot k_{Fg} \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{FC} \cdot k_{Fx} \cdot k_{FL} \cdot Y_S \cdot Y_R, \quad (4.18)$$

де σ_{Flimb} – границя витривалості зубців на згин, яка відповідає базовій кількості віднульових циклів зміни напружень (табл. 4.1); k_{Fg} – коефіцієнт, який враховує вплив шліфування перехідної поверхні зубців: для нешліфованих зубців приймають $k_{Fg}=1$, для шліфованих – за табл. 4.5; $k_{F\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує вплив зміцнення перехідної поверхні зубців в результаті механічної обробки; за відсутністю такого зміцнення приймають $k_{F\alpha}=1$, для зубців зміцнених шротом або роликками, – з табл. 4.6; k_{FC} – коефіцієнт, який враховує особливості роботи зубців у разі передачі реверсивного навантаження: якщо навантаження діє однаково у протилежних напрямках, то для азотованих коліс $k_{FC}=0,85$, для інших

коліс $k_{FC}=0,65...0,75$; k_{Fx} – коефіцієнт, який враховує розміри зубчастого колеса: $k_{Fx}=1$, коли $d_a \leq 300\text{мм}$, $k_{Fx}=1..1,2 (d_a-300) \cdot 10^{-4}$, коли $300\text{мм} < d_a < 2000\text{мм}$; k_{FL} – коефіцієнт режиму навантаження і довговічності; Y_S – коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу зубців до концентрації напружень: $Y_S=1,1 \cdot m^{-0,09}$; Y_R – коефіцієнт, який враховує параметри шорсткості перехідної поверхні зубця: $Y_R = 1,1...1,3$ у випадку шліфованої поверхні, $Y_R = 1$ в інших випадках; S_F – коефіцієнт безпеки: $S_F = S'_F \cdot S''_F$ (S'_F – коефіцієнт безпеки, який враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастого колеса і відповідальність зубчастої передачі (табл.4.1); S''_F – коефіцієнт, який враховує спосіб одержання заготовки зубчастого колеса: $S''_F=1$ для поковок і штамповок; $S''_F=1,15$ для заготовок з прокату; $S''_F=1,3$ для литих заготовок).

4.4. Коefіцієнти k_{FV} і k_{NV}

Розташування передач:

$\frac{b}{d_1}$	симетричне	поблизу опори ($\Psi_{\theta L} \leq 0,3$)								консольно									
		Жорсткість вала:				Середня точність				Жорсткість вала:				Середня точність					
		будь-яка		висока		середня		висока		середня		висока		середня		середня			
$\frac{b}{d_1}$	$\frac{b}{d_1}$	7	8	516	7	8	516	7	8	516	7	8	516	7	8	516	7	8	
$k_{FV} \cdot k_{NV}$																			
0,2	1	1,05	1,07	1,05	1,07	1,1	1,1	1,12	1,15	1,1	1,1	1,15	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,25
0,3	1,05	1,07	1,1	1,08	1,1	1,15	1,18	1,2	1,2	1,15	1,2	1,25	1,2	1,2	1,25	1,2	1,2	1,3	1,35
0,4	1,05	1,1	1,15	1,1	1,15	1,2	1,2	1,25	1,3	1,2	1,25	1,3	1,3	1,3	1,35	1,3	1,4	1,4	1,45
0,6	1,1	1,15	1,2	1,15	1,2	1,3	1,3	1,35	1,45	1,3	1,35	1,45	1,3	1,35	1,45	1,45	1,6	1,6	1,65
0,8	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6	1,4	1,5	1,6	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8	1,8	1,9
1	1,15	1,25	1,35	1,25	1,35	1,5	1,5	1,6	1,75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1,2	1,15	1,3	1,45	1,3	1,45	1,6	1,6	1,7	1,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1,6	1,2	1,35	1,6	1,4	1,6	1,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	1,25	1,45	1,75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Примітки:

1. Коefіцієнти k_{FV} і k_{NV} дані для зубчастих коліс, які використовують в коробках швидкостей і редукторах верстатів.
2. Значення k_{FV} і k_{NV} для косозубчастих коліс ($\beta < 20^\circ$) слід визначати збільшенням в 1,3...1,5 рази надбавки, взятої з таблиці.
3. Параметр $\Psi_{\theta L} = l/L$, де l – відстань від середини ширини вінця до найближчої опори; L – відстань між опорами.

4.5. Коефіцієнт k_{Fg}

Вид термічної обробки	Режим шліфування	k_{Fg}
Нормалізація, поліпшення	Чорновий	1
	Чистовий	1,1
Об'ємне гартування, на-скрізне гартування з нагрівом СВЧ	Чорновий	0,9...1
	Чистовий	1,05...1,15
Цементация з гартуванням	Чорновий	0,6
	Чистовий	0,7

4.6. Коефіцієнт $k_{F\alpha}$

Вид термічної обробки	Викінчувальна механічна обробка зубців	$k_{F\alpha}$
Нормалізація, поліпшення	Шевінгування, шліфування після термообробки	1,1...1,3
Об'ємне гартування, на-скрізне гартування з нагрівом СВЧ і охопленням дна западини	Шевінгування до гартування, шліфування після гартування	1,3...1,4
Гартування з нагрівом СВЧ до перехідної поверхні	Шевінгування до гартування, шліфування після гартування	1,3...1,5 1,2...1,4
Цементация з гартуванням	Шевінгування до гартування, шліфування після гартування	1,1...1,2 1,15...1,3
Нітроцементация з гартуванням	Шевінгування до гартування, шліфування після гартування	1,1...1,2 1,25...1,4
Азотування	-	1

Допустиме напруження визначається за залежністю (4.18) окремо для шестерні і колеса. Якщо хоча б в одному випадку напруження σ_F перевищить допустиме, то для зубчастих коліс 8-й та більш високих ступенів точності перевіряють можливість передачі навантаження більш ніж однією парою зубців. Для цього обчислюють параметр

$$\lambda = 0,42 + 5,5 \cdot \frac{f_{pbw} \cdot b}{w_{Ft} \cdot k_{Fv} \cdot k_{F\beta}}, \quad (4.19)$$

де f_{pbw} – ефективна похибка основного кроку зачеплення, мкм (табл.4.7); b – ширина вінця по основі зубця, мм; w_{Ft} – вихідна питома колова сила, Н/мм.

Якщо $\lambda \geq 1$, то з урахуванням $\sigma_F > \sigma_{Fr}$ припускають, що втомний злам зубця можливий. Коли $0,7 \leq \lambda < 1$ вважають, що навантаження передається більш ніж однією парою зубців, і повторно визначають розрахункове напруження, коли $Y_C = \lambda$. Якщо $\lambda < 0,7$, то повторний розрахунок виконують, коли $\lambda = 0,7$.

4.7. Значення похибки f_{pbw} , мкм

Модуль колеса m , мм	Значення f_{pbw} для коліс ступеня точності:				
	4	5	6	7	8
До 3,55	3	4,8	9,4	15,4	20,2
3,55...6	3	5,8	10,6	17,8	23,8
6...10	3,6	7	13	20,2	31
Більше 10	–	8,2	16,6	26,2	38,2

Розрахунок передач на контактну витривалість зубців. Питома розрахункова колова сила:

$$w_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_W} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} = \frac{2000 \cdot T_{IH}}{b_W \cdot d_W} \cdot k_{Hv} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}, \quad (4.20)$$

де F_{Ht} – вихідна розрахункова колова сила, Н; k_{Hv} – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження у зачепленні (див. табл. 4.3); $k_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця (див. табл. 4.4);

$k_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження між зубцями за розрахунку косозубчастих коліс

$$k_{H\alpha} = 1 + 0,0025 \cdot (0,17 \cdot n)^4 \cdot v + 0,02 \cdot (n - 6)^{1,35}, \quad (4.21)$$

де n – ступінь точності зубчастої передачі; v – колова швидкість у зачепленні, м/с; T_{1H} – вихідний розрахунковий обертовий момент, який передається зачепленням, Н·м; b_W – робоча ширина вінця передачі, мм; d_W – початковий діаметр зубчастого колеса, мм.

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_E \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot u + 1}{d_{W1} \cdot u}}, \quad (4.22)$$

де z_H – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубців у полюсі зачеплення і визначається за рис. 4.3, а залежно від кута нахилу зубців β і сумарного коефіцієнта зміщення X_Σ : $z_H = 1,76$ для прямозубчастих передач, коли $\alpha = 20^\circ$ і $X_\Sigma = 0$; z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів спряжених зубчастих коліс: $z_M = 274$ для коліс зі сталі з $E_1 = E_2 = 21,5 \cdot 10^4$ МПа; z_E –

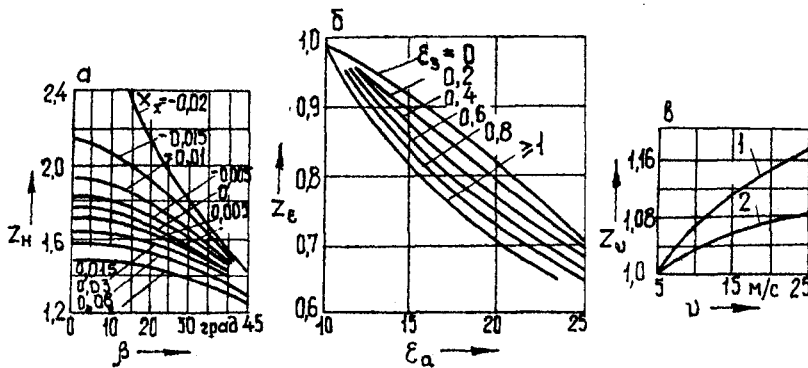


Рис. 4.3. Залежності для визначення коефіцієнтів: а – z_H , коли $X_\Sigma = \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$;

б – z_E ; в – z_v ; 1 – коли $H \leq 350 \text{ HB}$; 2 – $H > 350 \text{ HB}$

коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній і визначається з рис. 4.3,б залежно від коефіцієнта торцевого перекриття та коефіцієнта осьового перекриття $\epsilon_\beta = b \cdot \sin \beta / \pi \cdot m$; u – передавальне число ($u \geq 1$); d_{w1} – початковий діаметр шестерні, мм.

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta. \quad (4.23)$$

Допустиме контактне напруження для прямозубчастих передач

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} z_R \cdot z_v \cdot k_L \cdot k_{XH} \cdot k_{HL}, \quad (4.24)$$

де z_R – коефіцієнт, який враховує параметр шорсткості поверхонь зубців: $z_R = 1$, коли $R_a \leq 1,25$ мкм, $z_R = 0,9 \dots 0,95$ у решті випадків; z_v – коефіцієнт, який враховує колову швидкість v і визначається з рис.4.3,в; k_L – коефіцієнт, який враховує вплив мастильного матеріалу: $k_L = 1$; k_{XH} – коефіцієнт, який враховує розміри зубчастого колеса: $k_{XH} = 1$, коли $d_w \leq 1000$ мм, $k_{XH} = \sqrt{1,07 - 10^{-4} \cdot d_w}$; k_{HL} – коефіцієнт режиму навантаження і довговічності

$$k_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H_0}}{N_{HE}}}, \quad (4.25)$$

де N_{H_0} – базова кількість зміни циклів напружень (рис. 4.4): $N_{H_0} = 120 \cdot 10^6$, якщо твердість поверхонь зубців $H > 56 \text{ HRC}_e$; N_{HE} – еквівалентна кількість циклів зміни напружень; за ступеневого навантаження, за сталого навантаження $N_{HE} = N_\Sigma$. Якщо $N_{HE} \leq N_{H_0}$, коефіцієнт k_{HL} визначають з графіка (рис. 4.2,б).

$$N_{HE} = N_\Sigma \cdot \sum \left(\frac{T_{li}}{T_{IH}} \right)^3 \cdot \frac{n_{li}}{N_\Sigma}, \quad (4.26)$$

Коли $N_{HE} > N_{H0}$ і змінне навантаження $k_{HL} = 1$, за сталим навантаженням його визначають за залежністю (4.25) з $m_H = 24$ (тоді k_{HL} приймають не менше 0,9).

Циліндричні косозубчасті колеса розраховують за тією ж формулою (4.8), тоді нахил зубців колеса на кут β враховують так:

а) коефіцієнт форми зубців визначається за еквівалентною їх кількістю

$$z_E = z / \cos^3 \beta; \quad (4.27)$$

б) дільний діаметр косозубчастого колеса визначається за формулою

$$d = m \cdot z / \cos \beta. \quad (4.28)$$

Значення модуля, отриманого за формулою (4.8), округлюють до стандартного. У верстатобудуванні прийняті наступні значення модулів:

$m = 1; 1,5; 2; 2,5; 3; (3,5); 4; 5; 6; (7); 8; (9); 10; (12); 13; (14); 16; (18); 20.$

Значення в дужках за можливістю не використовувати.

4.3. ОПТИМІЗАЦІЯ БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ПРИВОДІВ ЗА МАТЕРІАЛОМІСТКІСТЮ З ВИКОРИСТАННЯМ ЕОМ

Вартість, якість і працездатність приводу металорізального верстата оцінюється узагальненим критерієм, а саме об'ємом зубчастих передач (він повинен бути мінімальним).

Доцільно оптимізувати привід за матеріаломісткістю для окремих груп передач, починаючи з основної [22, 28].

Розглянемо графік частот обертання певної розмножувальної групи (рис. 4.5,а), яка складається з трьох зубчастих передач (їх передавальні відношення $z_1/z_2 = i_1$; $z_3/z_4 = i_2$; $z_5/z_6 = i_3$) і забезпечує діапазон регулювання

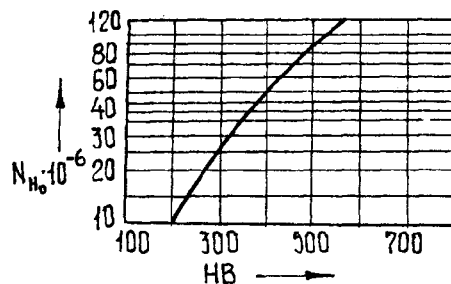


Рис. 4.4. Залежність для визначення базової кількості циклів зміни напружень

$R_n = \varphi^y$ в межах частот обертання $n_1 \dots n_0$; де φ – знаменник геометричного ряду; y – характеристика діапазону.

До основних кінематичних параметрів груп входять: значення φ і y вихідна частота обертання n_0 ; характеристика q передавального відношення $i_1 = \varphi^{-q}$ першої понижувальної передачі, характеристика x групи, яка відображає взаємозв'язок передавальних відношень ($i_1: i_2: i_3 = 1: \varphi^x: \varphi^{2x}$).

Для машинного розрахунку розмножувальної групи зубчасті передачі пронумеровані у послідовності збільшення їх передавальних відношень, до того ж $1 \leq K \leq P$, де P – кількість передач у групі (у даному випадку $P=3$); K – номер передачі в групі. Ведучі колеса і всі характеристики, які до них відносяться, позначені індексом $2k-1$, а ведені колеса – індексом $2k$.

Частоти обертання ведучих і ведених зубчастих коліс

$$n_{2k-1} = n_0, \quad n_{2k} = n_0 \cdot \varphi^{-a}, \quad \text{де } a = q - (k-1)x.$$

Кількість зубців коліс і сума зубців зачеплень у разі постійного модуля m , залежать від кількості зубців найменшого з коліс групи. Найменшу кількість зубців може мати ведуче колесо першої передачі $z_{1p} = z_{\min}$, коли $q \geq y/2$, або ведене колесо останньої передачі $z_{2p} = z_{\min}$, коли $q < y/2$. Внаслідок цього суму кількості зубців групи s_z можна визначити з однієї з наступних залежностей:

$$\begin{aligned} s_z &= z_{\min}(1 + \varphi^q) \quad \text{якщо } q \geq y/2; \\ s_z &= z_{\min}(1 + \varphi^{-a}) \quad \text{якщо } q < y/2. \end{aligned}$$

Кількості зубців ведучих і ведених коліс

$$z_{2k-1} = s_z / (1 + \varphi^a); \quad z_{2k} = s_z / (1 + \varphi^{-a}).$$

Для відомих значень модуля зачеплення m , коефіцієнта ширини зубця ψ сумарний об'єм зубчастих передач групи визначають з виразу

$$V_{\Sigma} = \frac{\pi}{4} \cdot m^3 \cdot s_z^2 \sum_{k=1}^P \Psi_k \left[\frac{1}{(1 + \varphi^a)^2} + \frac{1}{(1 + \varphi^{-a})^2} \right]. \quad (4.29)$$

Аналіз залежності вказує, що в разі послідовної зміни q від нуля до y змінюється і об'єм V_{Σ} , і деякому значенню $q = q_0$ відповідає мінімальний об'єм V_0 зубчастих передач (рис. 4.5,6).

З розрахунку групи передач на ЕОМ організовується цикл за характеристикою q ; якщо $q = 1, 2, 3, \dots, H$, де $H = y + 1$ – кількість розрахункових точок, які характеризуються різними значеннями передавальних відношень.

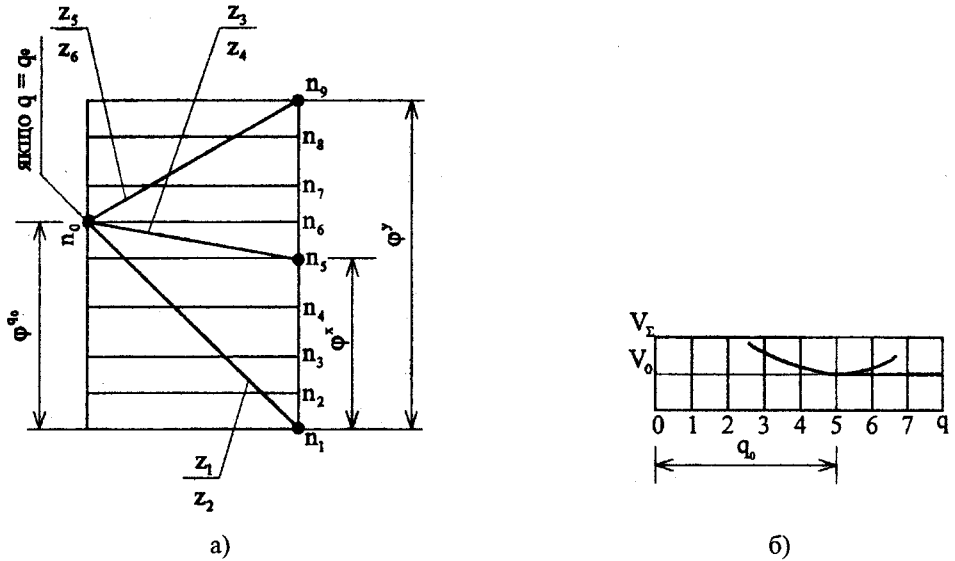


Рис. 4.5. Графічне відображення принципу оптимізації розмножувальної групи передач: а – графік частот обертання; б – залежність сумарного об'єму коліс від характеристики q

Якщо на веденому валі зафіксувати низку частот обертання, наприклад n_1 , n_5 , і n_9 (рис. 4.5,а), то в разі послідовної зміни q частота n_0 обертання ведучого вала буде різною. Можлива й інша послідовність обчислення, відповідно до якої фіксується значення n_0 , а частоти обертання веденого вала змінюються залежно від q .

Вихідні дані для розрахунку діляться на загальні, які відносяться до всього приводу, і частинні, які використовують у розрахунках певних розмножувальних груп. До загальних початкових даних відносять знаменник геометричного ряду φ , потужність і частоту обертання електродвигуна; ККД кінематичних пар; передавальні відношення постійних зубчастих або пасових передач, якщо вони передбачені заздалегідь; кількість n розмножувальних груп. Вихідні дані для окремої j -ї групи ($j=1, \dots, n$) включають до себе характеристики x_j і y_j , кількість p_j передач у групі.

Перед початком обчислення вибирають варіанти приводу, які характеризуються структурною формулою в розгорнутому вигляді. Алгоритм комплексного розрахунку показано на рис. 4.6.

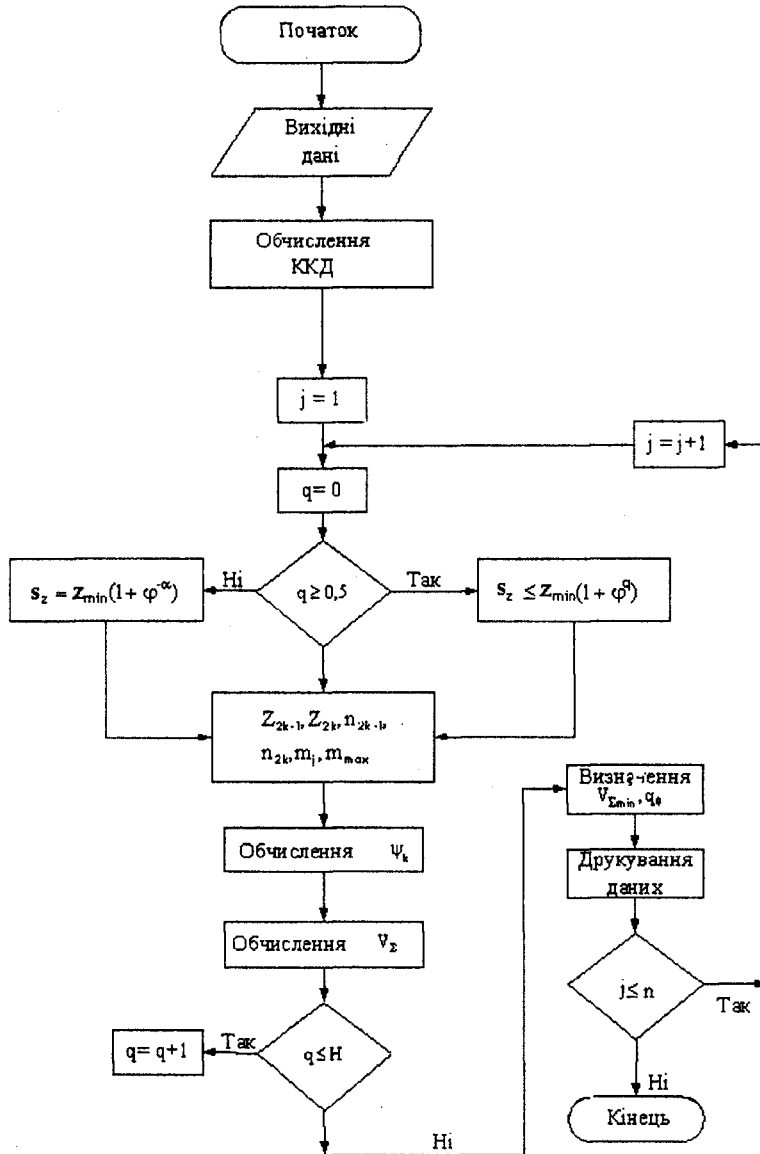


Рис. 4.6. Структурна схема алгоритму проектування багатоступеневого приводу на ЕОМ

4.4. КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Основні розміри елементів циліндричного зубчастого колеса з прямими і косими зубцями визначають за формулами, відомими з курсів “Деталі машин” або “Прикладна механіка”.

Довжина маточини для нерухомо закріпленого колеса $L=(1,2\dots1,5)d$, де d – діаметр вала.

Пересувні колеса і блоки зв’язують з валом за допомогою шліців, призматичних шпонок або профільних з’єднань. Для надійного базування цих деталей довжина маточини колеса або блока – не менше $L=2d$.

Зубчасті колеса верстатів за конструкцією можуть бути різними. Переважно їх роблять суцільними, тільки великі зубчасті колеса в деяких випадках роблять складеними. Малі шестерні часом виконують заодно з валом.

Для того, щоб полегшити вмикання рухомих коліс у зачеплення зі спряженими з ними колесами, зубці одних і інших заокруглюють за всією висотою відповідного торця (рис. 4.7).

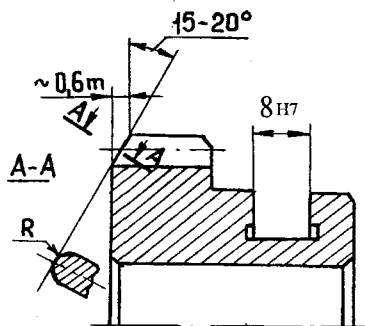


Рис. 4.7. Заокруглення зубців вінців зубчастих коліс

На інших торцях (під час обточування заготовок) виконують фаску під кутом 45° на висоті, меншій від модуля, щоб попередити викришування гострих кутів зубців.

Для швидкохідних зубчастих передач з метою зменшення сил удару у разі входу та виходу зубців із зачеплення та для зменшення шуму застосовують модифікацію профілю головки зубця (фланкування). Фланкування – це навмисне

відхилення від евольвенти профілю на вершині зубців (на частині висоти головки), спрямоване в тіло зубців.

Для передачі обертового моменту між валом і маточиною застосовують призматичні (рис. 4.8,а) або сегментні шпонки, рідше поперечні штифти. Досить широко розповсюджено кріплення нерухомих коліс на шліцах (рис. 4.8, б, в).

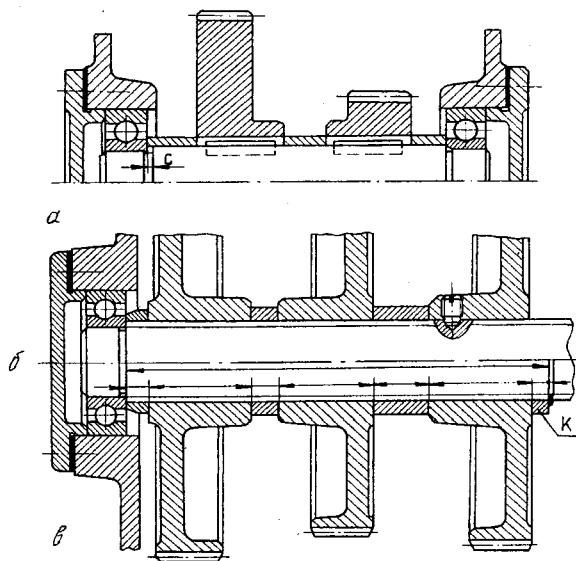


Рис. 4.8. Кріплення зубчастих коліс на валах

У разі з'єднання зубчастих коліс із валом шпонками або шліцами виникають як результат зношення додаткові зазори, які не допустимі у верстатах з ЧПК. Беззазорні з'єднання можна одержати встановленням зубчастого колеса 5 (рис. 4.9) на валу 1 за допомогою конічних розтискних кілець 4. Затягування кілець здійснюється гайкою 2 через втулку 3.

Зсуванням кільця в осьовому напрямку за допомогою гайки створюється беззазорне фрикційне з'єднання, здатне передавати необхідний обертовий момент. Кут конусності кілець складає $12,5 \dots 17^\circ$, їх твердість $H = 45 \dots 55 \text{ HRc}$. Необхідний обертовий момент можна досягти за допомогою декількох рядів кілець (до чотирьох).

Найбільший обертовий момент (Н·м), який передається першим рядом кілець

$$T = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f \cdot p}{2000},$$

де d – діаметр вала, мм; l – ширина кільця, мм; f – коефіцієнт тертя на поверхнях контакту: $f = 0,12 \dots 0,16$; p – допустимий тиск у контакті, $p \leq 200$ МПа.

Момент, який передається другим рядом кілець, становить 50 %, третій – 25 %, четвертий – 12,5 % моменту, який передається першим рядом.

Осьова сила (Н), необхідна для затягування з'єднання

$$P = \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot (\operatorname{tg} \alpha + 2f),$$

де α – кут конусності кілець.

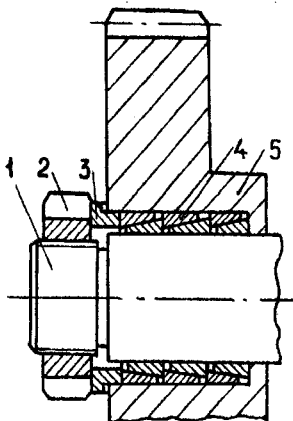


Рис. 4.9. З'єднання зубчастого колеса з валом за допомогою конічних кілець

Зараз починають застосовувати профільні безшпонкові з'єднання з рівновісним контуром. Серед безлічі видів профільних безшпонкових з'єднань у світовому машинобудуванні найбільше поширення одержали профільні з'єднання з кривими рівновісного контуру (РК – профільні з'єднання) [37, 38].

РК-профіль – це узагальнена назва кривих з рівновісним контуром, до яких належать неперервні (плавні) криві з непарною кількістю граней (РК-3, РК-5, РК-7...) і парною кількістю (К-2, К-4, ...).

РК-профільні з'єднання, призначені в основному для передачі обертового моменту спряженими поверхнями деталей машин. Ці з'єднання можуть бути виконані з гарантованим зазором або натягом, а також з перехідними посадками.

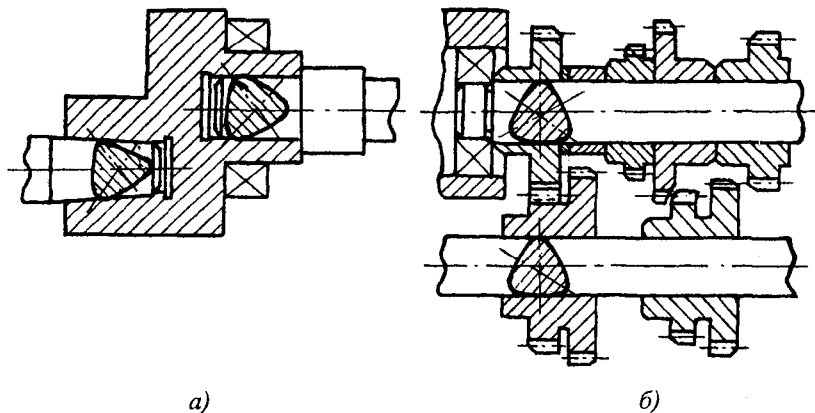


Рис. 4.10. Профільні з'єднання з рівноважним контуром: а – глухі; б – наскрізні (нерухомі і рухомі без навантаження)

Поверхні деталей, які входять у РК-профільні з'єднання, можуть бути циліндричної і конічної форми, а отвори - наскрізними або глухими (рис. 4.10).

РК-профільні з'єднання порівняно з шпонковими і шліцевими мають низку переваг:

Опір втомі РК-профільних валів у 3...5 разів вище шліцевих. Підвищення опору втомі збільшує несучу здатність валів профільних з'єднань: у 1,2...1,3 рази в з'єднаннях із зазором; у 2 рази в з'єднаннях з натягом.

Маса РК-профільного вала може бути зменшена на 20...40 % лише внаслідок зменшення поперечного перерізу.

РК-профільні з'єднання мають більш високий ККД, ніж шпонкові і шліцеві, що призводить до зменшення витрати енергії.

Профільні з'єднання з трьома гранями (РК-3-профільні) мають властивість автоматичного центрування під навантаженням з точністю на три квалитета вищої шліцевих.

Самогальмування під навантаженням РК-3-профільного з'єднання підвищує згинальну жорсткість деталей профільного з'єднання. У цьому випадку вал і зубчасте колесо перетворюються в єдину "механічну систему" із загальною масою, чого не відбувається з деталями шліцевих з'єднань. Збільшення маси системи призводить до зменшення частоти й амплітуди її коливань. Цим пояснюється зменшення шуму коробок швидкостей на 3...5 децибел у порівнянні із шумом аналогічних коробок зі шліцевими з'єднаннями.

За закордонними даними виготовлення деталей профільних з'єднань типу РК (рис. 4.10) на 40...50 % дешевше, ніж шліцьових.

Під час обробки РК-профільних поверхонь на заготовках валів і в отворах маточин можна застосовувати зміцнювальні технології – наклеп, розкочування, дорнування, а також напилювання зносостійких матеріалів на профільні поверхні з наступною їх обробкою.

У деяких випадках можна зменшити довжину вала з РК-профілем у порівнянні з довжиною шліцьового вала і відповідно – довжину корпуса коробки, яка обумовлює зниження маси вала і корпуса.

Область застосування профільних з'єднань має низку обмежень:

РК-3 – профільні з'єднання через явище самозаклинювання (самогальмування) під навантаженням не рекомендується застосовувати в тих випадках, коли обертовий момент передається з одночасним відносним осьовим переміщенням зубчастого колеса або вала. Це обмеження не характерне для метало-різальних верстатів.

Профільні з'єднання в порівнянні зі шпонковими і шліцьовими мають великі розпірні зусилля, які виникають у маточині у разі передачі обертового моменту, тому не рекомендується застосовувати профільні з'єднання у тих випадках, коли зубчасте колесо має тонкостінну маточину. У цьому випадку доречно залишити шпонкове або шліцьове з'єднання.

Геометричні параметри контурних кривих РК-профільних з'єднань

Геометричні фігури, окреслені контурними кривими РК-3-профілю (рис. 4.11), характеризуються такими трьома групами параметрів:

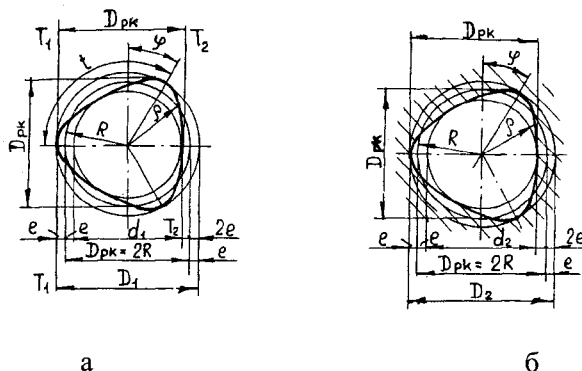


Рис. 4.11. Параметри перерізів профільного вала (а) і отвора (б) профільного з'єднання типу РК-3

Комплексний параметр: радіус-вектор профілю	Вал (рис. 4.11, а) ρ	Отвір (рис. 4.11, б) ρ
Диференційовані параметри: середній радіус профілю діаметр середнього кола ексцентриситет профілю кількість граней (кратність) крок кратності	R D = 2R e N t = 2 π /N	R D = 2R e N t = 2 π /N
Довідкові параметри: діаметр уписаного кола діаметр описаного кола кутовий параметр профілю	d ₁ D ₁ φ	d ₂ D ₂ φ

Необхідно зауважити, що лінійні параметри ρ і e є функціонально змінними, а інші лінійні параметри – сталими. Істотною відмінністю геометрії РК-профільної кривої від усіх інших є те, що тільки в рівноважному контурі з непарною кількістю граней типу РК-3, РК-5, РК-7 та ін. діаметр D середнього кола дорівнює номінальному розміру D_{PK} профілю, тобто “діаметр” некруглого (профільного) вала сталій і не залежить від кула повороту профілю відносно паралельних дотичних T_1T_1 і T_2T_2 . Ця обставина дає змогу у разі вимірювання або контролю номінального діаметра РК-профільних валів застосовувати універсальні і спеціальні вимірювальні і контрольні засоби, які використовуються у разі вимірювання і контролю діаметральних розмірів круглих валів (наприклад мікрометри, скоби та ін).

Осьове фіксування коліс на валу здійснюють одним із способів, показаних на рис. 4.8: розпірними втулками, але для гарантії контакту деталей на торцях необхідно передбачити зазор C (рис. 4.8,а) між уступом вала і підшипником; установним гвинтом з циліндричним кінцем (ГОСТ 1478-75), для якого на валу або шпонці виконують циліндричне гніздо (рис. 4.8,б), але гвинт не загвинчують до упору. Щоб запобігти мимовільному вигвинчуванню установного гвинта, на поверхні маточини колеса проточують вузьку канавку. Шліц установочного гвинта суміщають з напрямом канавки. Після цього в неї закладають пружинне стопорне кільце. Можливе фіксування пружинним розтискним кільцем (ГОСТ 13942-68) у комбінації з розпірними втулками (рис. 4.8,в). Для точного осьового фіксування деталей на валу ставлять компенсаторне кільце K .

Порівняно з плоскими зубчастими колесами (рис. 4.8,а) штамповані колеса з необробленими виймками на торцях (рис. 4.8,б,в) дають істотну економію у витратах металу і трудомісткості виготовлення.

Зубчасті колеса або блоки з рухомою посадкою на шліцьовому валу мають спеціальні канавки для вилки перемикачів. Інколи канавку для вилки виконують між шестернями блока (рис. 4.12). Для верстатів середніх розмірів ширина канавок дорівнює 8...10 мм і виконується з допуском Н7, який для загартованих коліс забезпечується шліфуванням бокових стінок паза. Для виходу шліфувального круга в кільцевих пазях передбачаються канавки (див. рис. 4.7).

У випадку вертикального розміщення валів з'єднання перемикаючої вилки з колесом або блоком виконується за допомогою підшипника (див. рис. 9.5).

Блоки зубчастих коліс виготовляють суцільними (рис. 4.12,а), та складеними (рис. 4.12,б), другі бувають потрібні в тих випадках, коли зубчасті вінці нарізають на зубофрезерному верстаті, або якщо зубці всіх коліс блоку необхідно прошліфувати. У разі конструювання суцільних блоків між вінцями роблять канавки для виходу довбача і розміщення стружки. Розмір e – канавки (рис. 4.12) для прямозубчастих коліс вибирають за табл. 4.8 (ГОСТ 14775-69).

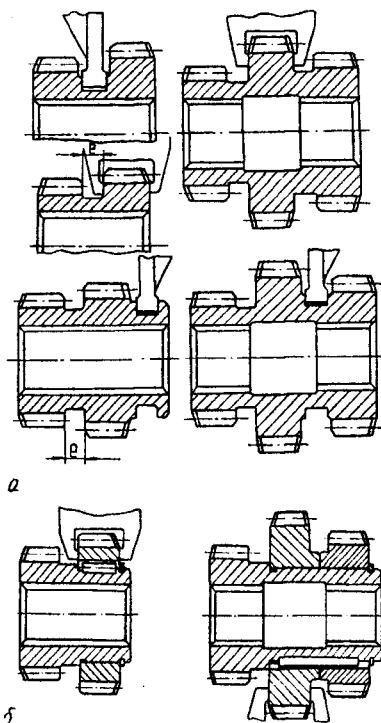


Рис. 4.12. Конструкція блоків зубчастих коліс: а – суцільних; б – складених

4.8. Розмір e канавки

$m, \text{мм}$	1,5...2,25	2,5...4	4,5...5	5,5...6,5	7...9	10
$e, \text{мм}$	5	6	7	8	9	10

Деколи окремі колеса з'єднують в загальний блок клеєм (рис. 4.13). Для зміцнення з'єднання на спряжених поверхнях нарізають гвинтові канавки різного напрямку, на які наносять клей.

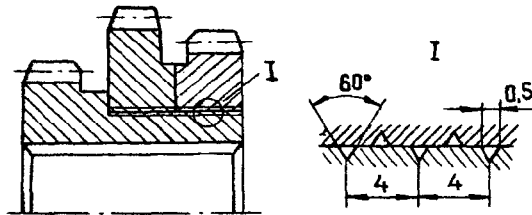


Рис. 4.13. Конструкція клеєного блока зубчастих коліс

4.5. КОНСТРУКТИВНЕ ОФОРМЛЕННЯ КОРОБОК ШВИДКОСТЕЙ І ПОДАЧ

Основним завданням під час конструктивного оформлення коробок швидкостей і подач є таке розміщення їх елементів, яке забезпечило б найменші габарити всього механізму в цілому і зменшення кількості співвісних груп отворів. Тому для перемикання блоків шестірень бажано приймати “вузький” варіант перемикання (рис. 4.14,а), а не “широкий” (рис. 4.14,б).

У випадку застосування потрійного блока шестірень (рис. 4.14,в) необхідно, щоб крайні шестерні z_1 і z_3 , були менші від центральної – z_5 настільки, щоб у разі перемикання не зачіпали малу шестерню суміжного вала (рис. 4.14,г).

Для цього необхідно, щоб

$$r_5 - r_3 \geq 2m \text{ або } \frac{m \cdot z_5}{2} - \frac{m \cdot z_3}{2} \geq 2 \cdot m, \text{ звідки } z_5 - z_3 \geq 4.$$

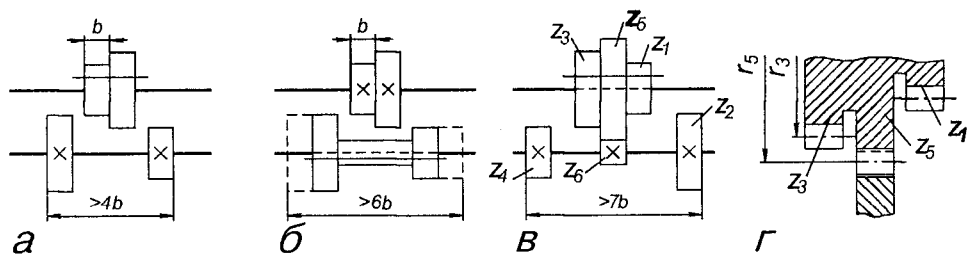


Рис. 4.14. Розміщення шестірень на валу

Отже, шестерні потрійного блока повинні відрізнятися не менше як на чотири зубці. Якщо цю умову виконати неможливо, тоді потрійний блок замінюють подвійним і однією рухомою шестірнею. Проте у цьому випадку ускладнюється керування.

Розглянемо можливі варіанти чотиришвидкісної коробки (рис. 4.15).

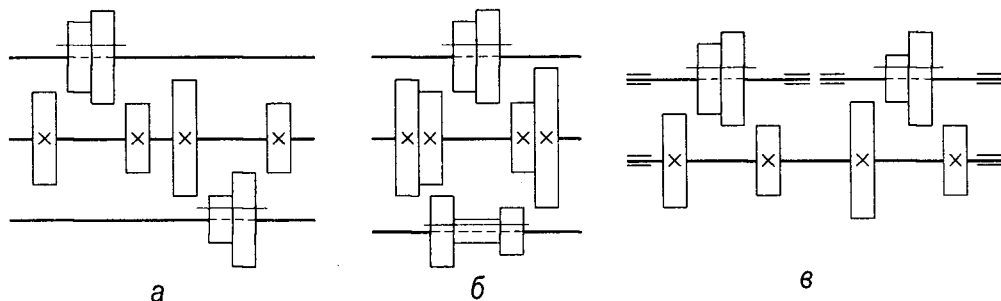


Рис. 4.15. Варіанти схеми чотиришвидкісної коробки швидкостей або подач

Варіант, зображений на рис. 4.15,а, не передбачає заходів для зменшення габаритів і кількості співвісних груп отворів. Він має значні розміри в обох напрямках і три групи співвісних отворів для опор трьох валів.

У варіанті, показаному на рис. 4.15,б, досягаємо зменшення осьових габаритів, у варіанті рис. 4.15,в – зменшення кількості співвісних груп отворів до двох і зменшення габаритів у поперечному напрямі з одночасним збільшенням осьових габаритів.

Корпус коробки швидкостей може бути відлитий за одне зі станиною і утворювати моноблочну конструкцію. Хоч така конструкція збільшує жорсткість верстата, але вона не зручна у виготовленні і складанні.

У разі виготовлення коробки швидкостей у виді самостійного вузла її корпус може бути виконано з роз'ємом по осях усіх валів. Це вигідно з точки зору складання валів, які можна завчасно скласти у вигляді самостійних вузлів, але призводить до збільшення габаритів коробки і зниження жорсткості. Більш компактним є суцільний корпус із осьовим складанням усіх валів.

В процесі конструювання коробок виконують креслення розгортки по валах і згортки (поперечний переріз). Розгортки по валах креслять у такій послідовності.

Визначають відстані між осями валів і проводять осьові лінії (рис. 4.16).

На осях розміщують зубчасті колеса, муфти та інші передачі і механізми відповідно до кінематичної схеми. Потрібно забезпечити можливість переміщення пересувних зубчастих коліс і муфт, розміщення механізмів керування і систем змащування, регулювання підшипників, складання і розбирання вузла, а також звернути увагу на те, щоб пересувні блоки зубчастих коліс не зчеплювалися одночасно з двома нерухомими колесами на суміжному валу.

Вали, опори та устаткування для їх кріплення й регулювання, а також пристрої для закріплення зубчастих коліс, муфт та інших механізмів креслять після їх розрахунку.

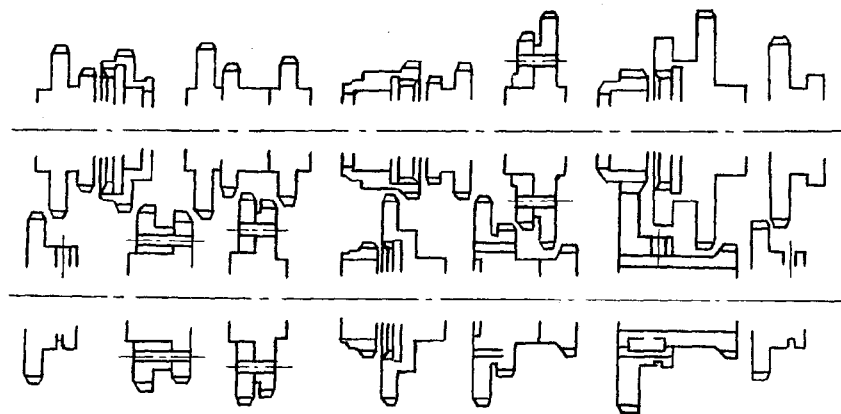


Рис 4.16. Приклади розташування елементів коробки

Після виконання розгортки або одночасно з цим роблять поперечний переріз коробки – згортку.

Для виконання згортки вибирають положення осі шпинделя. Вихідною величиною для цього є: для токарних і револьверних верстатів – висота центрів;

для вертикально-свердлильних і вертикально-фрезерних – виліт інструмента; для горизонтально-фрезерних – відстань від підлоги до осі шпинделя та ін. Потім із центра шпинделя проводять коло радіусом, рівним відстані між віссю шпинделя й віссю сусіднього вала. Будь-яка точка на цьому колі може бути центром цього вала й задовільнятиме умови зчеплення коліс. Центр потрібно вибирати, враховуючи можливості раціонального розміщення інших валів.

Потім так само знаходять центри інших валів. Розміщуючи вали, необхідно забезпечити просту форму корпуса, мінімальні поперечні розміри, зручність його обробки, складання і розбирання. Найбільш навантажені і швидкохідні вали потрібно розміщувати ближче до основи коробки, що знижує вібрацію і робить коробку більш стійкою.

4.6. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Вали механізмів верстатів розраховують на міцність і жорсткість. Велика довжина валів призводить до того, що основним критерієм працездатності стає не міцність, а жорсткість.

Для валів ланцюга головного приводу максимальні діючі сили будуть тоді, коли шпинделюк передається мінімальна з усіх тих частот обертання, за яких на нього надходить повна потужність привідного двигуна (див. рис. 4.1).

Для розрахунку вала треба зобразити розрахункову схему, на якій необхідно

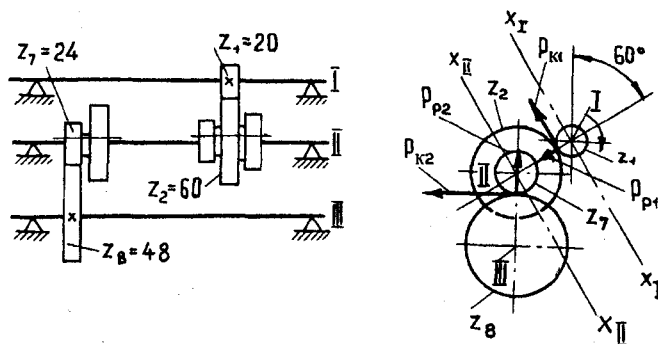


Рис. 4.17. Розрахункова схема валів

показати, які шестерні знаходяться в зачепленні у разі передачі найбільшої сили, напрями дії всіх сил та відстань між опорами вала і точками прикладання діючих на нього сил. Схему слід зображувати у двох проекціях (рис. 4.17).

Розрахункова схема повинна відповідати кресленню вузла, тому її будують на основі ескізної розробки розгортки і згортки коробки, яка проектується. Ця розробка може бути виконана на ЕОМ, без детальної конструктивної проробки деталей, однак її необхідно робити в масштабі і в повній відповідності до майбутнього креслення вузла зі взаємним розташуванням шестірень і опор.

Сили, діючі на вал, визначають за розрахунковими формулами, які наведені в табл. 4.9.

4.9. Визначення сил, які діють на зубці коліс

Тип колеса	Сила		
	колова	радіальна	Осьова
Циліндричне прямозубчасте	$P_K = \frac{2T}{z \cdot m}$	$P_P = P_K \cdot \operatorname{tg} \alpha$	–
Циліндричне косозубчасте	$P_K = \frac{2T \cdot \cos \beta}{z \cdot m}$	$P_P = P_K \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$P_a = P_K \cdot \operatorname{tg} \beta$

Позначення: T – обертовий момент, який передається колесом; z – кількість зубців колеса; m – модуль нормальний; α – кут зачеплення; β – кут нахилу зубців до осі колеса на ділільному циліндрі.

4.6.1 Розрахунок валів і шпинделів на міцність

Вали на міцність розраховують, беручи до уваги спільну дію згинального і обертового моментів

$$[\sigma]_{зг} \geq \sqrt{\frac{M_{зг}^2 + 0,75 \cdot T^2}{W_o}}, \quad (4.30)$$

де $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження згинання, яке визначається за динамічним розрахунком, Н/м² (табл. 4.10); $M_{зг}$ – найбільший згинальний момент у небезпечному перерізі, Н·м, який визначається як геометрична сума згинальних моментів $M_{гор}$ і $M_{верт}$, які діють у горизонтальній і вертикальній площинах

$$M_{3Г} = \sqrt{M_{гор}^2 + M_{верт}^2}; \quad (4.31)$$

T – найбільший обертовий момент у небезпечному перерізі, Н·м; W_0 – осьовий момент опору вала в небезпечному перерізі, м³.

Осьовий момент опору W_0 [м³] для круглого суцільного перерізу діаметром D


$$W_0 = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \approx 0,1 \cdot D^3; \quad (4.32)$$

для порожнистого круглого вала або шпинделя із зовнішнім діаметром D і внутрішнім d

$$W_0 = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D} \approx 0,1 \cdot \frac{(D^4 - d^4)}{D}. \quad (4.33)$$

Значення d звичайно задають заздалегідь. Для токарних і револьверних верстатів це значення відоме з технічної характеристики, для фрезерних – відповідає розміру шомпола та ін.

4.10. Допустимі напруження $[\sigma]_{3Г}$ в Н/м² для сталевих валів

Джерело концентрації напружень 	Діаметр вала d , мм	Марка сталі і термічна обробка				
		35, нормалізація	45, нормалізація	45, поліпшення	40Х, поліпшення	40Х, гартування, відпуск, 35...42 HRCe
Насаджена на вал деталь (шестерня, шків) з гострими кромками	30	$7 \cdot 10^7$	$7,5 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$
	50	$6,5 \cdot 10^7$	$7 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$
	100	$6 \cdot 10^7$	$6,5 \cdot 10^7$	$7,5 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$
Насаджене кільце підшипника кочення	30	$9 \cdot 10^7$	$10 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$	$13 \cdot 10^7$
	50	$8,5 \cdot 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$	$10,5 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$
	100	$7,5 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$10 \cdot 10^7$	$10 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$

Продовження табл. 4.10.

Ступенева форма з гострими внутрішніми кутами $D/d \leq 1,2$	30	$8 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$10,5 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$
	50	$7 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$9,5 \cdot 10^7$	$10 \cdot 10^7$
	100	$6 \cdot 10^7$	$7 \cdot 10^7$	$8 \cdot 10^7$	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$
Ступенева форма з заокругленими внутрішніми кутами, якщо $r/d=0,05$; $D/d \leq 1,2$	30	$11 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$	$13,5 \cdot 10^7$	$14 \cdot 10^7$	$15 \cdot 10^7$
	50	$9,5 \cdot 10^7$	$10 \cdot 10^7$	$11,5 \cdot 10^7$	$12 \cdot 10^7$	$13 \cdot 10^7$
	100	$8,5 \cdot 10^7$	$9 \cdot 10^7$	$10 \cdot 10^7$	$10,5 \cdot 10^7$	$11 \cdot 10^7$

4.6.2. Розрахунок валів на жорсткість

Для врахування підвищених вимог до жорсткості валів коробок швидкостей і подач верстатів, конструктивні діаметри валів потрібно збільшити в 1,4...1,7 рази порівняно з розмірами, одержаними в результаті розрахунку вала на міцність, а після цього перевірити одержані таким чином розміри вала розрахунком на жорсткість.

Взаємне перекошування пари шестірень фактично відбувається в двох площинах – у площинах дії розпірних і колових сил. Але, якщо перекошування, яке відбувається в площині дії колових сил, безпосередньо впливає на розподіл навантаження по довжині зубця, то перекошування, яке відбувається в площині розпірних сил, мало змінює цей розподіл, тому у разі розрахунку валів на жорсткість його не розглядають.

Розрахунок валів на жорсткість у разі розташування найбільш навантажених шестірень за межами його середньої частини. На рис. 4.18 зображено схему взаємного перекошу прауючих одна з однією шестірень під дією колових сил, прикладених до валів за межами середніх 20% його довжини. В реальних схемах коробок швидкостей і подач на валу, який розраховується, звичайно одночасно знаходяться в зачепленні дві шестерні, одна з яких ведена в парі, яка передає потужність на цей вал, інша – ведуча в парі, яка передає потужність на наступний вал.

На цій схемі: θ_I – кут повороту поперечного перерізу вала I у точці A під дією сили P_{KI} ; θ_{II} – кут повороту поперечного перерізу вала II в точці B під дією сили P_{KI} ; φ – кут взаємного повороту шестірень, закріплених у точках A і B валів.

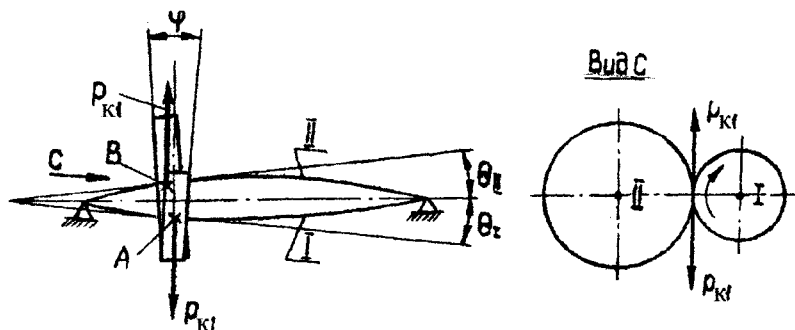


Рис. 4.18. Схема взаємного перекосу шестірень під дією колових сил

Практично достатньо здійснити розрахунок кута взаємного перекосу φ тільки однієї пари. Однак, розраховуючи цю пару шестірень, треба враховувати всі сили, які діють відповідно на вали I і II, і всі сили слід проектувати на площини, паралельні до площини дії колових сил тієї пари шестірень, для яких визначається взаємний кут перекосу φ .

Так, наприклад, якщо робити розрахунок на жорсткість вала II, зображеного на рис. 4.17, за кутом взаємного перекосу шестірень z_1 і z_2 , то розрахунковими будуть площини $X_I - X_I$ і $X_{II} - X_{II}$. На ці площини треба спроектувати всі сили, які діють на вали I і II, і зобразити ці розрахункові схеми так, як показано на рис. 4.19. Вал I (див рис. 4.17) отримує рух безпосередньо від двигуна, тому на нього в площині $X_I - X_I$ діє тільки одна сила, а вал II несе на собі дві шестерні, які працюють одночасно, тому на нього в площині $X_{II} - X_{II}$ діють дві сили.

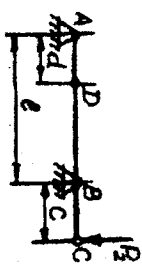
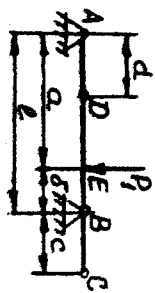
Кут θ_I визначають як результат дії на вал I сили P_{KI} за формулами табл. 4.11, а кут θ_{II} – як алгебраїчну суму кутів повороту шестерні z_2 : окремо від сили P_{KI} кут θ_{II}' і від сили P_{II} кут θ_{II}'' . За величиною θ_I і сумарною величиною θ_{II} визначають кут φ взаємного перекосу шестірень.

Кути повороту θ різних точок валів постійного перерізу та прогину у розраховують для різних можливих навантажень вала за формулами табл. 4.11 [4].

4.11. Кут нахилу і прогин еліе постійного перерізу

Осьма навантаження вага

Переріз	Осьма навантаження вага	
	Кут нахилу перерізу, рад	Прогин точки, м
A	$\theta_A = \frac{P_1 \cdot a \cdot b \cdot (1+b)}{6 \cdot E \cdot J_0 \cdot l}$	-
B	$\theta_B = \frac{-P_1 \cdot a \cdot b \cdot (1+a)}{6 \cdot E \cdot J_0 \cdot l}$	-
C	$\theta_C = \frac{P_1 \cdot a \cdot b \cdot (1+a)}{6 \cdot E \cdot J_0 \cdot l}$	$\theta_C = \frac{P_2 \cdot c \cdot (2l+3c)}{6 \cdot E \cdot J_0}$
D	$\theta_D = \frac{P_1 \cdot b \cdot (l^2 - b^2 - 3 \cdot d^2)}{6 \cdot E \cdot J_0 \cdot l}$	$\theta_D = \frac{P_2 \cdot c \cdot (3d^2 - l^2)}{6 \cdot E \cdot J_0 \cdot l}$
E	$\theta_E = \frac{P_1 \cdot a \cdot b \cdot (b-a)}{3 \cdot E \cdot J_0 \cdot l}$	-



Позначення: P_1, P_2 – сили, Н; a, b, c, d – відстані між перерізами вага; E – модуль пружності матеріалу вага, Н/м² (для сталевих вагів $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²); J_0 – осовий момент інерції перерізу вага, м⁴ (для круглого перерізу $J_0 = 0,05 D^4$ для кільцевого $J_0 = 0,05 (D^4 - d^4)$).

За алгебраїчного додавання кутів повороту одного перерізу вала під дією різномаятних сил, які діють на вал, необхідно керуватися не лише знаками, наведеними в табл. 4.11, але, в першу чергу, фізичним змістом розрахунку і логічним уявленням про напрямок деформації вала.

Сумарна величина кута нахилу θ для даного перерізу буде рівною сумі кутів θ' і θ'' , якщо ці кути спрямовані в один бік, або різниці їх, якщо вони спрямовані в різні боки.

Кут взаємного перекоосу шестірень φ буде рівний сумі кутів θ_I і θ_{II} , якщо вони направлені у різні боки, або їх різниці, якщо вони направлені в один бік.

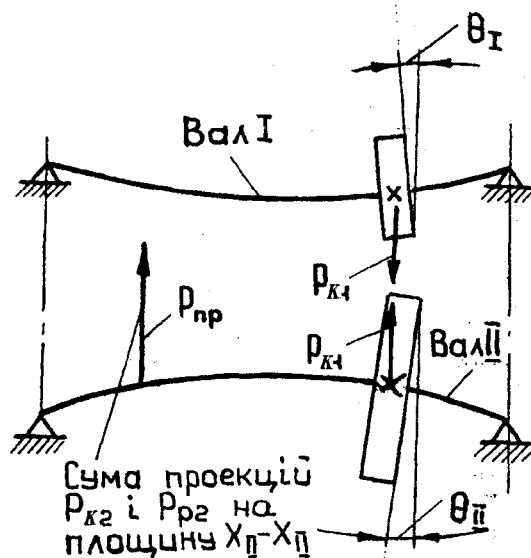


Рис. 4.19. Схема сил, які спроектовані на розрахункові площини

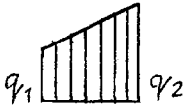
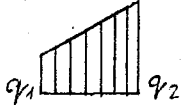
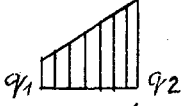
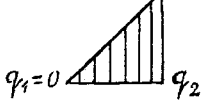
За отриманим з обчислень значенням φ у радіанах з формули (4.34) визначають коефіцієнт c , який характеризує ступінь нерівномірності розподілу тиску по довжині зубців

$$c = \frac{10^5 \cdot \varphi \cdot b^2}{P_K}, \quad (4.34)$$

де P_K – колова сила в даній парі шестірень, Н; b – довжина зубця шестерні, мм.

Внаслідок взаємного перекосу шестірень епюра розподілу навантаження по довжині зубця матиме форму трапеції, тоді різні епюри розподілу характеризує коефіцієнт c (табл. 4.12).

4.12. Значення коефіцієнта c для розрахунку валів на жорсткість

Значення c	Розподіл навантаження по довжині зубця	
	Епюра	Характеристика
4,2...5,5		$\frac{q_2}{q_1} = 2$
6,5...8,0		$\frac{q_2}{q_1} = 3$
9...12		$\frac{q_2}{q_1} = 6$
13...16		$\frac{q_2}{q_1} = \infty$

Гранично допустимими значеннями c вважають: для ланцюгів головного приводу – 12, для ланцюгів подач – 16. Якщо з розрахунку величина c виявиться більшою від допустимої, необхідно, аналізуючи взаємний кут повороту φ , знайти найбільш податливу ланку, збільшити її жорсткість і знову виконати обчислення.

Розрахунок валів на жорсткість у разі розміщення найбільш навантаженої шестірни в його середній частині. Якщо найбільш навантажена шестірня розташована в межах середніх 20% довжини вала, розрахунок його на жорсткість потрібно здійснювати за величиною прогину, співставляючи його з допустимою величиною.

Сумарний прогин вала u_2 належить визначати як геометричну суму прогинів цієї точки в двох взаємно перпендикулярних площинах. Для цього пропонується використовувати ті самі дві площини й ті самі схеми дії сил на вал (див. рис. 4.17), які приймалися раніше для розрахунку вала на міцність. Найзручніше ці дві

площини проводити паралельно лініям дії колової та радіальної сил, які діють на дану пару шестірень. У цьому випадку

$$y_{\Sigma} = \sqrt{y_K^2 + y_P^2} . \quad (4.35)$$

Для кожної з площин, які розраховують, прогин вала в точці розташування шестерні отримують у вигляді алгебраїчної суми прогинів точки від дії на вал усіх сил, прикладених до нього в даній площині. Величини прогинів обчислюють за формулами табл. 4.11.

Допустиме значення сумарного прогину y_{Σ} точки вала під шестернею приймають: для шестірень 6-го ступеня точності – 0,01 m ; для шестірень 7-го і 8-го ступенів точності – 0,02 m , де m – модуль шестірень.

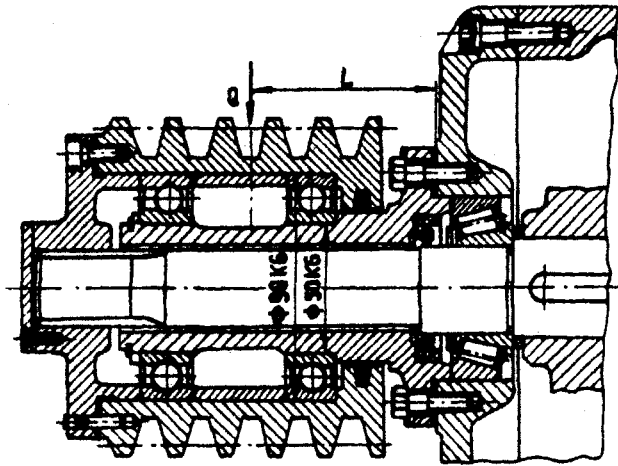


Рис. 4.20. Шків на розвантажувальній втулці

Якщо згинальні моменти від натягу паси дають небажані деформації вала, шків (рис. 4.20) конструюють так, щоб сила натягу пасів не передавалась на вал. Для цього їх розташовують на підшипниках, встановлених на розвантажувальній втулці.

5. ШПИНДЕЛЬНІ ВУЗЛИ ВЕРСТАТІВ

5.1. ОСНОВНІ ВИМОГИ ДО ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Шпиндельний вузол складається з шпинделя, його опор, пристроїв для передачі обертового моменту на шпиндель та пристрою для закріплення інструмента або заготовки.

Працездатність шпинделя залежить від типу його опор. Для опор шпинделів використовуються підшипники кочення і ковзання. Інколи обидва типи підшипників можуть бути застосовані з однаковим успіхом. Однак у більшості випадків умови роботи шпинделя визначають і найдоцільніші типи підшипників.

До шпиндельних вузлів ставляться такі основні вимоги:

Висока точність положення осі шпинделя, оскільки відхилення його осі безпосередньо відбивається на точності обробки. Биття шпинделя в звичайних верстатах середніх розмірів знаходиться в межах 0,005...0,015 мм, а для прецизійних – не перевищує декілька мкм. Цю точність можуть забезпечити підшипники кочення і ковзання. Однак в останньому випадку зміна навантаження чи швидкості буде викликати зміну положення осі обертання шпинделя, оскільки буде змінюватися товщина мастильного шару.

Висока жорсткість, яка визначається за пружними переміщеннями переднього кінця шпинделя, обумовлена податливістю власно шпинделя і його опор.

Мінімальне тепловиділення і температурні деформації шпиндельного вузла, оскільки вони впливають як на точність обробки, так і на працездатність опор.

Довговічність. Підшипники кочення мають обмежений термін служби (до 5000 год). Підшипники ковзання зношуються тільки в період пуску, зупинки чи реверсування шпинделя, і тому в разі нечастих вимикань верстата вони можуть працювати тривалий час без ремонту.

Вібростійкість – важлива умова для роботи швидкісних шпинделів. Сучасні прецизійні підшипники кочення відповідають вимогам вібростійкості. Але кращими за цим показником є підшипники ковзання, які відрізняються здатністю гасити коливання, тобто здійснюють демпфівальну дію за рахунок мастильного шару.

Стабільність положення осі шпинделя в усьому діапазоні швидкостей і навантажень.

Експлуатаційні переваги – легкість заміни, менший догляд та ін. Кращими за останніми двома показниками є підшипники кочення, в результаті чого вони дістали найбільшого розповсюдження.

Для тих верстатів, де мають місце сталий режим роботи, де рідкі періоди пуску і потрібна висока вібростійкість шпинделя, з успіхом застосовуються підшипники ковзання. До таких верстатів в першу чергу відносяться шліфувальні, які займають вагоміше місце в загальному парку верстатів.

Швидке і точне закріплення інструмента або заготовки у шпинделі верстата; ця операція в сучасних верстатах потребує автоматизації.

5.2. ОПОРИ КОЧЕННЯ ШПИНДЕЛІВ

В опорах шпинделів застосовуються підшипники кочення різноманітних типів: кулькові радіальні і радіально-упорні, роликові з конічними і циліндричними роликами, спеціальні дворядні роликові з конічним отвором внутрішнього кільця, упорно-радіальні, дворядні конічні роликові з буртом на зовнішньому кільці, однорядні конічні роликові з широким зовнішнім кільцем і вмонтованими пружинами для попереднього натягу, однорядні роликові з буртом на зовнішньому кільці.

Підшипники кочення, які використовуються в опорах шпинделів, відрізняються високою точністю. Підшипники нормальної точності застосовуються лише в окремих випадках, наприклад, в свердлильних верстатах. У решті випадків використовуються підшипники більш високих класів.

ГОСТ 520-71 передбачає такі класи точності підшипників кочення: 0, 6, 5, 4, 2. Перелік класів даний в послідовності підвищення точності.

Для підвищення жорсткості шпиндельних опор і зменшення зазорів між окремими тілами кочення і кільцями застосовується попередній натяг підшипників кочення. Попередній натяг – це постійне додаткове навантаження, яке тим чи іншим способом створюється у підшипнику, хоча довговічність трохи зменшиться, оскільки на нього буде діяти сумарне навантаження, рівне робочому A_p і попередньому натягу A_n , тобто $A_{\text{сум}} = A_p + A_n$, але більш висока жорсткість шпиндельного вузла, яка досягається, є значною перевагою даного методу.

Існують різноманітні способи створення попереднього натягу. Вони залежать від типу підшипника і конструкції опор. У радіально-упорних кулькових і

конічних роликів підшипників за парним їх встановленням попередній натяг створюється регулюванням під час складання і не вимагає спеціальних конструктивних заходів.

В радіальних кулькових підшипниках попередній натяг можна здійснити на заводі-виготовлювачі підшипників. Внутрішнє кільце зміщується відносно зовнішнього силою A_n (рис. 5.1, а,б), а виступаюча частина "а" зішліфовується. Коли обидва підшипники будуть змонтовані (рис. 5.1, в), то внутрішні кільця відносно зовнішніх будуть зсунуті на величину "а".

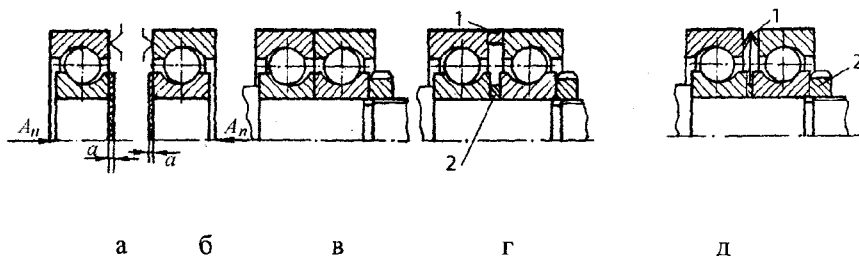


Рис. 5.1. Способи створення натягу в радіальних кулькових підшипниках

Відносного зміщення кілець досягають також встановленням між зовнішніми і внутрішніми кільцями втулок 1 і 2 (рис. 5.1, з) неоднакової довжини. Постійне відносне зміщення кілець може бути також досягнуто застосуванням пружин, коли внутрішні кільця обох підшипників затиснуті гайкою 2 (рис. 5.1, д). Під дією торільчастих пружин 1, які впираються у зовнішні кільця підшипників, розсувають їх до створення певного натягу.

В опорах швидкохідних шпинделів широко використовують спеціальні конструкції підшипників кочення з попереднім натягом, який створюється під час складання самого підшипника (рис. 5.2). Дворядний кульковий підшипник замість сепаратора має розділювальні кульки 4, які охоплені кільцем 3. Зовнішнє кільце 2 розрізне, завдяки чому у підшипнику може бути вмонтована більша кількість кульок 1, ніж в звичайному випадку і створено попередній натяг. У результаті підшипники допускають більші навантаження і швидкості з високою точністю обертання.

Шпиндельні підшипники кочення, точність яких перевищує нормальну, монтуються як на шийках шпинделя, так і в отворах корпусу з посадкою 6-го

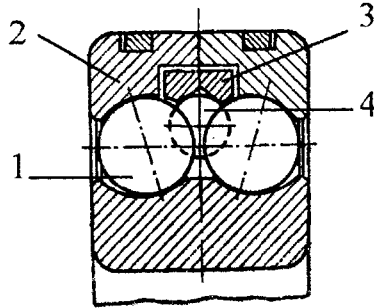


Рис. 5.2. Спеціальний кульковий підшипник з попереднім натягом

квалітету. Переважно використовуються посадки кб і j_s6 в системі основного отвору для монтування підшипників на шпindel.

5.2.1. Тонкошарові гумовометалеві компенсатори

Фірма Бандо Кіко (Японія) запатентувала конструкцію опори шпинделя, в якій тонкошарова гумовометалева втулка 1 (рис. 5.3) встановлюється між зовнішнім кільцем кулькового підшипника 2 і корпусом 3.

Звичайно в конструкціях опор шпинделів, які зазнають важких навантажень, ударів або вібрацій, а також за необхідності точного центрування шпинделя зовнішнє кільце встановлюється в корпус за пресовою посадкою. За великих

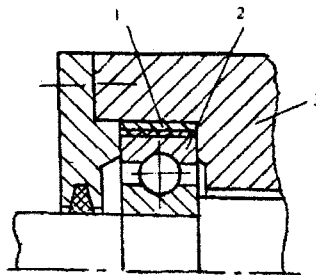


Рис. 5.3. Підшипниковий вузол з гумовометалевим компенсатором

частотах обертання за рахунок тертя між кульками і кільцями виникає радіальне термічне розширення кілець, яке за відсутністю зазору між зовнішнім кільцем підшипника і корпусом приводить до небажаного різкого збільшення опору обертанню. Отже під час монтажу підшипника із запресовкою великі частоти обертання недопустимі. Крім того, температурні деформації шпindelних опор високоточних верстатів знижують точність обробки.

Застосування тонкошарової гумовометалевої втулки дає змогу компенсувати температурні деформації опор, знизити момент тертя підшипників кочення, забезпечити надійну роботу підшипника за самих важких режимах на протязі довгого терміну служби, спростити технологію виготовлення опори за точного центрування шпинделя під час роботи.

5.2.2. Специфіка розрахунку шпindelних підшипників кочення

Вдосконалення конструкцій шпindelних вузлів здійснюється на основі використання нових типів підшипників кочення, показники працездатності яких значно вищі ніж у підшипників попередніх конструкцій.

Зараз практично не виготовляють верстати з три- і чотириопорними шпindelними вузлами, які широко використовувалися раніше (винятком є шпindelі для шліфування глибоких отворів і деяких фрезерних верстатів).

Залежно від швидкісного параметра $K_{ш}$ і сприймальних навантажень використовують типові компоновальні схеми шпindelних вузлів на опорах кочення, які зображені на рис. 5.4. Швидкісний параметр $K_{ш} = d \cdot n_{max}$, мм · хв⁻¹, де d – діаметр центра тіл кочення підшипника, мм; n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя, хв⁻¹.

Вибираючи клас точності шпindelних підшипників, виходять із допустимого радіального биття Δ переднього кінця шпинделя, яке для більшості універсальних верстатів регламентоване держстандартом, а для спеціальних верстатів вказується в технічному завданні.

Биття δ кінця шпинделя, яке обмежене потребами точності обробки та зв'язане з биттям передньої δ_A і задньої δ_B опор (якщо вони напрямлені у різні боки), визначається з простої геометричної залежності (рис. 5.5, а) [25]:

$$\delta = \delta_A \cdot (1 + a/l) + \delta_B \cdot a/l. \quad (5.1)$$

Звичайно приймають $\delta \leq \Delta/3$.

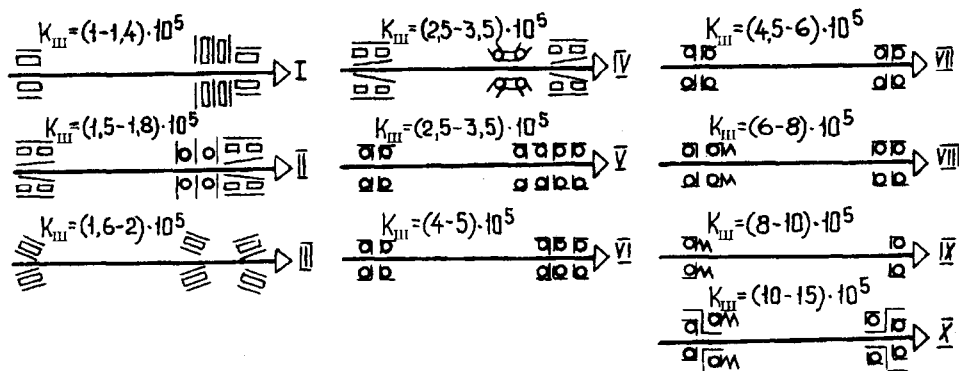


Рис. 5.4. Компонувальні схеми шпиндельних вузлів на опорах кочення: I-III – низькошвидкісні; IV – VI середньошвидкісні; VII-X – високошвидкісні

Вважаючи, що $\delta_A \cdot (1 + a/l) = \delta_B \cdot a/l$, отримаємо:

$$\delta_A = \frac{\Delta}{6 \cdot (1 + a/l)}; \delta_B = \frac{\Delta}{6 \cdot a/l}. \quad (5.2)$$

За величинами δ_A і δ_B вибирають підшипники відповідного класу точності

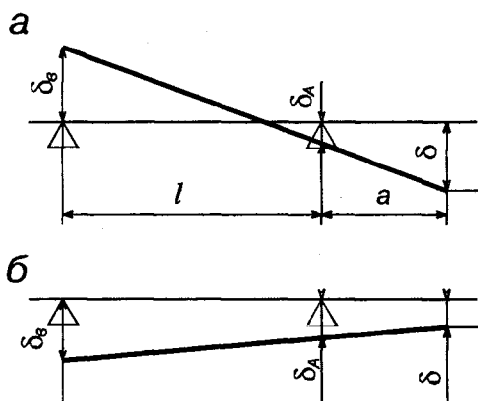


Рис. 5.5 Схема биття переднього кінця шпинделя

(табл. 5.1).

Тут Н – нормальний клас точності; П – підвищений; В – високий; А – особливо високий (прецизійний); С – надвисокий.

Якщо в процесі складання шпиндельного вузла гарантується встановлення підшипників так, що їх биття напрямлене в один бік (рис. 5.5, б), то це різко знижує биття кінця шпинделя. Сучасні шпиндельні підшипники мають для цього позначки максимального биття кілець.

5.1. Рекомендовані класи точності підшипників для шпинделів верстатів

Клас точності верстата	Клас точності радіальних підшипників кочення для опори:		Клас точності упорних підшипників
	передньої	задньої	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

5.2.3. Розрахунок шпинделів на жорсткість

Шпиндель є найбільш навантаженим валом у передачах верстатів і обчислюється з умови найбільшого навантаження, яке діє на шпиндель у процесі різання. Так, наприклад, для токарних верстатів шпиндель буде найбільше навантажений у разі обробки деталі, яка консольно закріплена в патроні; для фрезерних – у разі обробки торцевою фрезою найбільшого діаметра; для свердлильних – у разі обробки свердлом найбільшого діаметра та ін.

Точність обробки деталі значною мірою залежить від жорсткості самого шпинделя і працюючих з ним підшипників.

Головні розміри шпиндельного вузла (рис. 5.6) – діаметр d шийки шпинделя під передньою опорою і відстань l між опорами – вибирають із розрахунку шпинделя на жорсткість. Величину вильоту a шпинделя визначають за стандартними розмірами його переднього кінця і розміром ущільнень: вона повинна бути якнайменшою. За наближених проектних обчислень шпиндель замінюють балкою на двох опорах, навантажених силою F , яка прикладена до консолі, тобто на відстані a від середини передньої опори (рис. 5.7).

Радіальне переміщення переднього кінця шпинделя:

$$y_{\Sigma} = y_{\text{шп}} + y_{\text{оп}} + y_{\text{зс}}, \quad (5.3)$$

де $y_{\text{шп}}$ – переміщення, викликане згином тіла шпинделя; $y_{\text{оп}}$ – переміщення, викликане податливістю (нежорсткістю) опор; $y_{\text{зс}}$ – переміщення, викликане зсувом від дії поперечних сил.

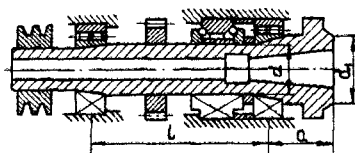


Рис. 5.6. Основні розміри шпиндельного вузла

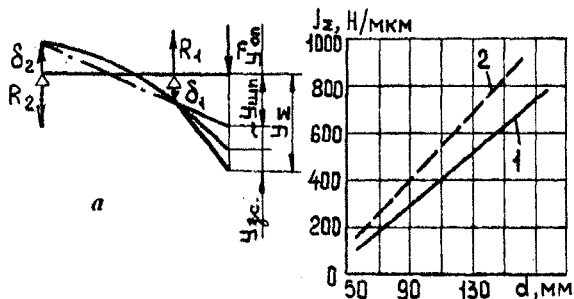


Рис. 5.7. Жорсткість шпиндельного вузла: а – розрахункова схема; б – найбільша жорсткість шпиндельного вузла, яку є можливість досягнути у разі радіального зазору в передньому підшипнику, який дорівнює нулю (поз. 1), з великим натягом (поз. 2)

Використовуючи формули дисципліни “Опір матеріалів” і нехтуючи величиною $u_{зс}$, яка для реальних розмірів шпинделів, які мають центральний отвір, не перебільшує 3...6 % від u_{Σ} , можемо записати:

$$u_{\Sigma} = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l \cdot (1 - \xi_3)}{J_1} \right] + F \cdot \left\{ c_1 \cdot \left[\frac{a \cdot (1 - \xi_3) + l}{l} \right]^2 + c_2 \cdot (1 - \xi_3) \cdot \frac{a^2}{l^2} \right\}, \quad (5.4)$$

де E – модуль пружності матеріалу шпинделя; J_1 і J_2 – осьові моменти інерції перерізу шпинделя відповідно на консольній частині і між опорами; $c_1 = 1/j_1$ і $c_2 = 1/j_2$ – відповідно податливість передньої і задньої опори шпинделя, які визначають за реакціями R_1 і R_2 і переміщеннями δ_1 і δ_2 у відповідних опорах; j_1 і j_2 – жорсткість опор; ξ_3 – коефіцієнт, який враховує наявність у передній опорі зацімлювального моменту, якщо в ній знаходиться декілька рядів тіл кочення. З огляду на рис. 5.4 можна приймати значення коефіцієнта ξ_3 , якій дорівнює 0,65...0,75 (для схеми I); 0,45...0,65 (для схеми II); 0,30...0,45 (для схем III, IV); 0,20...0,30 (для схеми V); 0,1...0,2 (для схем VI-VIII); 0 (для схем IX-X). Для гідростатичних опор ξ_3 дорівнює нулю.

Відповідно до формули (5.4) загальна податливість шпиндельного вузла $c_{\Sigma} = 1/j_{\Sigma} = u_{\Sigma}/F$, де j_{Σ} – сумарна жорсткість шпиндельного вузла, може бути подана у вигляді:

$$c_{\Sigma} = \frac{a^2}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l \cdot (1 - \xi_3)}{J_1} \right] + c_1 \cdot \left[\frac{a \cdot (1 - \xi_3) + l}{l} \right]^2 + c_2 \cdot (1 - \xi_3) \cdot \frac{a^2}{l^2}. \quad (5.5)$$

Враховуючи, що величини c_1 , c_2 , J_1 і J_2 залежать тільки від діаметральних розмірів шпинделя, можна отримати для конкретної конструктивної схеми вузла залежність $j_{\Sigma} = f(d)$ (рис. 5.7, б), яка дає змогу визначити діаметр за заданою жорсткістю шпиндельного вузла. Тоді потрібно враховувати конструктивні обмеження в зв'язку з тим, що $d \leq d_1$, де d_1 – діаметр останнього ступеня стандартного переднього кінця шпинделя, і обмеження за граничної швидкодності підшипників $d \leq \frac{(d \cdot n)_{\text{гран}}}{n_{\text{max}}}$, де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя.

Вибираючи міжопорну відстань, необхідно враховувати її вплив на точність обертання шпинделя. Тому, звичайно, у верстатобудуванні обмежують можливе значення міжопорної відстані, а саме $l \geq 2,5 \cdot a$.

На цей час розроблена система алгоритмів і програм розрахунку конструктивних та інших параметрів шпиндельного вузла на ЕОМ, його конструктивного оформлення. В системі є автоматизовані довідники за передніми кінцями шпинделів, шпиндельними підшипниками, компоувальними схемами шпиндельних підшипників та ін. Проектуючи, виконують статичні і динамічні розрахунки шпиндельних вузлів [32].

5.2.4. Вібростійкість шпинделів

Коливання шпинделя під час роботи верстата призводять до зниження якості оброблюваної поверхні і швидкого зношення, або навіть руйнування різального інструмента.

Для усунення періодичних збурень, які можуть стати причиною появи резонансних коливань, потрібно застосовувати розвантажені конструкції приводу шпинделя, точно виготовлені передачі, зубчасті колеса з непрямыми зубцями,

нескінченні паси. Деталі на шпинделі необхідно розташовувати якнайближче до підшипників, щоб ефективніше використовувати демпфірувальну здатність опор.

У шпинделях верстатів існують поперечні та крутильні коливання. За характером вони можуть бути вимушеними і автоколиваннями. В обох випадках основною характеристикою шпинделя для оцінки його вібростійкості є частота власних коливань $f_{вл}$. Звичайно, чим нижча частота цих коливань системи, тим менша її вібростійкість, оскільки для збудження коливань на низькій частоті необхідна менша енергія.

Оскільки шпиндель і закріплені на ньому деталі (шестірня, шків, патрон) мають складну конфігурацію, частота власних коливань $f_{вл}$ може бути визначена лише наближено.

Якщо виходити з передумови, що пружні лінії прогину шпинделя від його ваги і відцентрових сил подібні, то нижню частоту власних коливань (Гц) можна визначити з формули [4,23]

$$f_{вл} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \sum W_i \cdot y_i}{\sum W_i \cdot y_i^2}}, \quad (5.6)$$

де W_i – вага окремих елементів, на які розбита коливальна система, Н; y_i – прогин під дією ваги всієї системи в точці прикладення сил ваги W_i , включаючи деформації опор, м; g – прискорення вільного падіння ($g = 9,81 \text{ м/с}^2$).

Власна частота поперечних коливань шпинделя не повинна бути нижчою за 200 Гц, а у відповідальних випадках – 500 Гц [25].

Розрахункову схему для визначення $f_{вл}$ зображено на рис. 5.8. З формули (5.6) випливає, що чим менша маса шпинделя і приєднаних до нього деталей і чим вища його жорсткість, тим більше значення $f_{вл}$. Застосування шківів з легких сплавів, а також додаткових опор для приводного шківа, коли його маса не з'єднана з масою шпинделя, суттєво підвищує значення $f_{вл}$. Застосування жорсткіших опор (попередній натяг підшипників кочення), збільшення жорсткості самого шпинделя і використання в ряді випадків третьої опори також підвищує значення частоти власних коливань шпинделя.

Розрахунок шпинделів на вібростійкість полягає в порівнянні частоти власних коливань шпинделя і частоти вимушених коливань з метою уникнення їх резонансу, оскільки тоді амплітуда коливань шпинделя різко зростає. Інженерних

методів розрахунку шпинделів з врахуванням автоколивань на сьогодні не розроблено, хоча відомі основні способи боротьби з автоколиваннями.

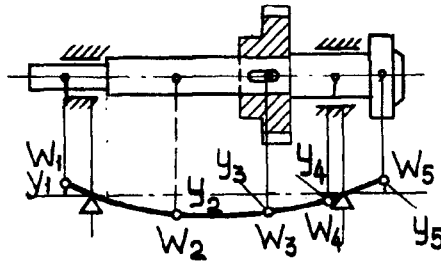


Рис. 5.8. Розрахункова схема для визначення частоти власних коливань шпинделя

У шпиндельних вузлах з підшипниками кочення джерелом коливань може бути змінна жорсткість опор. Частота збурення f_{36} дорівнюватиме кількості кульок або роликів, які проходять за одну секунду через напрям діючої сили:

$$f_{36} = \frac{v_{\text{ц}}}{t}, \quad (5.7)$$

де $v_{\text{ц}}$ – швидкість обертання центра кульки або ролика (рис. 5.9),

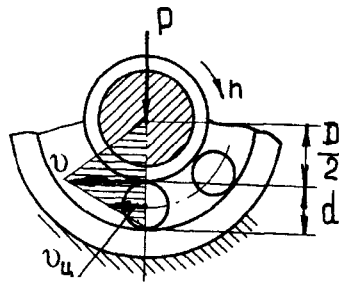


Рис. 5.9. Схема швидкостей у підшипнику кочення

$$v_{\text{ц}} = \frac{v}{2} = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{2};$$

t – крок між кульками чи роликами,

$$t = \frac{\pi \cdot (D + d)}{z}$$

Підставляючи значення в (5.7), отримаємо

$$f_{36} = \frac{n \cdot D \cdot z}{2 \cdot (D + d)}, \quad (5.8)$$

де n – частота обертання шпинделя, s^{-1} ; D – діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця, м; d і z – діаметр (м) і кількість тіл кочення.

Якщо джерелом вимушених коливань є дисбаланс шпинделя, то частота збурювальної сили дорівнюватиме частоті його обертання n за одну секунду, тобто $f_{36} = n$.

Для того, щоб уникнути явища резонансу, необхідно, щоб частота власних коливань шпинделя $f_{вл}$ і частота збурювальної сили f_{36} відрізнялися, принаймі, на $\pm(25...30)\%$. Але точність визначення $f_{вл}$ невелика, тому для надійності обчислення бажано, щоб частота $f_{вл}$ перевищувала частоту f_{36} у декілька разів. Тоді під час пуску та зупинки верстата не буде проходження через зону резонансу і амплітуда коливань буде меншою.

Довгі шпинделі шліфувальних верстатів, особливо малого діаметра, схильні до вібрації, яка відбивається на якості поверхні оброблюваної деталі. Для усунення вібрації шпинделя рекомендують заповнити його центральний отвір свинцем, що демпфірує коливання, для цього у шпинделі свердлиться осьовий отвір і малий радіальний отвір для виходу повітря під час заповнення розплавленим свинцем.

5.2.5. Шпинделі на підшипниках кочення

Шпинделі на підшипниках кочення відзначаються великими конструктивними різновидами. В практиці вітчизняного верстатобудування найбільшого розповсюдження одержали дворядні радіальні роликові підшипники з конічним отвором внутрішнього кільця серії 3182100 К. Типові конструкції шпинделів на опорах кочення зображені на рис. 5.10, 5.11.

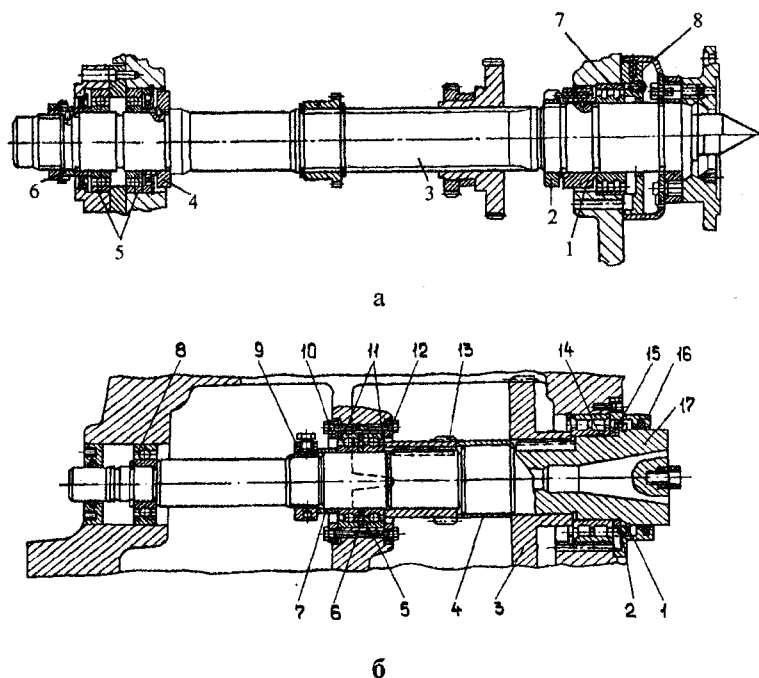


Рис. 5.10. Конструкції шпиндельних вузлів: а – токарно-гвинторізного верстата моделі 16К20; б – горизонтально-фрезерного верстата моделі 6М82Г

Шпиндель 3 токарно-гвинторізного верстата моделі 16К20 (рис. 5.10,а) в передній опорі має радіальний дворядний роликовий підшипник 7 типу 3182120 4-го класу точності. Радіальний зазор у підшипнику регулюють гайкою 2 через кільце 1. Внутрішнє кільце підшипника просувається на конічну шийку шпинделя 3 і деформується, збільшуючись у діаметрі. Тим самим усувається зазор між роликами і кільцями підшипника і створюється попередній натяг. Кришка 8 є ущільнювальна. В задній опорі встановлені два кулькові радіально-упорні підшипники 5 типу 46216Л 5-го класу точності, які, окрім радіальних, сприймають також осьові навантаження в обох напрямках. Підшипники регулюють гайками 4 і 6. Після регулювання підшипникового вузла регулювальні гайки повинні бути надійно зафіксовані. Шпиндель 17 (рис.5.10, б) горизонтально-фрезерного верстата моделі 6М82Г являє собою триопорний вал. Невеликі за довжиною прольоти і значний діаметр перерізу забезпечують необхідну віб्रो-стійкість і жорсткість шпинделя. Основними підшипниками, які визначають гео-

метричну точність шпинделя, є дворядний роликовий підшипник 14 № 3182122К 5-го класу точності і радіально-упорні кулькові підшипники 11 № 46215 6-го класу точності. Радіальний зазор у переднього підшипника 14 усувають підшлифовуванням півкілець 15 і підтягуванням гайки 9, яка через втулку 7, внутрішні кільця підшипників 11, регульовальне кільце 5, зубчасте колесо 13, втулку 4 і зубчасте колесо 3 просуває внутрішнє кільце підшипника 14 на конічну шийку шпинделя, в результаті чого кільце деформується і утворюється попередній натяг. Для усунення радіального люфту, який дорівнює 0,01 мм, півкільця підшлифовують на 0,12 мм. Для того, щоб мати доступ до півкілець 15, необхідно зняти фланець 16, пружинне кільце 1 і кільце 2. Радіально-упорні підшипники 11 регулюються підшлифовуванням проміжних кілець 5 і 6 і зміщенням зовнішніх кілець підшипників фланцями 10 і 12. Радіальний підшипник 8 практично не впливає на точність обробки і служить опорою, яка підтримує хвостовик шпинделя.

На рис. 5.11,а зображено конструкцію шпиндельного вузла токарного автомата [4, 43], яка може бути використана для середніх і важких фрезерних, шліфувальних й інших груп верстатів. Такий шпиндельний вузол може працювати на високих частотах обертання в разі великого навантаження. Для сприйняття радіального навантаження служать дворядні роликові підшипники 1 і 4 типу 3182100К, які встановлені в передній і задній опорах шпинделя. Осьове навантаження сприймає упорно-радіальний кульковий підшипник типу 178800, який складається з двох внутрішніх кілець 5, одного зовнішнього 2, двох комплектів кульок з сепаратором і дистанційного кільця 3, яке призначене для обмеження попереднього натягу.

Шпиндельний вузол, зображений на рис. 5.11, б, застосовують у середніх і важких токарних і фрезерних верстатах [4, 43]. В передній опорі такого вузла встановлено дворядний конічний роликовий підшипник з буртом на зовнішньому кільці 2 типу 697000Л. Дистанційне кільце 1, яке встановлене між внутрішніми кільцями, обмежує попередній натяг у підшипника. В задній опорі встановлено однорядний конічний роликовий підшипник типу 17000Л з широким зовнішнім кільцем і вмонтованими пружинами, які створюють заданий попередній натяг. Така конструкція шпиндельного вузла істотно спрощує процес складання і регулювання підшипників. Два ряди конічних роликів переднього підшипника забезпечують високу статичну і динамічну жорсткість. Однак гранична частота обертання шпиндельних вузлів із цими підшипниками невисока.

В шпиндельних вузлах (рис. 5.11, в) з підшипниками 1 типу 67000Л і 2 типу 17000Л вдається збільшити частоту обертання, але дещо зменшуються радіальна і осьова жорсткості. Такі вузли застосовують у фрезерних і токарних верстатах малих і середніх розмірів.

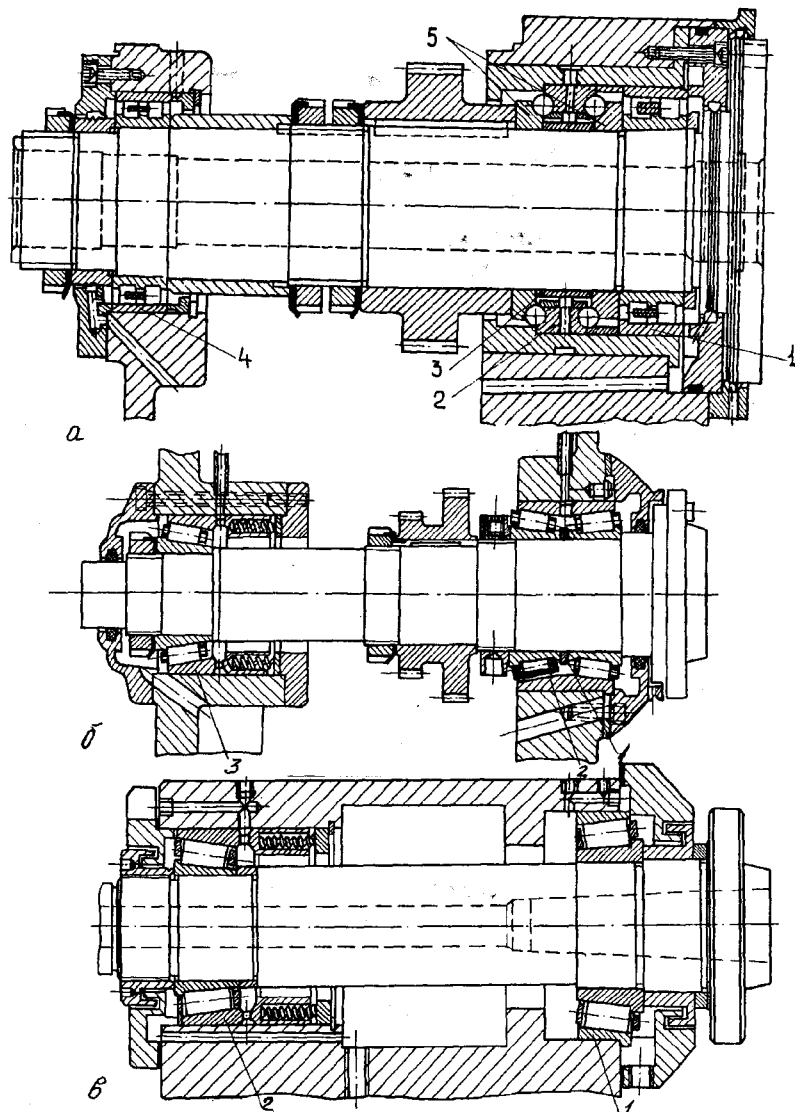


Рис. 5.11. Типові конструкції шпиндельних вузлів

5.3. ОПОРИ КОВЗАННЯ ШПИНДЕЛІВ

Опори ковзання застосовують у шпindelних вузлах тих верстатів, в яких підшипники кочення не можуть забезпечити потрібної точності і довговічності роботи. В залежності від режиму роботи верстата використовують гідродинамічні і гідростатичні підшипники, а також підшипники з газовим змащуванням (аеродинамічні і аеростатичні).

Нерегульовані підшипники використовуються як опори шпindelів порівняно рідко, переважно в тих випадках, коли умови роботи дають можливість розраховувати на практично повну відсутність зношування на протязі тривалого терміну експлуатації (тихохідні і малонавантажені шпindelі прецизійних верстатів та ін.). Розміри таких підшипників, виготовлених з чавуну або бронзи, стандартизовані.

Підшипники з радіальним регулюванням зазору. В цьому випадку вкладка складається з двох, трьох, а інколи з більшої кількості частин.

Двовкладкові підшипники мають одну нерухомо закріплену вкладку, а інша підтискається пружиною або тиском оливи, яка подається спеціальним насосом під поршень. Завдяки рухомості одної вкладки забезпечується компенсація температурного розширення шпинделя. Однак тоді знижується жорсткість несучого оливного шару внаслідок збільшення спливання шпинделя.

Тривкладковий підшипник має дві нерухомо закріплені вкладки і одну вкладку, яка підтискається пружиною. Підшипник відрізняється низькою несучою здатністю і довговічністю, внаслідок несприятливого розміщення оливних клинів.

5.3.1. Гідродинамічні опори

Гідродинамічні підшипники – це підшипники, в яких несучий оливний шар створюється у разі обертання шпинделя у наслідок прилипання оливи до поверхонь шийки і вкладки і затягування її, в клиновий зазор між робочими поверхнями, в результаті взаємодії між частинками оливи (рис. 5.12, а) [32].

Несучий оливний шар утворюється у місцях початку звужування зазору і закінчується за точкою найменшого зазору, тобто там, де починається її розширення. Точка найбільшого тиску знаходиться на деякій відстані перед точкою мінімального зазору. Вздовж шийки тиск розподіляється за законом, близьким до параболічного. Отже, у цьому підшипнику є один звужувальний зазор, який утворює один оливний клин, тому такий підшипник називається одноклиновим.

Одноклинові підшипники прецизійних і швидкохідних шпинделів мають **низку** недоліків, з яких найбільш сутєвим є те, що вони не забезпечують стабільне положення шпинделя за великих швидкостях обертання і малих навантажень. Але конструктивно вони простіші. Прикладом може бути *підшипник з осьовим регулюванням зазору*.

Конічна розрізна вкладка 3 (рис. 5.13, а) входить у конічний отвір втулки 2, або корпуса. У разі осьового переміщення вкладки гайками 1 і 4 вона деформується і як результат змінюється зазор, але спотворюється форма вкладки. Нещільне прилягання вкладки до отвору знижує жорсткість опори. Для усунення цього явища в розріз вкладки, яка має форму ластівчинного хвоста, вводять головки болтів 5, аналогічної форми. Під час затягування болтів вкладка розширюється і притискається до поверхні отвору, спотворення отвору вкладки зменшується, а отже підвищується жорсткість опори. Але в сучасних верстатах вкладки такого типу зустрічаються рідко.

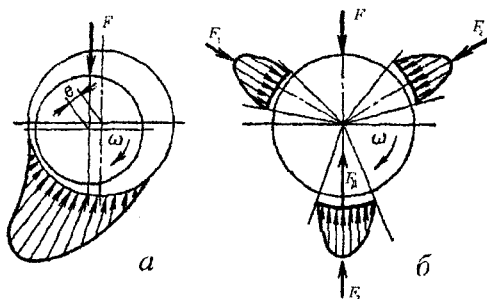


Рис. 5.12. Схеми гідродинамічних підшипників: а – з одним оливним клином; б – з декількома оливними клинами

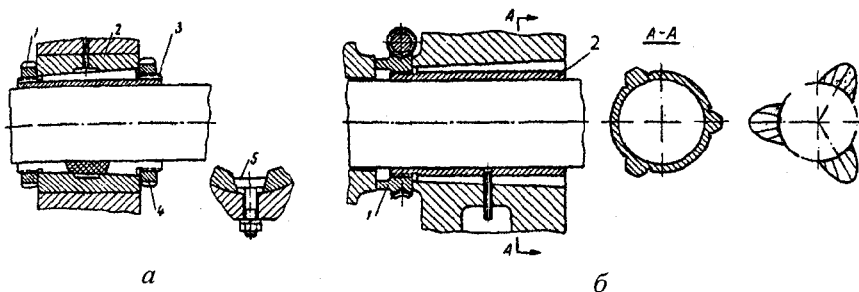


Рис. 5.13. Шпиндельні підшипники ковзання з осьовим регулюванням зазору

Більш високу точність і стабільність положення осі шпинделя забезпечують підшипники, які мають декілька оливних клинів (рис. 5.12, б). Такі підшипники називають багатоклиновими. Клиновий зазор створюється фасонним розточуванням робочих поверхонь вкладок, пружним деформуванням втулок або самовстановленням вкладок під час обертання шпинделя.

У багатоклинового підшипника оливні клини взаємно навантажують один одного, що у багато разів перевищує зовнішнє навантаження і забезпечує стабільне положення осі шпинделя у разі неробочого обертання і під навантаженням.

Багатоклинові підшипники найбільш повно відповідають вимогам, які ставляться до шпиндельних підшипників. У порівнянні із звичайними одноклиновими підшипниками – втулками вони мають такі переваги: забезпечують стійке обертання шпинделя за малих зовнішніх навантажень і великих швидкостях ковзання (наприклад, верстати шліфувальної групи); мають високу жорсткість несучих оливних клинів; дають змогу регулювати величину діаметрального зазору без спотворення форми робочих поверхонь; мають меншу температуру внаслідок кращих умов тепловідведення.

Результуюча гідродинамічна сила F_d дає змогу сприймати зовнішнє навантаження F , яке діє у будь-якому напрямку. Клинові зазори утворюються звичайно за допомогою сегментів (три – вісім), які самі встановлюються залежно від навантаження і положення шпинделя.

Самовстановлення сегментів 1 (рис. 5.14) здійснюється або їх поворотом на сферичних опорах регульовальних гвинтів 2 (рис. 5.14, а), або пружним деформуванням ніжки 3 (рис. 5.14, б) [32].

У підшипників реверсивних шпинделів сегмент розташований симетрично відносно сферичних опор. Для шпинделів, які не реверсуються, найбільша несуча здатність і найменші втрати на тертя будуть за певного співвідношення вхідної (за напрямком обертання) і вихідної частин сегмента, причому вихідна частина коротша.

Сегменти працюють у проточній оливній ванні. Система блокування не дає змоги увімкнути обертання шпинделя у разі вимкненого насоса змащування. Олива подається до підшипника знизу так, що у разі заповнення зазору між сегментами повітря витискається без залишку. За достатньо високої швидкості обертання шпинделя між ним і сегментами утворюються несучі оливні клини. За правильно вибраних співвідношеннях розмірів сегменти оптимально самовстановлюються у напрямку обертання, залежно із зміною радіального навантаження на шпиндель, нахил сегментів змінюється. Сферична опора дає можливість повороту сегмента також і вздовж шпинделя, що дуже важливо для усунення кромочного тиску у разі згину шпинделя.

У підшипнику (рис. 5.14, б) опорний сегмент 1 тримається на пружній ніжці 3, яка з'єднує його з кільцевою основою 4. Радіальна жорсткість підшипника достатньо висока, оскільки сегменти, ніжки і основа виконані як одне ціле. Ця конструкція складніша для виготовлення ніж попередня (рис. 5.14, а), але забезпечує у ряді випадків кращі експлуатаційні показники, оскільки усуваються сферичні і різеві стики між опорними деталями. А саме, краще зберігається положення осі шпинделя відносно базових поверхонь верстата. Регулювання зазору у підшипнику можливе завдяки пружності основи, яка має в осьовому перерізі форму арки. Підшліфовуючи компенсвальну прокладку 2, стискають основу арки, в результаті відбувається радіальне наближення сегментів на однакову величину.

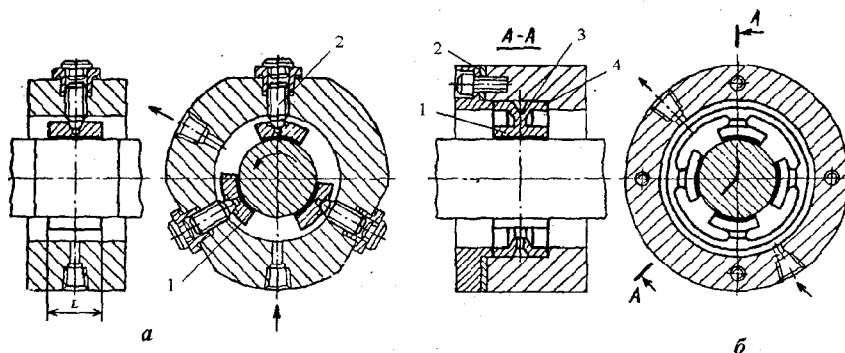


Рис. 5.14. Гідродинамічні підшипники з самовстановленням кута оливних клинів: а – поворотом сегментів на сферичних опорах; б – пружним деформуванням перемичок

Робочі поверхні сегментів підшипників повинні відповідати самим високим вимогам до зносостійкості, оскільки під час розгону і гальмування з причини недостатньої швидкості короточасно має місце режим змішаного (напіввідинного) тертя. Звичайно сегменти роблять біметалічними, для цього на сталеву основу відцентровим способом з електродуговим нагрівом наносять антифрикційний шар бронзи (Бр ОС 10-10, Бр ОФ 10-0,5) товщиною 1...2 мм. Остаточна обробка робочих поверхонь сегментів повинна здійснюватись алмазним розточуванням з шорсткістю не нижче 8-го класу. Пришабрування поверхонь сегментів не допускається. Шийка шпинделя під підшипник повинна мати шорсткість 10...12 класу. Для змащування використовують оливи з низькою в'язкістю.

Конструктивні параметри гідродинамічних підшипників визначаються, виходячи з діаметра D шийки шпинделя, який вибраний з умови необхідної жорстко-

сті. Довжина L сегмента в осьовому напрямку і довжина дуги охоплення B , см приймається із співвідношення [25]

$$L = 0,75D ; B \approx 0,5D , \quad (5.9)$$

де D – діаметр шийки шпинделя, см.

Діаметральний зазор, мкм:

$$\Delta = 3 \cdot D . \quad (5.10)$$

Робочою рідиною є мінеральна олива марки Л (велосіт) з коефіцієнтом динамічної в'язкості $\mu = (4...5)$ мПа·с за температурою 50°C .

Розрахунок багатоклинового гідродинамічного підшипника виконується так.

Визначається вантажна здатність F_d . За умови навантаження на кожний сегмент, у разі зміщення центру шпинделя під дією зовнішнього навантаження рівному нулю:

$$F_o = 0,5 \frac{\mu \cdot n \cdot D \cdot B \cdot L}{\Delta^2} c_L , \quad (5.11)$$

де

$$c_L = \frac{1,25}{1 + B^2/L^2} . \quad (5.12)$$

Вантажна здатність підшипника F_d дорівнює

$$F_d = \sum_1^{k \rightarrow} F_i , \quad (5.13)$$

де k – кількість сегментів.

Вантажна здатність дорівнює нулю у разі відсутності зовнішніх сил, найбільше її значення $(F_d)_{\max}$ відповідає мінімально допустимому зазору h_{\min} у підшипнику; звичайно $h_{\min} = \Delta/3$, що дає змогу одержати для підшипників з трьома сегментами таку наближену залежність, Н:

$$(F_d)_{\max} = 0,036 \cdot n \cdot D^2 . \quad (5.14)$$

Жорсткість гідродинамічних опор визначається не стільки жорсткістю шару мастила j_M , скільки жорсткістю елементів і спряжень конструкції підшипника j_k . Сумарна жорсткість опори, Н/мм:

$$j_{оп} = \frac{j_M \cdot j_k}{j_M + j_k} \quad (5.15)$$

За малих навантажень, а відповідно, невеликих відносних зміщень для підшипника з трьома сегментами:

$$j_M \approx 0,09 \cdot n \cdot D, \quad (5.16)$$

і за великою частотою обертання шпинделя вона виявляється дуже високою. Але жорсткість елементів конструкції у разі дотику сегментів з опорними поверхнями не перевищує 250...300 Н/мкм, наприклад, жорсткість сферичної опори у підшипників (рис. 5.14, а):

$$j_k = 125 \cdot d_c^2,$$

де d_c – діаметр опорної полусфери, см; звичайно $d_c = 1,5...2,5$ см.

Суттєвим недоліком гідродинамічних опор є зміщення положення осі шпинделя у разі змінення частоти його обертання.

У сучасних прецизійних верстатах, які працюють за невеликих навантажень, головним чином у шліфувальних, зустрічається опора з нерозрізною конічною вкладкою. Такий підшипник носить назву підшипника типу Макензен (Японія).

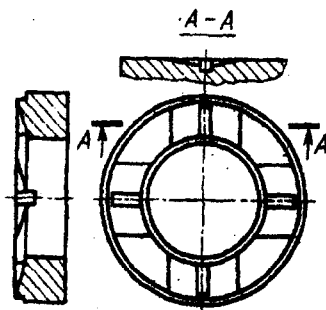


Рис. 5.15. Гідродинамічний упорний підшипник

Тонкостінна вкладка має три або більше виступів, які спираються на конічну поверхню отвору корпусу. За осьового зміщення вкладки 2 (рис. 5.13, б) з допомогою гайки 1 вона деформується і, між поверхнею шийки шпинделя і внутрішньою поверхнею вкладки утворюються сегментоподібні кишені, в яких розміщується

мастило. Таким чином утворюється декілька оливних клинів. Мінімальний зазор складає 0,002 – 0,003 мм. Завдяки малому зазору і наявності декількох оливних клинів підшипники цього типу забезпечують високу стабільність положення осі шпинделя. Змащування підшипників здійснюється гасом або сумішшю гасу з оливою. Підшипник відрізняється низькою несучою здатністю і використовується за навантаження, яке не перевищує 1 кН. Недоліком даної конструкції є також складність обробки, яка повинна бути виконана з дуже високою точністю.

Гідродинамічний упорний підшипник (рис. 5.15) звичайно має вигляд кільця, на опорному торці якого виконано декілька оливнозабірних скосів. Олива підводиться до скосів по спеціальних канавках.

5.3.2. Гідростатичні опори

Гідростатичні підшипники передбачають подачу оливи під тиском через дроселі у декілька кишень 3 (рис. 5.16), з яких вона витискається через зазор між шийкою шпинделя 1 і підшипником 2. Такі підшипники забезпечують високу точність обертання, мають високу демпфівальну здатність, яка значно підвищує вібростійкість шпиндельного вузла, мають практично необмежену довговічність, високу вантажну здатність за будь-якої частоти обертання шпинделя, виключають безпосереднє торкання поверхонь навіть шпинделя, який не обертається. Гідростатичні підшипники можуть бути використані як датчики сили у системах адаптивного керування, а також як приводи мікропереміщень.

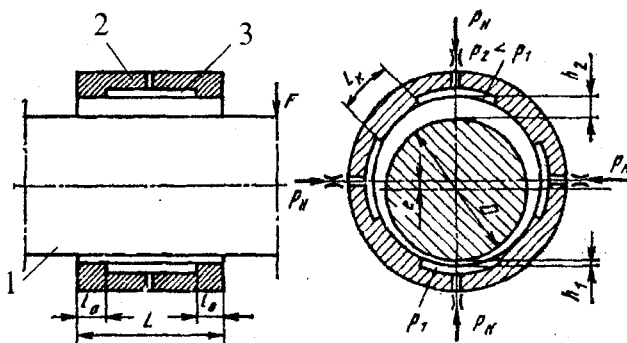


Рис. 5.16. Гідростатичний радіальний підшипник

У разі навантаження шпинделя він займає ексцентричне положення, зазори h у підшипника перерозподіляються, що призводить до збільшення тиску p оливи в одних кишенях і зменшення у протилежних. Врівноваження тисків в кишенях не відбувається внаслідок наявності дроселів на вході у кожену кишеню.

Конструктивні параметри гідростатичних підшипників вибирають в залежності від параметра D шийки шпинделя [25]. Звичайно довжина підшипника $L = D$, розміри перемичок, які обмежують кишені $l_o = l_k = 0,1 \cdot D$, діаметральний зазор $\Delta = (0,0008 \dots 0,001) \cdot D$, мм.

Кількість кишень, як правило, дорівнює чотирьом. Робоча рідина, яку застосовують у цих підшипниках, повинна мати динамічну в'язкість $\mu = (1 \dots 10)$ мПа·с.

Застосування гідростатичних опор потребує складної системи живлення і відведення оливи, що є їх недоліком.

Принципова схема живлення гідростатичних опор дається на рис. 5.17. Кишені 13 і 14 опор живляться від насосу 3 високого тиску (2...3 МПа). Олива з бака 1 проходить через фільтр 2 грубого очищення, фільтр 5 тонкого очищення, який містить сітку з розміром комірки 15...70 мкм (продубльовані для підвищення надійності) і додатковий фільтр 9 особливо тонкого очищення (до 5...10 мкм) на вході у підшипник. Тиск у системі настроюють запобіжним клапаном 4 і контролюють по манометру 12. Дроселями 10 і 11 встановлюють перепад тиску на вході у кишені ($p_k = 1 \dots 1,5$ МПа). Олива зливається у бак 1 через теплообмінник 15. У разі зниження тиску (наприклад, у разі засмічення фільтрів 5) реле тиску 6 викликає обертання шпинделя, а на час вибігу шпинделя опори одержують аварійне живлення від гідроакумулятора 8 (зворотній клапан 7 перешкоджає розрядці акумулятора у бік насосу).

У гідростатичних упорних підшипниках, які служать для сприйняття осьових навантажень, несучі кишені виконані у вигляді кільцевих канавок, олива до яких підводиться від насосу через відповідний дросель. Можливе виконання на опорних поверхнях і декілька кишень, які живляться через незалежні дроселі.

Суттєвим недоліком гідростатичних підшипників є великі витрати мастила і необхідність мати спеціальну систему для подачі мастила під тиском.

Розрахунок гідростатичних підшипників полягає у визначенні вантажної здатності, жорсткості оливного шару, витрати мастильного матеріалу, втрат на тертя і прокачування оливи.

Вантажна здатність гідростатичних підшипників (H) залежить від радіального зміщення шпинделя в опорі [25]:

$$F_c = p_H \cdot S_{ef} \cdot C_F(\epsilon, k), \quad (5.17)$$

де p_H – тиск, якій створюється насосом, МПа; $S_{\text{еф}}$ – ефективна площа підшипника, яка враховує спад тиску на перемичках, мм^2 ; $C_F(\epsilon, k)$ – функція, яка залежить від відносного зміщення ϵ шпинделя в опорі і геометричних параметрів опори.

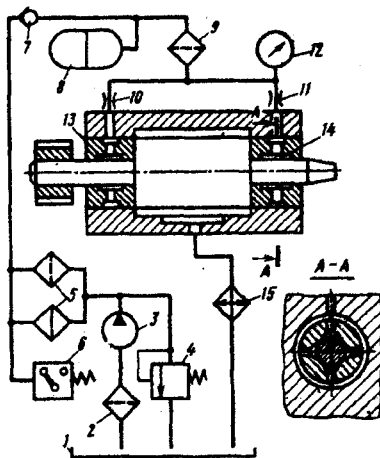


Рис.5.17. Схема живлення гідростатичних опор шпинделя

Для мало- і середньонавантажених гідростатичних підшипників зовнішнє навантаження, а відповідно, і зміщення – невеликі; тоді можна наближено прийняти:

$$C_F(\epsilon, k) = 1,5 \cdot \epsilon, \quad (5.18)$$

Для радіальних гідростатичних підшипників наближено:

$$S_{\text{еф}} = 0,5 \cdot D^2,$$

отже, його вантажна здатність:

$$F_c = 0,75 \cdot \epsilon \cdot D^2 \cdot p_H = 1,5 \cdot \frac{e}{\Delta} \cdot D^2 \cdot p_H, \quad (5.19)$$

де e – ексцентриситет осі шпинделя в опорі, мм; $2e/\Delta = \epsilon$ – відносний ексцентриситет ($\epsilon \leq 0,4$); Δ – діаметральний зазор, мм.

Жорсткість шару мастила, Н/мм, гідростатичного радіального підшипника за малих зміщень

$$j_m = 1,5 \frac{D^2 \cdot p_H}{\Delta} \quad (5.20)$$

Витрати мастильного матеріалу, мм³/с, необхідного для забезпечення нормального режиму роботи підшипника:

$$Q = 10^8 \frac{\pi \cdot D \cdot \Delta^3 \cdot p_H}{\mu \cdot l_0} \quad (5.21)$$

Втрати потужності на тертя у гідростатичних підшипниках складаються з втрат на тертя у кишенях і у зазорах (на перемичках), а також з втрат на забезпечення прокачування мастильного матеріалу через підшипник. Втрати у кишенях малі, тому ними можна знехтувати, і загальні втрати, кВт:

$$\Delta P_\Sigma = \Delta P_T + \Delta P_Q, \quad (5.22)$$

де ΔP_T – втрати потужності на тертя у робочому зазорі; ΔP_Q – втрати на прокачування мастильного матеріалу.

Для радіальних гідростатичних підшипників:

$$\Delta P_\Sigma = 0,072 \cdot 10^{-16} \frac{D^4 \cdot \mu \cdot n^2}{\Delta} + 314 \frac{p_H^2 \cdot \Delta^3}{\mu} \quad (5.23)$$

Приклад. Розрахунок радіального чотирикишенькового гідростатичного підшипника токарного верстата.

Вихідні дані: діаметр шийки шпинделя $D = 100$ мм, діаметральний зазор $\Delta = 0,08$ мм, $p_H = 3$ МПа, робоча рідина – олива 45А в'язкістю $\mu = 7$ мПа·с, коли $t = 30^\circ\text{C}$, $e = 0,02$ мм.

Вантажна здатність підшипника $F_c = 11250$ Н; жорсткість $j_m = 56 \cdot 10^4$ Н/мм; витрати мастила $Q = 70 \cdot 10^3$ мм³/с. Витрати на тертя коли $n = 1600$ хв⁻¹:

$$\Delta P_\Sigma = \Delta P_T + \Delta P_Q = 0,16 + 0,2 = 0,36 \text{ кВт.}$$

Гідростатичні підшипники доцільно застосовувати для шпинделів як особливо точних верстатів, так і важко навантажених з малою частотою обертання

шпинделя, де не можливе утворення оливоного шару завдяки гідродинамічному ефектові.

Дослідження показали, що гідростатичні підшипники можуть забезпечити високу жорсткість, велику несучу здатність і стійкість руху за колових швидкостях до 15 м/с. Але у разі високих швидкостей ковзання застосування підшипників з рідинним тертям обмежується як тепловиділенням, так і зростанням моменту тертя у мастильному шарі.

У зв'язку з цим великий інтерес мають застосування підшипників з газовим змащенням.

Конструкція шпиндельного вузла внутрішньошліфувального верстата зображена на рис. 5.18. Олива поступає через фільтр 5 особливо тонкого очищення і підводиться до переднього 2 і заднього 10 однакових радіально-упорних підшипників.

Кожний підшипник має чотири кишені 17, які сприймають радіальне навантаження, і одна кишеня 16 осьової дії на торці. Олива подається до кишень через кільцеву канавку 18, паз 14 вздовж осі, кільцеву мікроканавку 19, отвір 20. Ділянка мікроканавки від паза до отвора 19 служить вхідним дроселем. У кільцевих дренажних канавках 3, 6, 9, 12 збирається олива у разі витікання; вони з'єднані зі зливом 15. До кільцевих канавок 13, 11 і порожнини 4 з каналу 8 підводиться стиснуте повітря для ущільнення, щоб не випускати оливу і не впускати забруднене повітря з атмосфери. Олива у порожнині 7 підтискає шпиндель 1 у бік переднього упорного підшипника (кишені 16).

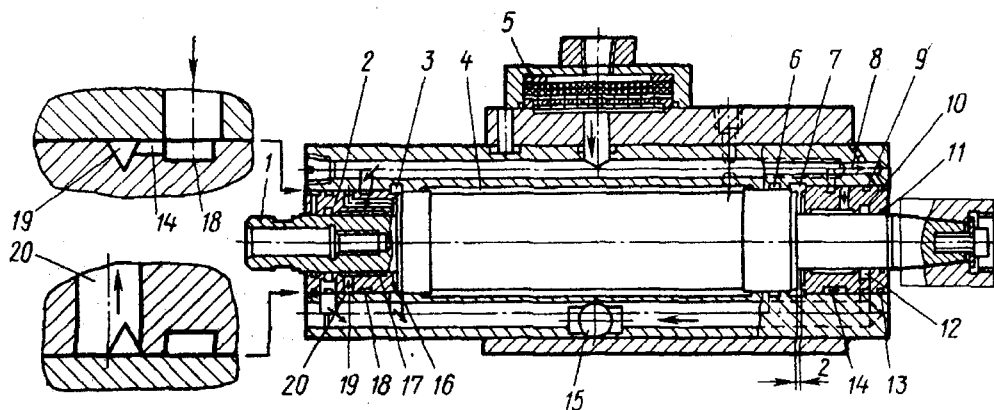


Рис. 5.18. Конструкція шпиндельного вузла з гідростатичними опорами

5.3.3. Опори з повітряним змащуванням

Такі опори можуть використовувати *аеродинамічні* тиски на великих швидкостях обертання, або вони виконуються як *аеростатичні* – з великим надлишковим тиском повітря, яке до них підводиться. Особливістю повітряних підшипників є менші у порівнянні з гідравлічними підшипниками жорсткість, втрати на тертя і тепловиділення. Все це обумовлене тим, що в'язкість повітря приблизно в 2000 разів менша в'язкості оливи. Температура і тиск повітря практично не впливають на його в'язкість, яка забезпечує стабільність роботи підшипників.

Шпинделі на *аеродинамічних* опорах використовуються для частот обертання до 300000 хв^{-1} . Вони повинні бути виконані з високою точністю і забезпечувати у перший період роботи піддув для створення аеростатичної подушки. Аеродинамічні підшипники застосовуються у внутрішньошліфувальних і свердильних верстатах для обробки отворів малих діаметрів.

Головна особливість *аеростатичних* підшипників з повітряним мастилом зв'язана з використанням малих тисків, оскільки у мережі живлення після очищення і стабілізації тиск повітря не перевищує $0,3 \dots 0,4 \text{ МПа}$. Інші особливості зв'язані з малою в'язкістю повітря і схильністю шпинделя на повітряних опорах до втрати стійкості. Основним засобом підвищення стійкості опор є зменшення об'єму повітря у кишенях, а також застосування спеціальних способів піддуву.

Вантажність аеростатичних підшипників (H) (рис. 5.19) може бути визначена за формулою [32]

$$F = 2 \cdot p_n \cdot \varepsilon \cdot D \cdot (L - l), \quad (5.24)$$

де p_n – надлишковий тиск піддуву повітря, МПа; D – діаметр шийки шпинделя, мм; L – довжина підшипника, мм; l – відстань від краю підшипника до отворів піддуву, мм; ε – відносний ексцентриситет (зміщення осі шпинделя) $\varepsilon = 2 \cdot e / \Delta < 0,3$; e – абсолютне зміщення центра шпинделя, мм; Δ – діаметральний зазор, мм.

Жорсткість аеростатичних підшипників у разі малих ексцентриситетів, тобто для шпинделів прецизійних верстатів, на основі наближеної залежності (5.24) відповідає виразу

$$j = \frac{dF}{de} = 4 \cdot p_n \cdot \frac{D \cdot (L - l)}{\Delta}. \quad (5.25)$$

Витрати повітря в аеростатичних підшипниках ($\text{м}^3 / \text{год}$) звичайно малі і можуть бути розраховані за емпіричною формулою

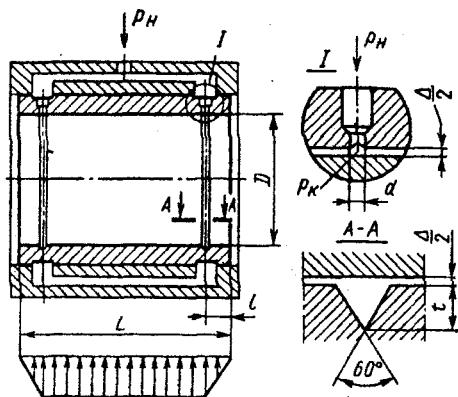


Рис. 5.19. Аеростатична опора

$$Q = \pi \cdot d^2 \cdot Z \cdot (p_H + 1) \cdot \sqrt{p_H}, \quad (5.26)$$

де d – діаметр отвору піддуву, мм; Z – кількість отворів піддуву.

Конструктивне оформлення аеростатичних підшипників передбачає використання жорсткої суцільної вкладки (рис. 5.19) з системою відведення повітря під тиском по кінцях, а за коротких підшипниках іноді і у середній частині вкладки. Часто керуються співвідношенням $l = 0,1 \cdot L$, а довжину підшипника вибирають у межах

$$L = (1 \dots 1,5) \cdot D. \quad (5.27)$$

Діаметр отворів піддуву приймають 0,2...0,3 мм, а величину діаметрального зазору обмежують значенням

$$\Delta = (0,0002 \dots 0,0004) \cdot D. \quad (5.28)$$

Кількість отворів піддуву Z доцільно вибирати, враховуючи залежність

$$Z = \frac{\pi \cdot D}{50}. \quad (5.29)$$

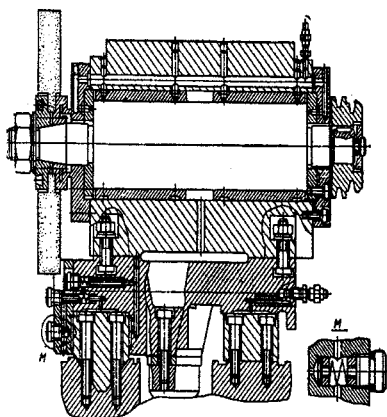


Рис. 5.20. Шпindel ґшлифувального круга на аеростатичних опорах

Отвори піддуву доцільно з'єднувати кільцевою мікроканавкою, яка підвищує вантажність і жорсткість майже у 1,5 рази. Глибину мікроканавки вибирають враховуючи те, що об'єм повітря в них має бути у 4...5 разів менший, ніж об'єм повітря у робочому просторі зазору.

Конструкція шпindelного вузла круглошлифувального верстата зображена на рис. 5.20. Шпindel обертається в аеростатичних радіальних і упорних підшипниках. Аеростатичними виконані також напрямні каретки для поперечної подачі шлифувальної бабки. Діаметральний

зазор у радіальних підшипниках складає 0,03 мм, а у плоских осьових підшипниках 0,04 мм. Сумарна жорсткість шпиндельного вузла під час дії поперечної сили у площині шліфувального круга дорівнює 25 Н/мкм.

5.4. КОНСТРУКЦІЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЯ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ

Розміри шпинделя нормальної точності орієнтовно вибирають такими, щоб відстань між опорами дорівнювала чотирьом – п'яти діаметрам шпинделя у передній опорі. Конфігурацію переднього кінця шпинделя вибирають залежно від методу кріплення інструмента або заготовки і, як правило, стандартизують.

Тип останньої передачі на шпиндель залежить від частоти обертання, величини сили, яка передається, вимог до плавності обертання і може бути вибрана за табл. 5.2. Зубчасті передачі найпростіші і компактні, передають великі обертові моменти, але з причини похибок і передачі збурень на шпиндель їх звичайно не застосовують у прецизійних верстатах, а також на високих частотах обертання.

У верстатах з надвисокими вимогами до шорсткості обробки ($R_z < 0,05$ мкм) для повного виключення передачі збурень на шпиндель застосовують інерційний привід, коли після розгону шпиндель з маховиком вимикають від приводу і обробку здійснюють за його вільного вибігу.

5.2. Рекомендовані значення колових швидкостей у шпиндельних передачах

Тип передачі	Максимально-допустима колова швидкість, м/с	Рекомендації для застосування в середніх верстатах
Прямозубчасті колеса	9	У верстатах з $n < 1500$ хв ⁻¹ і низькими вимогами до шорсткості обробки. За наявності перебору, який перемикається ковзними зубчастими колесами
Косозубчасті колеса	14	У верстатах з $n < 2500$ хв ⁻¹ і нормальними вимогами до шорсткості обробки
Пасова	25	У верстатах з $n > 2500$ хв ⁻¹ і високими вимогами до шорсткості обробки (з виконанням чистових і викінчувальних операцій)

Привідні шестерні та шківни повинні мати щільні посадки на шпинделі і розміщуватись біля опор. Тип опор шпинделя, який визначає форму посадочних місць, вибирають на основі вимог до точності обробки і швидкохідності (табл. 5.3) [25].

5.3. Точність і швидкохідність шпиндельних вузлів на різних опорах

Тип опор	Радіальне і осьове биття шпинделя, мкм	Відхилення від круглості оброблюваного виробу, мкм	Швидкісний параметр $(d \cdot n)_{\max} \cdot 10^{-5}$, мм · хв ⁻¹
Кочення	1,00	1,0	0...10
Гідродинамічні	0,50	0,5	1...10
Гідростатичні	0,05	0,2	0...15
Аеростатичні	0,10	0,5	5...40

Враховуючи те, що підшипники кочення мають меншу вартість за масового виробництва, і прості в експлуатації, на сьогодні більш ніж 95% верстатів виготовляють із шпиндельними вузлами на підшипниках кочення.

Метод змащування в багатьох випадках визначає надійність роботи шпиндельного вузла (табл. 5.4). Для підшипників кочення використовують рідкий або в'язкий змащувальний матеріал [25].

5.4. Границі використання методів змащування за швидкісним параметром

Метод змащування	$(d \cdot n)_{\max} \cdot 10^{-5}$, мм · хв ⁻¹
Зануренням	5,5...8
Розбризкуванням	2,2...3,2
Циркуляційне	4,2...6
Крапельне	2,8...4
Оливним туманом	5,5...8
Під тиском	7,5...10

Примітка. Менші значення для важких серій підшипників, більші – для особливо легких.

З метою захисту підшипників шпинделя від проникнення бруду, пороку та охолоджувальної рідини, а також недопущення витікання мастильного матеріалу з підшипника використовують ущільнювачі підшипникових вузлів. Частіше всього

використовують різні безконтактні лабіринтні ущільнювачі, які дають змогу зменшити тепловиділення у вузлі і виключити зношування ущільнювачів. Для надійності їх роботи необхідно, щоб радіальні зазори в них були не більше ніж 0,2...0,3 мм. У шпindelних вузлах, які працюють за значних забруднень, лабіринт наповнюють в'язким мастильним матеріалом. Коли ж використовують рідкий мастильний матеріал, то інколи застосовують продування повітря через ущільнювачі. Ущільнювачі мають порожнини і канали для відведення мастильного матеріалу від підшипників [19, 25, 29].

5.4.1. Матеріали шпинделів і термообробка

Для шпинделів верстатів нормальної точності використовують конструкційні сталі 45, 50, 40X після поверхневого гартування (звичайно гартування з нагріванням струмом високої частоти) і низького відпуску до твердості $H = 48...56 \text{ HRC}_e$. Шпинделі складної форми виготовляють зі сталі 50X, 40XГР і використовують об'ємне гартування, і низький відпуск на твердість $H = 56...60 \text{ HRC}_e$. Для прецизійних верстатів в умовах рідинного змащування використовують низьковуглецеві сталі 20X, 18ХГТ, 12ХН3А з цементацією, гартуванням і відпуском до твердості $H = 56...60 \text{ HRC}_e$. У випадку малонавантажених шпинделів високоточних верстатів для зменшення внутрішніх деформацій застосовують азотовані сталі 38Х2МЮА, 38ХВФЮА із гартуванням і низьким відпуском на твердість $H = 63...68 \text{ HRC}_e$.

Для виготовлення порожнистих шпинделів великого діаметра іноді використовують сірий чавун СЧ20 [25].

5.4.2. Механізми автоматичного закріплення різального інструмента

Основні вимоги, які ставляться до механізмів автоматичного закріплення інструмента: точність і жорсткість закріплення; швидкодія затискання; надійність кріплення; мінімальні габарити; можливість кодування і декодування та ін.

Механізм затискання інструмента для фрезерного верстата зображений на рис. 5.21,а. Затискання інструмента здійснюється пакетом тарільчастих пружин із

зусиллям 27кН. Час затискання і відпускання інструмента відповідно 0,5 і 0,3 секунди. Для відпускання інструмента олива під тиском через зворотній клапан 12 і отвір у фланці 9 поступає у більшу порожнину гідроциліндра 4, який встановлений на шпинделі 1 на підшипниках 3, які закріплені гайкою 5. Мала порожнина циліндра з'єднана зі зливом. Зусилля, яке створює тиск оливи, діє на поршень 8 і циліндр 4 у різні боки. Поршень 8 переміщується, стискаючи пакет тарільчастих пружин 6. Оскільки циліндр зв'язаний через підшипники 3 зі шпинделем, то його підшипники розвантажені від осьових зусиль. Одночасно поршень 8 через поршень 15 тисне на фіксатор 17, пересуваючи його до упора в тягу 20. Остання пересуває затискні елементи 2 і виштовхує хвостовик оправки 21 з конусного отвору шпинделя 1.

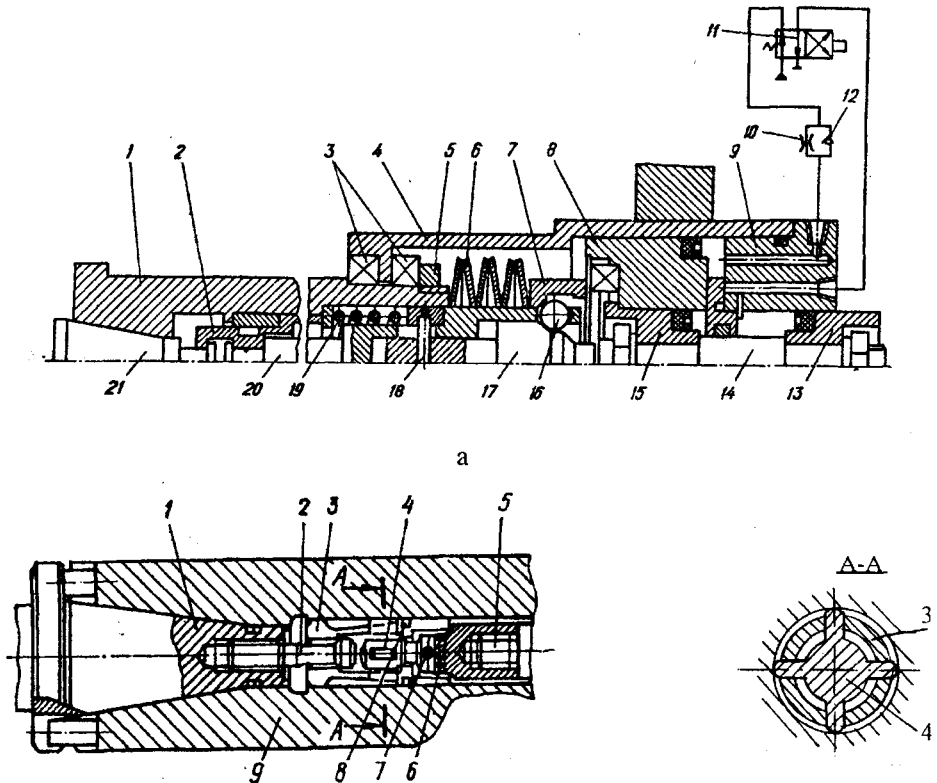
У разі затискання інструмента олива поступає у малу порожнину гідроциліндра, а більша порожнина через дросель 10 і золотник 11 з'єднується зі зливом. Під тиском оливи поршні 13 і 15, які встановлені на штоці 14, переміщуються вправо. На дроселі утворюється перепад тиску, достатній для утримання поршнем 8 пакета тарільчастих пружин у стиснутому стані. Після переміщення поршня 15 вправо пружина 19 через палець 18 штовхає фіксатор 17, який діє на кульки 16, витискаючи їх у простір між внутрішньою поверхнею кільця 7 і фіксатором. Поршень 15, доходячи до упора в поршень 8, гальмується. Тиск в більшій порожнині падає. Пакет тарільчастих пружин, діє через кільце 7 на кульки 16, переміщує тягу 20, яка затискними елементами 2 затягує оправку 21в конусний отвір шпинделя 1.

На рис. 5.21, б зображений механізм захоплювача хвостовика інструмента у вигляді цанги, яка складається з окремих пелюстків. В оправку 1 загвинчений хвостовик-гвинт 2 з конічною головкою, який взаємодіє з пелюстками 3, які розташовані між виступами штока – хрестовини 4. Пружини 6 і 7 розводять пелюстки. Хрестовина з'єднана різью зі стрижнем 5, який пересувається тарільчастими пружинами (на рис. не зображено). Під час затягування оправки 1 хвостовик-гвинт 2 і хрестовина 4 контактують з пелюстками по конічних поверхнях. Коли оправка затиснена, головки пелюстків впираються в циліндричну поверхню отвору шпинделя 9. Під час руху стрижня 5 вліво головки пелюстків потрапляють у кільцеву розточку шпинделя, оправка 1 відпускається, хвостовик-гвинт 2 виштовхуються торцем хрестовини 4. Для полегшення монтажу цанги служить пружинне кільце 8.

Силу затискання інструмента у шпинделі (рис. 5.21,б) визначають виходячи з діючих сил різання за розрахунковою схемою (рис. 5.22), згідно якої потрібна осьова сила на хвостовику-гвинті 2 повинна відповідати умовам [13]

$$Q_0 \geq k_3 \cdot P_x; \quad Q_0 \geq \frac{\pi \cdot L \cdot p \cdot (2r_1 + L \operatorname{tg} \beta) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{\cos \beta}, \quad (5.30)$$

де k – коефіцієнт запасу; P_x – осьова складова сили різання; L – довжина контакту конусів шпинделя 9 і оправки; r_1 – найменший радіус конуса на довжині L ; β – кут між твірною і віссю конуса; φ – кут тертя; p – допустимий питомий тиск у конічному стикі.



6

Рис. 5.21. Механізми автоматичного затискання інструмента у шпинделі

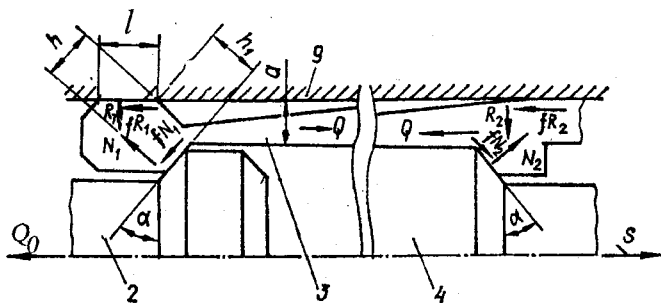


Рис. 5.22. Розрахункова схема для визначення сил затискання інструмента

Залежність між силами S на штоку-хрестовині 4 і Q_0 на хвостовику-гвинті 2 визначають з розгляду умов рівноваги лівої і правої частин пелюстка 3 у разі нехтування членами другого порядку, що є припустимим для реальних конструкцій, в яких кут контакту пелюстків $\alpha \leq 45^\circ$, а коефіцієнт тертя $f \leq 0,2$.

Рівняння рівноваги лівої частини пелюстка:

$$N_1(\cos \alpha + f \sin \alpha) \pm fR_1 = Q; \quad (5.31)$$

$$N_1(\sin \alpha - f \cos \alpha) = R_1; \quad (5.32)$$

правої частини пелюстка:

$$N_2(\cos \alpha + f \sin \alpha) \pm fR_2 = Q; \quad (5.33)$$

$$N_2(\sin \alpha - f \cos \alpha) = R_2. \quad (5.34)$$

Звідси

$$Q = P_x \left(1 \pm \frac{f \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 + f \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (5.35)$$

Отже, одержимо у разі затискання і відповідно у разі відпускання оправки

$$S = Q_0(1 + 2f \cdot \operatorname{tg} \alpha); \quad S' = \frac{Q_0}{1 + 2f \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.36)$$

Для розвантаження пелюстка 3 від згинального моменту необхідно дотримуватись геометричних співвідношень, які визначають умовою рівноваги:

$$l \geq \frac{h + f \cdot h_1 - a(\cos \alpha + 2f \cdot \sin \alpha)}{\sin \alpha - f \cdot \cos \alpha}, \quad (5.37)$$

де l – довжина контакту пелюстка з циліндричною поверхнею шпинделя.

По осевій силі і переміщенню штока розраховують пакет тарільчастих пружин. Одна з вимог, яка ставиться до механізмів автоматичного затискання інструмента з гідромеханічним приводом (затискання пакетом пружин, відпускання гідравлічним приводом), – необхідність розвантаження опор шпинделя від освової сили відпускання і найменші витрати енергії.

Для цього гідропривід виконується двопоршневим (рис. 5.23), у якому поршень 1 створює зусилля для стискання тарільчастих пружин у разі відпускання оправки з інструментом, а поршень 2 створює зусилля, яке необхідне для розвантаження упорних підшипників шпинделя 3.

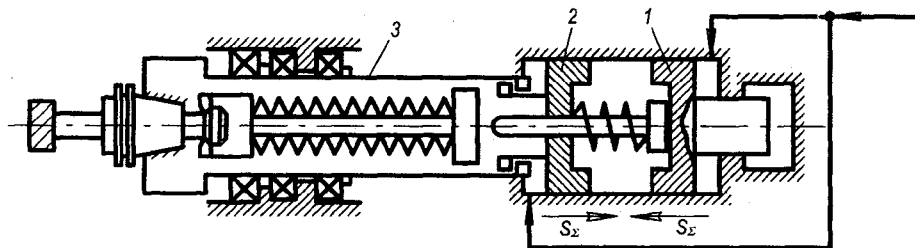


Рис. 5.23. Механізм автоматичного затискання інструмента з поршневим гідромеханічним приводом і розвантаженням опор шпинделя

6. МЕХАНІЗМИ ПРЯМОЛІНІЙНИХ РУХІВ

Прямолінійні рухи в приводі верстатів можуть здійснюватись такими основними способами:

1. Застосуванням гідравлічних пристроїв з парою поршень-циліндр. Гідравлічний привід має низку переваг, завдяки яким він одержав широке застосування в різних верстатах як в приводах головного руху, так і в приводах подач і допоміжних переміщень. Особливості гідравлічного приводу докладно розглянуті в розділі 3.

2. Використання електромагнітних пристроїв типу соленоїдів. Обмежена довжина ходу цих пристроїв і робота з ударами дає змогу застосувати їх тільки в допоміжних приводах систем керування.

3. Застосування механізмів, які перетворюють обертовий рух в прямолінійний, таких як, наприклад, кулісний, пара колесо-рейка, черв'як-рейка, гвинт-гайка та ін.

В цьому розділі розглядаються основні особливості механізмів третьої групи стосовно до використання їх в приводах металорізальних верстатів.

6.1. ПРИВІД ГОЛОВНОГО ПРЯМОЛІНІЙНО-ЗВОРОТНОГО РУХУ

Найбільше розповсюдження в приводах головного руху верстатів одержали кривошипно-шатунні, кулісні і рейкові механізми. Перші звичайно застосовуються у сполученні з важелями, коромислами або дисками для здійснення коротких ходів робочих органів. Кулісні механізми використовуються у поперечно-стругальних, довбальних і рідше у поздовжньо-стругальних верстатах з довжиною ходу до 1200 мм. Рейковий привід є типовим для поздовжньо-стругальних і поздовжньо-фрезерних верстатів.

6.1.1. Привід з кулісним механізмом

Кулісний механізм використовується для перетворення обертового руху кулісної шестерні (останньої обертової ланки коробки швидкостей) у поступально-зворотний рух повзуна (головний рух). Отже, частота подвійних ходів

повзуна дорівнює частоті обертання кулісної шестерні, в радіальних напрямних якої знаходиться кривошипний палець 2 (рис. 6.1) з каменем 1, який вставлений в пазу куліси 3 і може ковзати вздовж її [5].

Кінематичний розрахунок кривошипно-кулісного механізму.

Основною перевагою кривошипно-кулісних механізмів є те, що за своїми кінематичними властивостями вони забезпечують перехід від робочого до зворотного руху повзуна без застосування спеціальних реверсивних пристроїв, які ускладнюють конструкцію. Їх недоліком є нестабільність швидкості повзуна і наявність деяких елементів (камінь куліси, шарнірні з'єднання), схильних до зношування, які вимагають особливого догляду в процесі експлуатації.

Палець куліси, рівномірно обертаючись, описує у разі робочого ходу повзуна дугу, відповідну центральному куту α , а у разі неробочого ходу – дугу з центральним куту β . Очевидно, що завжди $\beta < \alpha$. Оскільки в прямому і зворотному напрямках повзун проходить однаковий шлях, тому

$$\frac{t_p}{t_3} = \frac{v_3}{v_p} = \frac{\alpha}{\beta} > 1, \quad (6.1)$$

де t_p і t_3 – відповідно час робочого і неробочого (зворотного) ходів; v_p і v_3 – відповідно швидкості робочого і зворотного (неробочого) ходів повзуна.

Оскільки куліса надає повзуну змінну швидкість, то розрізняють такі швидкості різання:

– робочу швидкість різання v_p (середня швидкість повзуна під час його робочого ходу);

– найбільшу швидкість різання $v_{\max.p}$ (найбільша швидкість повзуна під час його робочого ходу);

– середню швидкість різання $v_{\text{сер}}$ (середня швидкість повзуна під час його подвійного ходу).

Робоча швидкість різання (м/хв)

$$v_p = \frac{L}{1000t_p}, \quad (6.2)$$

де L – довжина ходу повзуна, мм.

Оскільки $\frac{t_p}{t_3} = \frac{\alpha}{\beta}$, то $t_3 = t_p \frac{\beta}{\alpha}$.

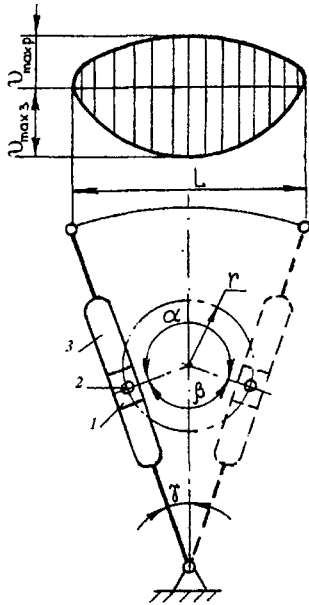


Рис. 6.1. Кінематична схема кулісного механізму з діаграмою швидкості повзуна

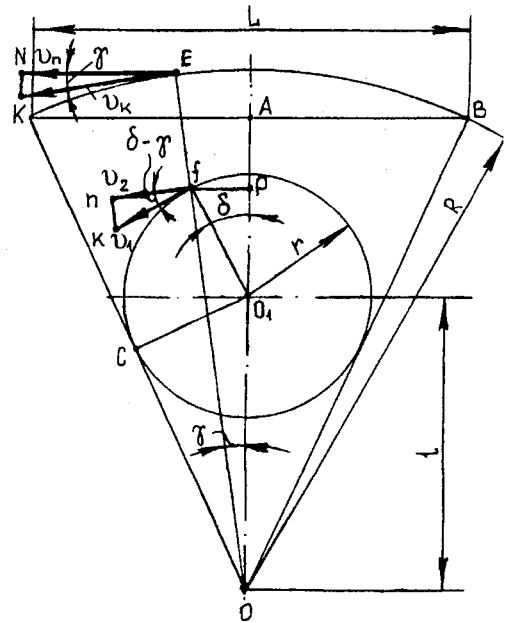


Рис. 6.2. Схема швидкостей кулісного механізму

Відомо, що частоту подвійних ходів повзуна (подв.ход./хв) можна визначити як

$$n = \frac{1}{t_p + t_3} = \frac{\alpha}{360^\circ t_p} \quad (6.3)$$

З останнього

$$t_p = \frac{\alpha}{360^\circ n} \quad (6.4)$$

Підставивши значення в (6.2), отримаємо (м/хв)

$$v_p = \frac{0,36Ln}{\alpha} \quad (6.5)$$

Камінь 1 встановлений на кривошипний палець 2 (рис. 6.1) рівномірно обертається і ковзає в напрямному пазу куліси 3. Довжина ходу повзуна L залежить від амплітуди коливання куліси, яка пропорційна центральному куту γ . Її можна регулювати зміною величини радіуса r положенням осі пальця 2.

Отже куліса займає положення, яке визначається кутами γ і δ (рис. 6.2). Палець, який знаходиться в точці f , обертається з коловою швидкістю v_1 , (м/хв), яка визначається за формулою

$$v_1 = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{1000}, \quad (6.6)$$

де n – частота обертання кривошипного пальця, хв^{-1} ; r – радіус кривошипа, мм.

З трикутника fnk отримаємо колову швидкість каменя куліси :

$$v_2 = v_1 \cos(\delta - \gamma). \quad (6.7)$$

Колова швидкість коливання кінця куліси в точці E дорівнюватиме:

$$v_k = v_2 \frac{R}{of}, \quad (6.8)$$

замінюючи of через l і r (в Δofp), отримаємо v_k :

$$v_k = v_2 \frac{R \cos \gamma}{l + r \cos \delta}. \quad (6.9)$$

Практично швидкість повзунка можна визначити з трикутника ENK :

$$v_n = v_k \cos \gamma. \quad (6.10)$$

З подібності трикутників OO_1C і OAB виразимо величину l через L :

$$\frac{l}{R} = \frac{r}{L/2}; \quad l = \frac{2Rr}{L}. \quad (6.11)$$

Якщо в формулу (6.10) підставити значення v_k , v_2 , v_1 і l , отримаємо (м/хв)

$$v_n = \frac{\pi n R L \cos^2 \gamma \cos(\delta - \gamma)}{500(2R + L \cos \delta)}. \quad (6.12)$$

З цього рівняння видно, що під час робочого і неробочого ходів швидкість повзуна змінюється, як показано на діаграмі (див.рис. 6.1), оскільки кути γ і δ змінні.

Максимальна швидкість робочого і неробочого ходів повзуна досягається в момент проходження кулісою середнього положення (вертикаль OA).

Тоді формула (6.12) для максимальної швидкості робочого ходу (м/хв) коли $\delta = \gamma = 0$ набуде вигляду:

$$v_{\max \text{ р}} = \frac{\pi n R L}{500(2R + L)} \quad (6.13)$$

Максимальна швидкість неробочого (зворотного) ходу (м/хв), коли $\delta = 180^\circ$ і $\gamma = 0$ буде:

$$v_{\max \text{ з}} = \frac{\pi n R L}{500(2R - L)} \quad (6.14)$$

Середня швидкість різання (м/хв) під час подвійного ходу дорівнюватиме:

$$v_{\text{сер}} = \frac{2Ln}{1000} \quad (6.15)$$

6.1.2. Рейковий привід

Кінематика приводу. Рейкові приводи головного руху діляться за способом перетворення обертового руху ведучих ланок приводу у прямолінійний рух стола, реверсування руху стола і регулювання швидкості його переміщення. Столи 3 (рис. 6.3), звичайно одержують переміщення за допомогою рейкової пари 1–2, яка складається з прямозубчастої або косозубчастої рейки, закріпленої до стола і рейкового колеса 1 (рис. 6.3, а) або черв'яка 1 (рис. 6.3, б). Рух стола реверсується спеціальною реверсивною муфтою 5 (рис. 6.3, а), яка під час робочого ходу вмикає блок 4, під час зворотного – колесо 6, або електродвигуном (рис. 6.3, б). Швидкість переміщення стола регулюють зміною частоти обертання вала електродвигуна (рис. 6.3, б), або за допомогою ступінчастої коробки швидкостей (рис. 6.3,а).

Великі рейкові колеса виготовляються з сірого чавуну СЧ20, СЧ25, СЧ30 або зі сталі 40ХФА. Для зменшення розмірів коліс в механізмах приводу застосовують леговану сталь, а для рейок – леговану сталь або сталь 40ХФА. Черв'яки виготовляють зі сталі 15Х або 20Х з наступною цементацією, гартуванням і низьким відпуском, а рейки – з антифрикційного чавуну, у відповідальних випадках – з бронзи.

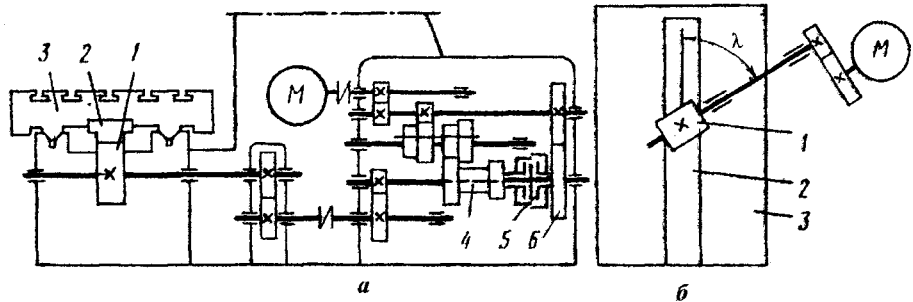


Рис. 6.3. Кінематичні схеми рейкового приводу

Припустимо, що на верстаті необхідно забезпечити з робочих швидкостей руху стола (швидкостей різання) v_1, v_2, \dots, v_z зі знаменником ряду ϕ . Швидкість руху рейки (стола) для передачі з рейковим колесом (м/хв) [23].

$$v_k = \pi \cdot m \cdot z_k \cdot n_k, \quad (6.16)$$

де m – модуль, м; z_k – кількість зубців колеса; n_k – частота обертання колеса, хв^{-1} .

Для передачі з черв'яком швидкість руху рейки (стола) (м/хв)

$$v_q = \frac{\pi \cdot m \cdot k_q \cdot n_q \cdot \cos \alpha}{\cos(\lambda - \alpha)}, \quad (6.17)$$

де k_q – кількість заходів черв'яка; n_q – частота обертання черв'яка, хв^{-1} ; λ – кут між віссю черв'яка і напрямком руху стола; α – кут підйому витків черв'яка.

З рівнянь (6.16) і (6.17) можна визначити необхідну частоту обертання рейкового колеса або черв'яка (хв^{-1}):

$$n_k = v_k / C_k; \quad n_q = v_q / C_q,$$

де C_k, C_q – сталі величини, які визначаються з кінематичної схеми приводу.

У загальному вигляді ряд частот обертання рейкового колеса або черв'яка буде мати такий вигляд: $n_1 = C v_1; n_2 = C v_2; \dots, n_z = C v_z$. Кількість ступенів швидкостей у сучасних поздовжньо-стругальних верстатах дорівнює 4...6. Потрібна частота обертання рейкового колеса або черв'яка у разі здійснення зворотного

ходу $n_3 = C_3 \cdot v_3$. Швидкість зворотного ходу стола приймається, виходячи з співвідношення $v_3/v_p = 1,5...2$, і приймають до 90 м/хв.

Рейкові приводи подачі простіші приводів головного руху, але ними важче забезпечити рівномірність повільних рухів, особливо у точних верстатах. Відсутність самогальмування ускладнює застосування їх для вертикальних переміщень. Разом з тим велике передавальне відношення, простота і високий ККД роблять цей привід високоефективним в токарних, револьверних, свердлильних верстатах, а також в приводах різних допоміжних переміщень.

Динаміка рейкового приводу. Під час робочого ходу стіл долає складову P_Z сили різання і силу тертя у напрямних. Величина тягового зусилля (Н)

$$P_P = P_Z + (P_y + Q_c + Q_3) \cdot f_3, \quad (6.18)$$

де P_y – складова сили різання, яка направлена перпендикулярно площині стола, Н; звичайно $P_y = (0,4...0,5)P_Z$; Q_c, Q_3 – маса стола і встановленої на нім заготовки, Н; f_3 – зведений коефіцієнт тертя в напрямних.

Під час зворотного ходу стіл долає тільки силу тертя, (Н)

$$P_3 = (Q_c + Q_3) \cdot f_3. \quad (6.19)$$

Позначимо: r – радіус ділильного кола рейкового колеса або радіус ділильного циліндра черв'яка, м; i – мінімальне передавальне відношення ланцюга; η – ККД цього ланцюга. Обертові моменти робочого і зворотного ходів, зведені до валу електродвигуна, складуть (Н·м)

$$T_p = P_p \cdot r \cdot i / \eta \quad \text{і} \quad T_3 = P_3 \cdot r \cdot i / \eta. \quad (6.20)$$

Для поздовжньо-стругальних верстатів електродвигун звичайно вибирають за ефективним моментом для найбільш важких режимів роботи верстата [23] (Н·м)

$$T_e = \sqrt{\frac{T_p^2 \cdot t_p + T_3^2 \cdot t_3}{t_p + t_3}}, \quad (6.21)$$

де t_p, t_3 – час відповідно робочого і зворотного ходів, с.

Такий розрахунок дає змогу з достатньою для практики точністю вибрати приводні електродвигуни стола. Більш точний розрахунок, з урахуванням дина-

міки приводу необхідний для визначення допустимих режимів роботи верстата, без перевантаження електродвигуна.

Для врахування перехідних процесів в приводі будують діаграму зміни швидкостей стола за час циклу.

Якщо обробка на верстаті відбувається зі швидкістю різання більше 12 м/хв, то для запобігання від поламавання інструмента на початку ходу (під час врізання) і викришування крайки оброблюваної деталі у разі виходу інструмента з металу швидкість стола автоматично зменшується до 12 м/хв з наступним підвищенням до заданої швидкості. Це призводить до збільшення загального часу подвійного ходу. Зменшення цього часу може бути досягнуто збільшенням перевантажувальної здатності електродвигуна.

Тривалість перехідного процесу під час зміни швидкості ω_1 до ω_2 визначається за формулою

$$t = \frac{J(\omega_2 - \omega_1)}{k_n \cdot T_H - T_C}, \quad (6.22)$$

де J – сумарний зведений момент інерції якоря електродвигуна, механізму приводу і стола; T_H – номінальний момент, який розвиває двигун; T_C – момент статичного навантаження; $k_n = 1,4$ – коефіцієнт перевантаження електродвигуна.

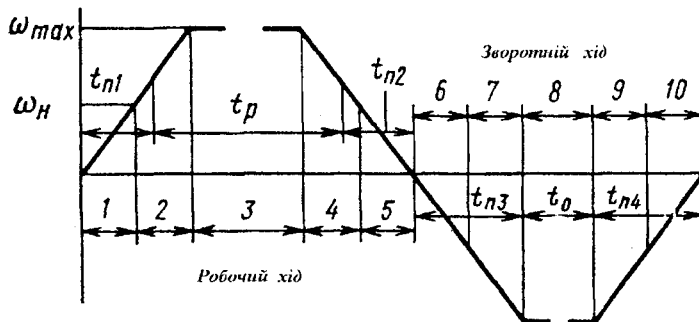


Рис. 6.4. Графік зміни кутової швидкості електродвигуна за подвійний хід стола

На рис. 6.4 зображений графік зміни частоти обертання приводу за робочий і зворотний ходи стола. Тут ω_{max} – максимальна допустима частота обертання електродвигуна. В даному випадку ми маємо десять ділянок. На ділянках 1 і 2

відбувається розгін стола, на ділянках 4 і 5 – гальмування і зупинка. Аналогічно відбувається рух у зворотному напрямку, тільки без різання. На ділянках 3 і 8 рух рівномірний. Час подвійного ходу з врахуванням часу розгону і гальмування

$$t_{\text{подв.ходу}} = t_p + t_z + \sum t_n, \quad (6.23)$$

де $\sum t_n = t_{n1} + t_{n2} + t_{n3} + t_{n4}$.

Межі швидкостей робочого ходу коливаються широко – від 1,5 до 90 м/хв, зворотній хід – від 75 до 90 м/хв. Подача горизонтальних супортів 0,5...25 мм/подв.хід, подача вертикальних супортів удвічі менша. Потужність верстатів 40...100 кВт, найбільша вага, яка припадає на 1 м довжини стругання, складає 15...20 кН/м.

Приклад. Розрахувати привід головного руху поздовжньо-стругального версата по таких даних: довжина стругання $L=4$ м, привід стола здійснює черв'як-рейка, модуль $m=12$ мм, кількість заходів черв'яка $k_q=10$, дільний діаметр черв'яка $d_1=150$ мм, межі робочих швидкостей 6...78 м/хв, швидкість зворотного ходу 90 м/хв, електродвигун з регульованим приводом $n_e=125...1500$ об/хв.

1. Визначаємо кут підйому витків черв'яка:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{k_q \cdot m \pi}{\pi d_1} = \frac{10 \cdot 12}{150} = 0,8; \quad \alpha = 38^\circ 40'.$$

2. За формулою (6.17) визначаємо частоту обертання черв'яка, прийнявши $\lambda = 45^\circ$:

$$n_q = \frac{\cos(\lambda - \alpha) \cdot v_q}{\pi \cdot m \cdot k_q \cdot \cos \alpha} = \frac{\cos(45^\circ - 38^\circ 40') \cdot v_q}{3,14 \cdot 0,012 \cdot 10 \cdot 0,78079} = 3,38 \cdot v_q.$$

Підставляючи граничні значення $v_q = 6$ і 90 м/хв одержимо

$$n_{\min} = 3,38 \cdot 6 = 20,3 \text{ хв}^{-1}, \quad n_{\max} = 3,38 \cdot 90 = 304,2 \text{ хв}^{-1}.$$

3. Визначаємо кількість зубців коліс головного руху:

$$i_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_{e.\min}} = \frac{20,38}{125} = \frac{1}{6,13} \approx \frac{1}{6} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} = \frac{20}{40} \cdot \frac{20}{60};$$

$$i_{\max} = \frac{n_{\max}}{n_{e,\max}} = \frac{304,2}{1500} = \frac{1}{4,9} \approx \frac{1}{5} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2,5} = \frac{20}{40} \cdot \frac{26}{64}$$

4. Визначаємо найбільші сили, які переміщують стіл, якщо вага стола $Q_C = 50$ кН. Оскільки $L = 4$ м, найбільша вага заготовки $Q_3 = 20 \cdot 4 = 80$ кН. За нормативами режимів різання вибираємо режим чорнової обробки для інструменту з твердого сплаву ВК8 стійкістю $T = 120$ хв у разі обробки сірого чавуну 2000 НВ Н/мм², робота по кірці: глибина різання $t = 40$ мм; подача $s = 1,5$ мм/подв.хід; швидкість різання $v = 15,6$ м/хв; зусилля різання $P_z = 90$ кН. Складову сили різання, перпендикулярну до стола, приймаємо $P_y = 0,5 \cdot P_z = 45$ кН.

Сили, які переміщують стіл під час робочого і зворотного ходів, за рівняннями (6.18) і (6.19)

$$P_p = P_z + (P_y + Q_C + Q_3) \cdot f_{зв} = 90 + (45 + 50 + 80) \cdot 0,1 = 107,5 \text{ кН};$$

$$P_{зв} = (Q_C + Q_3) \cdot f_{зв} = (50 + 80) \cdot 0,1 = 13 \text{ кН}.$$

5. Знаходимо ККД

$$\eta = \eta_3^a \cdot \eta_4^b \cdot \eta_n^c,$$

де η_3 , η_4 , η_n – середній ККД зубчастих і черв'ячних передач, підшипників; a , b , c – кількість зубчастих і черв'ячних передач, підшипників. Користуючись довідниками з “Деталей машин” маємо:

$$\eta = 0,99^2 \cdot 0,81 \cdot 0,995^3 = 0,78.$$

6. Найбільші обертові моменти, зведені до валу електродвигуна, визначаємо за рівнянням (6.20). Коли радіус діляльного кола черв'яка $r_1 = 75$ мм, одержимо:

$$T_p = \frac{P_p \cdot r_1 \cdot i_{\min}}{\eta} = \frac{107500 \cdot 0,075}{0,78 \cdot 6} = 1722,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot r_1 \cdot i_{\max}}{\eta} = \frac{13000 \cdot 0,075}{0,78 \cdot 5} = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

7. Визначаємо найбільший час робочого ходу і час зворотного ходу:

$$t_p = \frac{L}{v_p} = \frac{4}{6} = 0,666 \text{ хв}; \quad t_3 = \frac{L}{v_3} = \frac{4}{90} = 0,0444 \text{ хв.}$$

8. Ефективний обертовий момент на електродвигуні визначасмо за рівнянням (6.21)

$$T_e = \sqrt{\frac{T_p^2 \cdot t_p + T_3^2 \cdot t_3}{t_p + t_3}} = \sqrt{\frac{1722,76^2 \cdot 0,666 + 250^2 \cdot 0,0444}{0,666 + 0,0444}} = 1669,23 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

6.2. ПРИВІД ПОДАЧІ

6.2.1. Вибір електродвигуна

Регулювання швидкості подачі у металорізальних верстатах здійснюється у разі постійного максимально допустимого моменту, тому в основу вибору електродвигуна покладена не потужність, а момент сил опору T_0 у механізмі подачі. Величину цього моменту визначають за складовими сили різання з врахуванням моменту тертя у механізмі подачі.

Якщо використовується низькомоментний кроковий двигун, то він потребує збільшення моменту гідравлічним підсилювачем (див. розділ 3) і (або) механічним редуктором. У приводах подач сучасних верстатів з ЧПК застосовуються високомоментні безколекторні електродвигуни постійного струму (вентильні двигуни) серії ПБВ із збудженням від постійних магнітів які практично не потребують обслуговування. Такі двигуни витримують значні навантаження, мають підвищену швидкодію і менше нагріваються під час роботи. Для підвищення рівномірності обертання вала двигуна у разі малих швидкостей в конструкції передбачають збільшення кількості полюсів. Залежно від призначення ці двигуни виготовляють із вмонтованими гальмом, тахогенератором і резольвером. Недоліком їх є часткове розмагнічування постійних магнітів і внаслідок цього – несталі робочі характеристики приводу. Тому переважно застосовуються приводи подач з короткозамкненими асинхронними і синхронними двигунами змінного струму з частотним методом безступеневого регулювання у широкому діапазоні (до 10000 і більше).

У кінематичній схемі приводу подачі рух від електродвигуна через редуктор з передавальним відношенням i передається на ходовий гвинт і далі на робочий орган верстата (стіл, каретку, супорт та ін.). Параметри кінематичної схеми (крок ходового гвинта і передавальне відношення редуктора) визначаються як діапазоном регулювання подачі, так і можливістю двигуна. У технічному завданні на електропривід подачі вказують мінімальну і максимальну робочу подачу, швидкості $v_{P \max}$, $v_{P \min}$, в межах яких регулювання здійснюється за сталим (максимальним) моментом, і швидкості допоміжних переміщень ($v_{\max} = 5 \dots 10$ м/хв), здійснюються за зменшеним моментом сил опору [25].

Отже, у приводі подачі необхідні два діапазони регулювання:

$$R_I = \frac{v_{P \max}}{v_{P \min}} \quad \text{і} \quad R_{II} = \frac{v_{\max}}{v_{P \max}} \quad (6.24)$$

з різними умовами регулювання. Тоді загальний діапазон регулювання подачі

$$R = R_I \cdot R_{II}. \quad (6.25)$$

Під час керування у ланцюзі якоря швидкість обертання вала двигуна регулюється донизу від номінальної частоти за сталого моменту, який забезпечує діапазон регулювання

$$R_I' = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\min}}. \quad (6.26)$$

Цей діапазон дуже великий, оскільки номінальна частота обертання вала двигуна постійного струму складає $1000 \dots 3000$ хв⁻¹, мінімальна може бути доведена до $0,1 \dots 1$ хв⁻¹. Крім того, допускається короточасне збільшення швидкості обертання вала двигуна до значення n_{\max} короточасним підвищенням напруги на якорі. Це забезпечує другий діапазон регулювання

$$R_{II}' = \frac{n_{\max}}{n_{\text{ном}}}, \quad (6.27)$$

який доцільно використовувати для допоміжних переміщень, оскільки двигун тут має працювати з меншим навантаженням. Цей діапазон малий і дорівнює приблизно $2 \dots 2,5$.

Звичайно $R' > R$, $R_I' > R_I$ і $R_{II}' < R_{II}$.

Передавальне відношення редуктора

$$i = \frac{n_{\max}}{v_{\max}} p_x, \quad (6.28)$$

де n_{\max} – максимальна частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ; v_{\max} – максимальна швидкість допоміжних переміщень, мм/хв ; p_x – крок ходового гвинта, мм .

6.2.2. Забезпечення безззорності рухомих з'єднань

Несилові крокові двигуни не забезпечують достатнього моменту для переміщення робочих органів верстата і тому використовуються в поєднанні з гідروпідсилювачами моментів та редукторами, вихідні вали яких з'єднуються з ходовими гвинтами. В цьому випадку застосовують редуктори із безззорним виконанням, причому зазор у зубчастих зачепленнях можна усунути одним із таких способів[4]:

- повертанням ексцентричної втулки 2 (рис. 6.5, а) з валом 3 і опорами – зменшується міжцентрова відстань А;

- спарені косозубчасті колеса 1 і 3 (рис. 6.5, б) з'єдані між собою гвинтами 4 і штифтами 5 через компенсаторне кільце 2. Колесо 3 насаджено на маточину колеса 1 по ковзній посадці. Бічний зазор між зубцями коліс 1, 3 і широким зубчастим колесом 6 зменшується за рахунок зміни товщини компенсаційного кільця 2. Кожне зі спарених коліс працює тільки одним боком зубців вінця;

- зменшення зазору між зубцями спарених прямозубчастих коліс 1, 2 (рис. 6.5, в) і широким колесом 5 здійснюють обертанням ексцентричної втулки 4, тим самим колесо 2 повертають відносно колеса 1. Спарені колеса працюють одним боком зубців вінця.

Останнім часом, у зв'язку з освоєнням приводів з високомоментними електрогідравлічними та електричними двигунами, які мають високі статичну точність і швидкодію, з'явилася можливість переходу до безредукторних приводів подач лінійних переміщень. Високомоментний - це такий двигун, який розвиває на вихідному валу обертовий момент, достатній для подолання статичних і динамічних навантажень приводу подачі. В безредукторних приводах вал електро-двигуна за допомогою муфти з високою крутильною жорсткістю з'єднується безпосередньо з ходовим гвинтом.

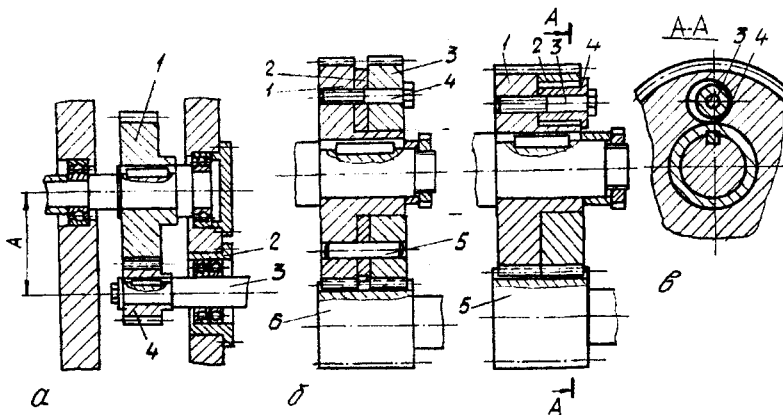


Рис. 6.5. Конструкції безззорних зубчастих пар

Основною вимогою до з'єднань приводних електродвигунів подач з ходовим гвинтом є недопустимість зазору в з'єднаннях. У машинобудуванні широко розповсюджені муфти на шпонках або шліцях, але наявність зазору в шпонкових і шліцевих з'єднаннях робить ці муфти непридатними для використання в приводах подач верстатів з ЧПК. Ці недоліки відсутні в разі з'єднання валів муфтами з конічними кільцями (рис. 6.6). Між валами 1 і 5 і отвором втулки 4 встановлюють конічні кільця 3, які за допомогою натискних гайок 2 переміщуються в осьовому напрямі, завдяки чому створюється безззорне з'єднання, що дає змогу точно центрувати вали між собою і передавати потрібний обертовий момент.

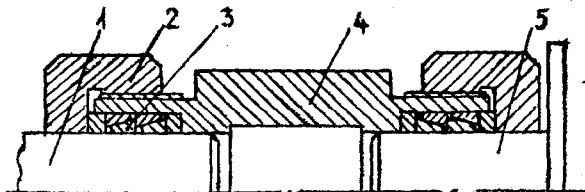


Рис. 6.6. З'єднання валів муфтами з конічними кільцями

Недоліком муфт з конічними кільцями є необхідність попереднього точного центрування сполучених вузлів, яке пов'язане з певними труднощами. В зв'язку з

цим, у разі з'єднання валів, розташованих ексцентрично один відносно іншого (до 0,5 мм), і які мають відносне кутове зміщення до 2° , застосовують сильфонні муфти.

Вал 3 (рис. 6.7) електродвигуна з'єднують із ходовим гвинтом 1 еластичною муфтою 2, яка в разі безззорного з'єднання і високої обертової жорсткості допускає деякі перекоси і неспіввісність вала 3 електродвигуна з ходовим гвинтом 1. Цю муфту регулюють на передачу відповідного обертового моменту створенням необхідного натягу в з'єднаннях по циліндричних поверхнях осьовим зміщенням гвинтами 5 і 7 конічних втулок 4 і 6. Для забезпечення високої навантажувальної здатності, підвищення осьової жорсткості і зносостійкості ходовий гвинт у сучасних верстатах з ЧПК встановлюють на опори з прецизійними упорними роликowymi підшипниками 9 з попереднім натягом, який регулюється гайкою 8.

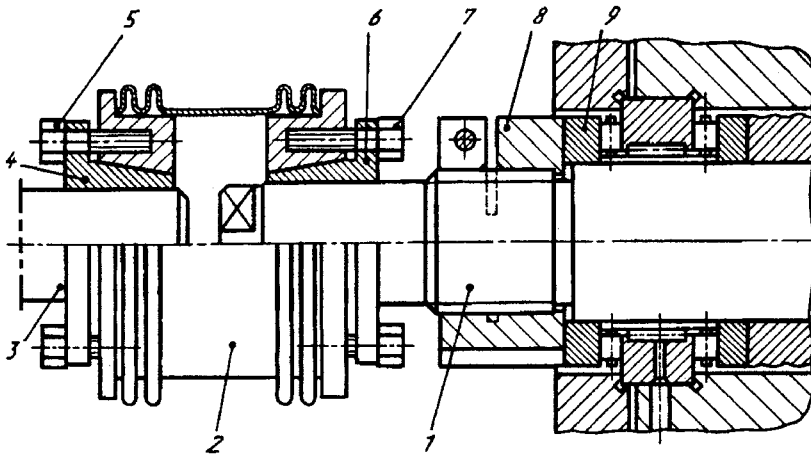


Рис. 6.7. З'єднувальна еластична муфта

Подальше вдосконалення приводу подачі полягає в тому, що ротор двигуна виготовляють порожнистим, в якому розташовують пару гвинт-гайка кочення. Відсутність проміжних елементів підвищує ККД і кінематичну точність ланцюга, створює безззорне з'єднання.

6.3. ТЯГОВІ ПРИСТРОЇ ПРИВОДУ ПОДАЧ

6.3.1. Призначення і класифікація тягових пристроїв

Тягові пристрої призначені для пересування рухомих вузлів верстата по напрямним прямолінійного руху. Вони є останньою ланкою кінематичного ланцюга приводу подачі, допоміжних рухів. Вимогами до тягових пристроїв є:

- забезпечення заданого закону змінення швидкості руху або заданої величини переміщення;
- висока чутливість, тобто здатність здійснювати переміщення на малу величину;
- швидкодія всього приводу, яка залежить від інерційних і пружних властивостей тягового пристрою;
- висока жорсткість тягового пристрою, від якої залежить статична та динамічна похибка руху робочого органа верстата;
- відсутність зазорів в елементах приводу, які можуть знижувати точність переміщень;
- високий ККД.

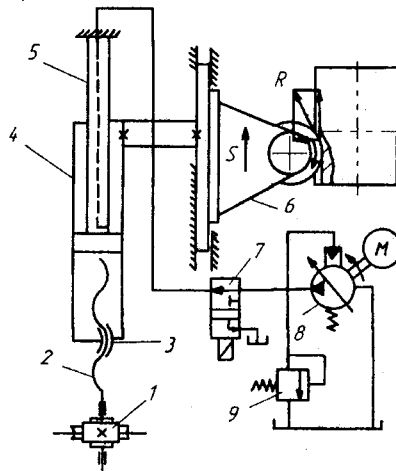


Рис. 6.8. Усунення зазору у парі гвинт-гайка зубофрезерного верстата

Для здійснення прямолінійного руху використовують різні тягові пристрої: механічні, електромагнітні, гідравлічні і пневматичні.

Вибір типу тягового пристрою залежить від величини тягової сили, необхідної для переміщення робочого вузла. Якщо вузол переміщується у вертикальному напрямку, то його маса повністю передається на тяговий пристрій, тому у цих випадках часто застосовують противаги-тягар або гідравлічне зрівноваження. Наприклад, зрівноваження супорта 6 (рис. 6.8) зубофрезерного верстата і постійне усунення зазору у передачі гвинт-гайка 2-3 здійснюється гідравлічним циліндром 4, шток 5 з поршнем якого нерухомі. Тиск у робочій порожнині циліндра 4, жорстко з'єднаного із супортом 6, регулюють насосом 8 і обмежують запобіжним клапаном 9 так, щоб сумарна сила перевищувала масу рухомого вузла. Усунення зазору у гвинтовій передачі необхідно у разі попутного фрезерування шестірень (як зображено на рис. 6.8) [32].

6.3.2. Передача гвинт-гайка ковзання

Гвинт-гайка ковзання відрізняється:

– малим кроком, який обумовлює високу редукцію і малий обертовий момент на ходовому гвинті

$$T = \frac{Q \cdot p_x}{2 \cdot \pi \cdot \eta}, \quad (6.29)$$

де Q – тягова сила; p_x – крок ходового гвинта; η – ККД гвинтової пари,

$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)}$; α – кут підйому гвинтової лінії різі; $\rho = 3 \dots 11^\circ$ – кут тертя у різі,

$\rho = \operatorname{arctg} f$; $f = 0,05 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя, який залежить від швидкості ковзання;

– самогальмуванням, яке дає змогу застосовувати цю передачу для установлювальних рухів під навантаженням і для вертикальних переміщень з метою надійнішого фіксування рухомого вузла.

Недоліком передачі гвинт-гайка ковзання є наявність змішаного тертя і пов'язаного з ним зношування, а також низький ККД.

Точність гвинтової пари ковзання визначається в основному гвинтом, а зношування гайки мало впливає на її кінематичну точність, тому матеріал ходового

гвинта повинен забезпечувати тривале збереження точності. Це досягається його високою поверхневою твердістю. Для виготовлення гвинтів застосовують такі матеріали:

– азотовані сталі 40ХФА, 18ХГТ поліпшують (гартування і високий відпуск $H=53\dots58HRC_e$), які після азотування на глибину 0,5 мм забезпечують високу зносостійкість і стабільність розмірів;

– високовуглецеві сталі 8ХВ, ХВГ, 7ХГ2ВМ, У10А, У12А – для ходових гвинтів без зміцнення термічною обробкою;

– середньовуглецеві сталі 45, 50 – для невідповідальних гвинтів, без зміцнення термічною обробкою.

Гайки для ходових гвинтів прецизійних верстатів виготовляються з олов'яних бронз БрОФ10-0,5 або БрОЦ6-6-3; для невідповідальних передач – з антифрикційного чавуну. З метою заощадження олов'яної бронзи великі гайки виконують біметалевими, тобто у сталевий корпус відцентровим способом заливають бронзу, на який потім нарізають різь.

Ходові гвинти 1 (рис. 6.9) виконують зі стандартною різью трапецієподібного профілю (кут профілю 30°). Перевагою цієї різі порівняно з різью прямокутного профілю є можливість її фрезерування і шліфування; недоліком – виникнення похибок кроку у разі радіального биття ходового гвинта верстата і поперечних коливань від прогину під дією власної ваги. Тому у прецизійних верстатах застосовують різі з меншим кутом профілю ($10\dots20^\circ$). Іншим способом підвищення точності гвинтових передач є застосування у гайки центруючих втулок 3[25].

Для регулювання і усунення зазору у різі гайку виконують з двох частин 2, одна з яких нерухомо закріплена до столу або супорта, а інша може зміщуватись в осьовому напрямку. Змінюючи товщину прокладки 4, встановленої між гайками, в передачі можна повністю усунути зазор. Іншим способом усунення зазору в передачах є зміна відносного кутового положення гайок у разі сталого осьового їх розташування.

Передачі гвинт-гайка ковзання розраховують на зносостійкість. Розрахунок полягає у визначенні середнього тиску на робочих поверхнях різі

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot H \cdot L \cdot k_p / p_x}, \quad (6.30)$$

де Q – тягова сила; d – середній діаметр різі; H – робоча висота профілю різі; L – довжина гайки; k_p – кількість заходів різі; p_x – крок ходового гвинта.

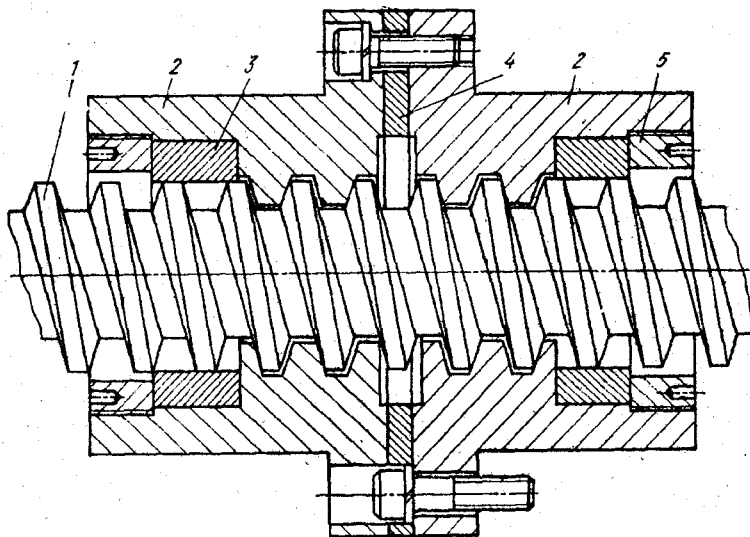


Рис. 6.9. Передача гвинт-гайка ковзання

У залежності від вимог, які ставляться до точності гвинтової пари, допустимі значення середнього тиску не повинні перевищувати 3...12МПа.

6.3.3. Передача гвинт-гайка кочення

Гвинт-гайка кочення є основним видом тягового пристрою в приводах подач верстатів з ЧПК, а також універсальних верстатів. Деколи така передача застосовується в приводах головного руху верстатів з поступально-зворотним рухом, отже у протяжних з невеликою силою протягування.

Реалізувати кочення у передачі гвинт-гайка можна застосуванням трьох різевих роликів з фіксованими у гайки осями обертання. Така передача не одержала широкого розповсюдження у зв'язку з конструктивною складністю здійснення попереднього натягу. Переважне розповсюдження одержали кулькові передачі гвинт-гайка з суцільним потоком кульок, які циркулюють по замкненій траєкторії.

Кулькова передача складається з гвинта 1 (рис. 6.10), гайки 2, комплекта кульок 3 і пристрою 4 для повернення тіл кочення, канал якого з'єднує перший і останній (або проміжний) витки гайки. В результаті забезпечується можливість неперервної циркуляції тіл кочення.

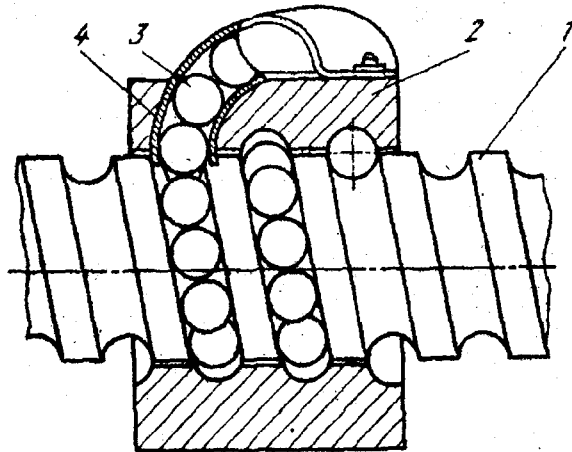


Рис. 6.10. Схема кулькової передачі гвинт-гайка кочення

Конструкція передачі залежить від профілю різі, способу повернення кульок, від їх комплектування і методу регулювання зазору. Найбільше розповсюдження має півкруглий профіль (рис. 6.11, а) як найпростіший. Для усунення зазору або здійснення натягу необхідно мати додатковий пристрій, який зсуває гвинт відносно гайки вздовж осі. Цей недолік відсутній в арковому профілі (рис. 6.11, б), який має всі переваги півкруглого профілю і дає змогу здійснювати передачу без зазору або з натягом, якщо використати кульки діаметром більшим від номінального.

Співвідношення радіусів кульок і жолоба для півкруглого профілю $r_1/r_2 = 0,95 \dots 0,97$, для аркового $r_1/r_2 = 0,83 \dots 0,87$.

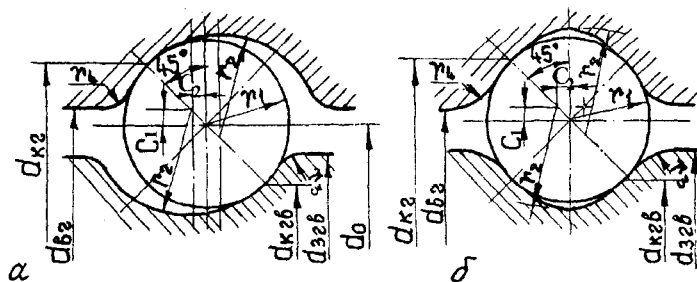


Рис. 6.11. Профілі різі гвинта і гайки кулькових гвинтових пар:

а – півкруглий; б – арковий

Розмірний ряд передач, який використовується у верстатобудуванні (табл. 6.1).

6.1. Основні розміри (в міліметрах) передач гвинт-гайка кочення і профілів різей (див рис. 6.11)

d_0	p_x	d_1	r_1	r_2	r_3	r_4	$d_{к.ГВ}$	$d_{з.ГВ}$	$d_{к.Г}$	$d_{в.Г}$	$C_1 = C_2$
20	4	2,5	1,25	1,30	0,25	0,2	18,23	19,3	21,77	20,3	0,035
25	5	3,0	1,5	1,56	0,3	0,2	22,88	24,2	27,12	25,4	0,042
30	6	3,5	1,75	1,82	0,4	0,3	27,53	29,0	32,47	30,5	0,049
30	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	25,76	28,2	34,24	30,9	0,085
35	6	3,5	1,75	1,82	0,4	0,3	32,53	34,0	37,47	35,5	0,049
35	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	30,76	33,2	39,24	35,9	0,085
40	6	3,5	1,75	1,82	0,4	0,3	37,53	39,0	42,47	40,5	0,049
40	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	35,73	38,2	44,24	40,9	0,085
45	8	5,0	2,5	2,60	0,5	0,4	41,46	43,5	48,54	45,7	0,070
45	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	40,05	42,9	49,95	46,0	0,099
50	8	5,0	2,5	2,60	0,5	0,4	46,46	48,5	53,54	50,7	0,070
50	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	45,05	47,9	54,95	51,0	0,099
60	8	5,0	2,5	2,60	0,5	0,4	56,46	58,5	63,54	60,7	0,070
60	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	55,05	57,9	64,95	61,0	0,099
70	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	65,76	68,2	74,24	70,9	0,085
70	16	10	5,0	5,20	1,0	0,7	62,93	67,0	77,07	71,5	0,140
80	10	6,0	3,0	3,12	0,6	0,4	75,76	78,2	84,24	80,9	0,085
80	16	10	5,0	5,20	1,0	0,7	72,93	77,0	87,07	81,5	0,140
90	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	85,05	87,9	94,95	91,0	0,099
90	20	12	6,0	6,24	1,2	0,9	81,52	86,4	98,48	91,8	0,170
100	12	7,0	3,5	3,64	0,7	0,5	95,05	97,9	104,95	101,0	0,099
100	20	12	6,0	6,24	1,2	0,9	91,52	96,4	108,48	101,8	0,170

Складність конструкції і виготовлення гайок визначається способами повернення кульок [25]:

– кульки 3 (рис. 6.12, *a*) для повернення виводять із контактування з поверхнею гвинта 5 відбивачами 4 і спрямовуються по каналу повернення 2, розташованому у тілі гайки 1. Як канали повернення використовують зігнуті трубки, профрезеровані на зовні або з торців гайки пази, просвердлені осьові отвори та ін. Позитивні якості пристрою: компактність і технологічність. Недоліки: необхідність здійснення повороту кульок на малому радіусі на початку каналу; неможливість здійснення декількох замкнених циркулівних потоків кульок, які б ускладнювали їх проштовхування;

– канал повернення, який з'єднує два сусідні витки гайки, виконаний у вигляді спеціальної вкладки 3 (рис. 6.12, *б*), яка спрямовує кульки 2 із западини одного витка до западини сусіднього, куди вони прямують, перевалюючись через виступ різі гвинта 1. Вкладка 3 встановлюється у вікно гайки 4, яких виконують три, чотири або шість і які розташовані відповідно під кутом 120, 90, 60°. Переваги пристрою: малі радіальні розміри і довжина каналу повернення; відсутність відбивачів. Недолік – неможливість здійснення передачі з багатозахідною різью.

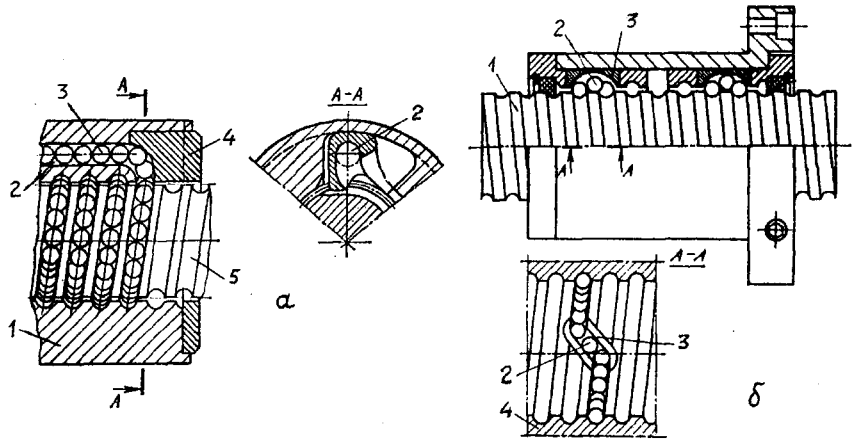


Рис. 6.12. Пристрої повернення кульок: *a* – через аксіальний отвір у гайці;
б – через канал, виконаний у вкладці

Комплектування кульок має важливе значення, оскільки їх швидкості у точках торкання між собою протилежні за напрямком. За невеликої довжини циркулівного ланцюга негативний вплив торкання незначний. За великої кількості

витків між робочими кульками розташовують менші за діаметром (на 0,025...0,075 мм) сепараторні (відокремлювальні) кульки. На відміну від робочих їх бажано виготовляти з матовою або оксидованою поверхнею. Слід мати на увазі, що навантажувальна здатність таких передач вдвічі нижча, ніж передачі зі всіма робочими кульками. Але така передача менше нагрівається під час роботи, а відповідно довговічніша і точніша.

Усунення зазору і створення попереднього натягу зводяться до змінення положень двох гайок:

– натяг регулюють за допомогою набору тонких прокладок 1 (рис.6.13, а). Ця конструкція проста, але таким способом важко точно (1...2 мкм) відрегулювати натяг;

– одна з гайок 2 (рис. 6.13, б) рухома і за рахунок підтискання в осьовому напрямку пружинами 1 створюється натяг. Ця конструкція складна і менш жорстка, ніж попередня;

– гайки 1, 2 (рис. 6.13, в) мають зубчасті вінці, які входять у відповідні внутрішні зубчасті вінці стакану 3. Кількість зубців вінців відрізняється на одиницю (наприклад 99 і 100), тому повертання гайок в один бік на один зубець осьове переміщення профілів різі складає частку від мікрометра і забезпечує можливість регулювання необхідного натягу. Ця конструкція дає змогу здійснити тонке регулювання і має високу жорсткість, оскільки вона не має різевих з'єднань.

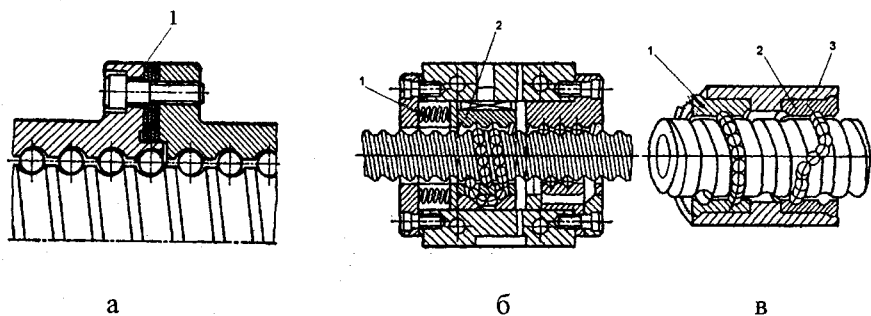


Рис. 6.13. Способи регулювання зазору і створення натягу в передачах гвинт-гайка кочення; а, б – осьовим зміщенням півгайок; в – взаємним поворотом півгайок

Основними перевагами передачі гвинт-гайка кочення є:

– низькі втрати на тертя; ККД складає 0,9 ... 0,95 (для порівняння гвинт-гайка ковзання має ККД 0,2 ... 0,4);

– малий обертовий момент на ходовому гвинті в наслідок високого ККД (див. формулу 6.29);

– можливість усунення зазору у передачі, і створення натягу, підвищує жорсткість у 2,5 ... 3 рази у порівнянні з жорсткістю передачі гвинт-гайка ковзання;

– майже повна незалежність сили тертя від швидкості і дуже мале тертя спокою, яке сприяє забезпеченню стійкого (рівномірного) руху;

– низьке зношування та відповідно тривале збереження точності;

– низьке тепловиділення, яке знижує температурні деформації гвинта і підвищує точність обробки;

– можливість забезпечити мікропереміщення.

Недоліки передачі:

– відсутність самогальмування;

– складність виготовлення і висока вартість;

– недостатнє демпфірування;

– необхідність надійного захисту від стружки та пилу.

Ходові гвинти виготовляють зі сталі ХВГ з об'ємним гартуванням, гайки зі сталі 9ХС, ШХ15, ХВГ, а також цементованих сталей 18ХГТ, 12Х2Н3А, 12Х2Н4А з гартуванням і відпуском на твердість $H=61\text{HRC}_e$.

Розрахунок тягового пристрою. Для розрахунку обирають навантаження за найбільш важких умов обробки (наприклад, у разі чорнового точіння на токарному верстаті, фрезерування торцевою фрезою на фрезерному верстаті та ін.).

Розрахунок гвинта на поздовжню стійкість. Діаметр гвинта, виміряного по центрах кульок, см, визначають за формулою Ейлера:

$$d_0 = 4 \sqrt{\frac{64 \cdot F \cdot (k_{\text{вн}} \cdot l)^2}{\pi^3 \cdot E}}, \quad (6.31)$$

де F – максимальна поздовжня стискальна сила; $k_{\text{вн}}$ – коефіцієнт, який враховує спосіб вправлення кінців гвинта; l – максимальна відстань між гайкою і опорою гвинта, см.; E – модуль пружності першого роду.

Основні способи вправлення кінців гвинта: один кінець жорстко затиснутий, а інший вільний ($k_{\text{вн}} = 2$); обидва кінці розташовують на суглобних опорах ($k_{\text{вн}} = 1$); один кінець затиснутий, а інший розміщений на суглобній опорі і може зміщатися в осьовому напрямку ($k_{\text{вн}} = 0,7$); обидва кінці затиснуті ($k_{\text{вн}} = 0,5$). Частіше за все у верстатах використовують два останніх способи вправлення опор.

Розрахунок за критичною частотою обертання. За високої частоти обертання гвинт може втратити стійкість руху, яка характеризується появою вібрації за деякої критичної частоти. На кожний елемент dx вала діє відцентрова сила:

$$F_{\text{відш}} = m\omega^2 y dx, \quad (6.32)$$

де m – маса одиниці довжини гвинта; ω – кутова швидкість; y – прогин гвинта. Вважаючи цю силу рівномірно розподіленим навантаженням, одержимо

$$\frac{E \cdot J_0}{k_{\text{вн}}^2} \cdot \frac{d^4 y}{dx^4} = m \cdot \omega^2 \cdot y, \quad (6.33)$$

де J_0 – момент інерції перерізу гвинта.

Після розв'язку цього рівняння і перетворень, одержимо

$$d_0 = 10^{-7} \cdot k_{\text{вн}} \cdot l^2 \cdot n_{\text{гв}}, \quad (6.34)$$

де $n_{\text{гв}}$ – частота обертання гвинта, хв^{-1} ;

$$n_{\text{гв}} = \frac{10^3 k \cdot v_{\text{доп}}}{p_x}, \quad (6.35)$$

де $k = 1, 2, \dots, 1, 25$ – коефіцієнт неспівпадання частоти обертання гвинта з частотою його власних коливань; $v_{\text{доп}}$ – швидкість допоміжного переміщення, м/хв ; p_x – крок ходового гвинта, мм .

Розрахунок на жорсткість. Діаметр гвинта залежить від жорсткості приводу і його елементів. Податливість приводу

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_{\text{гв}}} + \frac{1}{j_{\text{м}}} + \frac{1}{j_{\text{оп}}}, \quad (6.36)$$

де $j_{\text{гв}}$ – жорсткість гвинта; $j_{\text{м}}$ – жорсткість гвинтового механізму; $j_{\text{оп}}$ – жорсткість опор гвинта (підшипників, кронштейнів та ін.).

У разі вибору жорсткості приводу перш за все повинна бути прийнята до уваги його динаміка. Як свідчить досвід експлуатації верстатів з ЧПК, для усунення резонансу і забезпечення необхідного запасу стійкості власна частота коливань механічної частини приводу повинна перевищувати в 3 ... 3,5 разів перевищувати частоту імпульсів замкненої слідкуючої системи контролю. Остання звичайно складає 10 ... 25 Гц (менші значення для великих верстатів, більші – для середніх і малих).

Якщо задатись власною частотою $f_{вл}$ коливань стола або супорта, можна визначити необхідну жорсткість приводу, яка переміщує одномасову систему з одною степінню рухомості,

$$j = (2 \cdot \pi \cdot f_{вл})^2 \cdot m_1, \quad (6.37)$$

де m_1 – маса системи, яка переміщується (вузол, гвинт, заготовка).

Знаючи жорсткість j приводу, з рівняння (6.34) можна визначити необхідний діаметр гвинта d_0 . Для гвинта, один кінець якого затиснутий, а інший знаходиться у суглобній опорі

$$j_{гв} = \frac{\pi d_0^2 E}{4l}. \quad (6.38)$$

Для гвинта, у якого обидва кінці затиснуті і сприймають осьове навантаження, мінімальна жорсткість

$$j_{гв} = \frac{\pi d_0^2 E}{l}. \quad (6.39)$$

Жорсткість кулькового гвинтового механізму з попереднім натягом і поверненням кульок через вкладку (див. рис. 6.12,б) (коли $r_1/r_2 = 0,96$; $d_1/p_x = 0,6$; кути контакту $\varphi = 45^\circ$ і $E = 2,1 \cdot 10^4$ кН/см²)

$$j_m = 6k_r \cdot i_r \left(\frac{d_0}{p_x} - 1 \right) \cdot \sqrt[3]{P_H \cdot s}, \quad (6.40)$$

де $k_r = 0,3 \dots 0,5$ – коефіцієнт, який враховує похибки виготовлення гайки і пружні деформації у неї і на її стиках; i_r – кількість робочих витків у гайці; r_1, d_1 – радіус і діаметр кульок; r_2 – радіус профілю різи; P_H – сила натягу, яка припадає на одну кульку, даН; s – початкова осьова деформація, см.

Мінімальна допустима сила натягу, яка припадає на одну кульку, яка гарантує відсутність зазору у механізмі у разі дії на гвинт поздовжнього навантаження Q ,

$$P_{Hmin} = \frac{Q}{2k_p \cdot z_b \cdot i_r \sin \varphi}, \quad (6.41)$$

де $k_p = 0,8...0,9$ – коефіцієнт, який враховує похибки кроку різі і конусність гайки; z_b – кількість робочих кульок в одному витку гайки.

$$P_{H\max} = P_{\text{доп}} \left(1 - 0,55 \frac{Q}{Q_{\text{доп}}} \right), \quad (6.42)$$

де $P_{\text{доп}}$ – граничне допустиме статичне навантаження на одну кульку; $P_{\text{доп}} = k_\sigma d_1^2$; k_σ – коефіцієнт, який залежить від допустимого контактного напруження σ_H : коли $\sigma_H = 2500, 3000, 3500$ і 3800 МПа, коефіцієнт $k_\sigma = 2; 3,5; 5,5$ і $6,2$ відповідно; таким чином, $Q_{\text{доп}} = k_p \cdot z_b \cdot i_r \cdot P_{\text{доп}} \sin \varphi$.

Для кулькових гвинтових механізмів звичайно приймають $\sigma_H = 3500...3800$ МПа. Попередній натяг P_H можна обирати в межах від $P_{H\min}$ до $P_{H\max}$ залежно від потрібної жорсткості і довговічності кулькового гвинтового механізму, а також враховуючи вплив теплових деформацій гвинта на точність верстата і тип датчика зворотного зв'язку. Звичайно $P_H = (1,5...2)P_{H\min}$.

Наближено жорсткість опор гвинта

$$j_{\text{оп}} = e_0 d_0, \quad (6.43)$$

де $e_0 = 5, 10$ і 30 для радіально-упорних, кулькових упорних і роликів упорних підшипників відповідно.

Тип опор гвинта обирають, виходячи з умов жорсткості, довговічності, частоти обертання гвинта і теплових деформацій.

Розрахунок на довговічність і статичну міцність. За розрахунку діаметра гвинта з умов довговічності визначають еквівалентне навантаження $F_{\text{екв}}$ і еквівалентну частоту обертання $n_{\text{екв}}$, які обумовлюють таку ж втомну міцність елементів механізму, що і всі змінні навантаження

$$F_{\text{екв}} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}}, \quad (6.44)$$

$$n_{\text{екв}} = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n},$$

де $F_1, F_2 \dots F_n$ – осьові навантаження (з врахуванням попереднього натягу), які діють на механізм; $n_1, n_2 \dots n_n$ – частоти обертання гвинта або гайки за дією навантаження; $t_1, t_2 \dots t_n$ – тривалості дії навантаження, які виражені у процентах ($t_1 + t_2 + \dots + t_n = 100\%$).

Тривалість роботи кулькового гвинтового механізму, об.,

$$L = \left(\frac{C_M}{F_{\text{екв}}} \right)^3 \cdot 10^6, \quad (6.45)$$

де C_M – динамічна вантажність (стале осьове навантаження, яке може витримати механізм на протязі 10^6 обертів).

У разі випробування гвинтового механізму на протязі 10^6 обертів приймають час роботи $L_p = 500$ годин, $n = 33,3$ хв $^{-1}$. З урахуванням способу навантаження і твердості гвинтових поверхонь за формулою (6.45) маємо

$$C = \left(\frac{L}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{F_{\text{екв}}}{i_{\Gamma}} = \left(\frac{L p n_{\text{екв}}}{500 \cdot 33,3} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{F_{\text{екв}}}{i_{\Gamma}} = \frac{f_h f_H}{f_n f_T} \cdot \frac{F_{\text{екв}}}{i_{\Gamma}}, \quad (6.46)$$

де $f_h = \sqrt[3]{\frac{L_p}{500}}$; $f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_{\text{екв}}}}$; C – динамічна вантажність одного витка різі; f_H –

коефіцієнт, який враховує спосіб навантаження: за рівномірного обертання без ударних навантажень $f_H = 1,0 \dots 1,2$, за середніх умов роботи $f_H = 1,2 \dots 1,5$, за обертання з частими ударними навантаженнями $f_H = 1,5 \dots 2,5$; f_T – поправний коефіцієнт, який враховує твердість матеріалу: коли $H = 59 \dots 60 \text{ HRC}_c$ $f_T = 1$, коли $H = 55 \text{ HRC}_c$ $f_T = 0,7$, коли $H = 50 \text{ HRC}_c$ $f_T = 0,5$.

У разі призначення терміну служби гвинтового механізму L_p (години) слід враховувати завантаженість верстата, його розмір, ступінь складності складання і розбирання, вартість, моральне старіння та ін. Але зайвий запас по довговічності призводить до збільшення габаритів і вартості приводу. Тому за тривалість роботи орієнтовно приймають 10000 годин. Визначивши динамічну вантажність одного витка за формулою (6.46), за каталогом підбирають гвинтовий механізм з потрібним діаметром гвинта.

Динамічну вантажність C визначають експериментально. Для механізмів з поверненням кульок через вкладку може бути використана така наближена залежність: $C = (0,2 \dots 0,4) \cdot C_0$, де C_0 – статична вантажність робочого витка різі. Ця залежність є одним з основних показників якості гвинтових механізмів кочення. Статична вантажність

$$C_0 = k_0 d_1 (\pi d_0 - 3 p_x) k_p \sin \varphi \cos \alpha, \quad (6.47)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії різі.

6.3.4. Гідростатична передача гвинт-гайка

Прагнення усунути недоліки, які притаманні передачі гвинт-гайка ковзання і подолати технологічні складності, які пов'язані з виготовленням передачі гвинт-гайка кочення (особливо у довгих гвинтах), призвели до створення гідростатичної передачі гвинт-гайка, яка працює в умовах рідинного тертя [25].

Гідростатична передача гвинт-гайка реалізується так. Насосом олива під сталим тиском p_H по трубопроводу подається до дроселів 2 (рис. 6.14), далі олива через отвори спрямовується до кишень, які розташовані на гвинтових поверхнях різі гайки 1. Потім через зазори у різі і отвір 3 олива спрямовується на злив. Потрібний тиск регулюється переливним клапаном. У разі дії на гвинт 5 осьового навантаження зазор у різі з одного боку зменшується, з іншого – збільшується. Завдяки наявності дроселів 2 тиск в одній кишени збільшується, а в іншій – зменшується. Різниця тисків у кишнях забезпечує сприйняття осьового навантаження оливними шарами.

Перевагами гідростатичної передачі гвинт-гайка є:

- повна відсутність зношування, оскільки між робочими поверхнями різі гвинта і гайки створений оливний шар;
- передача фактично є беззazorною, оскільки зазори заповнені оливою, жорсткість якої за певних умов дуже висока: вона може перевищувати контактну жорсткість звичайної передачі гвинт-гайка ковзання;
- мале значення коефіцієнта рідинного тертя, яке трохи збільшується із зростанням швидкості, але це сприяє забезпеченню рівномірного руху;
- високий ККД передачі (до 0,99) навіть у порівнянні з передачею гвинт-гайка кочення (без врахування потужності насоса, який нагнітає оливу);

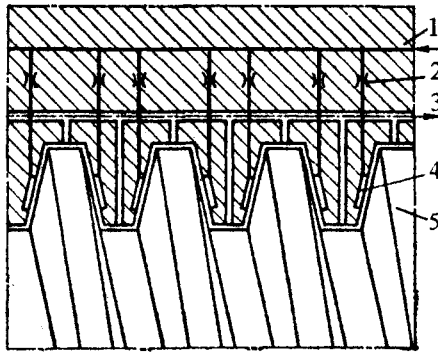


Рис. 6.14. Конструкція гідростатичної передачі гвинт-гайка

– можливість згладжування циклічних похибок гвинта або передавальних елементів кінематичного ланцюга зміною тиску оливи з одного та іншого боків гвинта;

– можливість виготовлення деталей передачі з легкооброблюваних, недефіцитних матеріалів (без гартування);

– профіль різи може бути простої форми, наприклад, трапецієподібний;

– добре демпфірування, можливість працювати у разі ударних навантажень.

Недоліки передачі:

- складність циркуляційної системи змащування;
- високі вимоги до якості фільтрації оливи;
- відсутність самогальмування;
- необхідність стабілізації температури оливи для зменшення температурних деформацій гвинта.

Рекомендовані розміри гідростатичних передач гвинт-гайка і основні їх характеристики наведені в табл. 6.2.

6.2. Основні параметри гідростатичних передач гвинт-гайка

Зовнішній діаметр d_4 , мм	Крок різи, мм	Висота профілю H , мм	Навантажувальна здатність кН, коли $p_n = 3$ МПа,	Жорсткість j , кН/мкм	Момент тертя T , Н·см
40	8	6	5	0,7	0,27
60	10	8	10	1,5	1,47
80	12	10	16,5	2,5	3,7
100	16	12	22,5	3,4	9,2
120	20	16	33	5	20

Примітка. Навантажувальна здатність відповідає тиску $p_n = 3$ МПа і відносному змінненню зазору $\varepsilon = 0,5$: жорсткість підрахована, коли $h_{\min} = 20$ мкм і

$\varepsilon < 0,3$; кількість витків на довжині гайки прийнято рівним 8; момент тертя підрахований для оливи індустріальна 45 ($\mu = 250$ мПа·с коли $t = 20^\circ\text{C}$).

Розрахунок передачі

Навантажувальну здатність гідростатичної передачі гвинт-гайка визначають на підставі рівняння рівноваги

$$Q = \cos \alpha \cdot \cos \beta F_{\text{еф}} (p_1 - p_2), \quad (6.48)$$

де α – кут підйому витка різи по середньому діаметру; β – половина кута профілю; $F_{\text{еф}}$ – ефективна площа бічної сторони профілю; p_1, p_2 – тиски у протилежних кишнях.

Різниця тисків у кишнях створюється під дією тягової сили зміною початкової величини зазору $\varepsilon = (h_0 - h_1) / h_0$.

Маючи на увазі, що $2h_0 = h_1 + h_2$, де p_0 – початковий тиск у кишні (коли $Q = 0$); p_H – тиск від насоса.

Для наближених розрахунків із урахуванням впливу похибок виготовлення різи можна визначити навантажувальну здатність

$$Q = \varepsilon \cos \alpha \cdot \cos \beta p_H F_{\text{еф}}, \quad (6.49)$$

до того ж ефективна площа залежить від геометричних параметрів різи

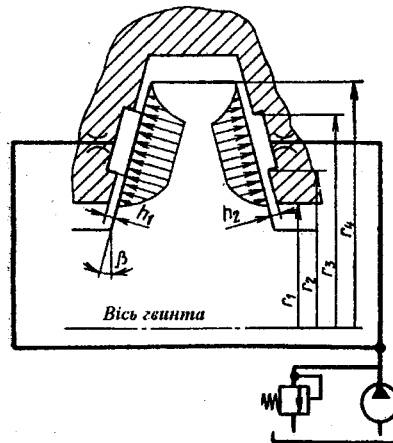


Рис. 6.15. Розрахункова схема гідростатичної передачі гвинт-гайка

$$F_{\text{еф}} = \pi z \left(\frac{r_4^2 - r_3^2}{2 \ln r_4 / r_3} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 \ln r_2 / r_1} \right), \quad (6.50)$$

де $Z_B = L / p_x$ – кількість витків на довжині гайки; r_1, r_2, r_3, r_4 – радіуси ділянок на бічній поверхні різі (рис. 6.15).

Значення параметрів різі і навантажувальної здатності рекомендованих профілів гідростатичної передачі гвинт-гайка наведені у табл. 6.2.

Жорсткість мастильного шару у гідростатичній передачі гвинт-гайка може бути одержана диференціюванням навантажувальної здатності

$$j = \frac{dQ}{dh_1} = -3 \frac{p_H F_{\text{еф}}}{h_0}. \quad (6.51)$$

Мінімально досягнута величина бічного зазору у різевому з'єднанні за ретельного притирання знаходиться у межах $h_{\text{min}} = 10 \dots 15$ мкм. Тиск оливи доцільно обирати не більше $p_H = 3 \dots 4$ МПа.

Втрати на тертя у гідростатичній передачі гвинт-гайка обумовлені в'язким тертям і дуже малі. Обертний момент тертя (Н·см) може бути підрахований за виразом

$$T_T = \frac{\pi^2 n \mu Z_B}{3 \cdot 10^8 h_0 \cos^2 \beta \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4}{1 - \varepsilon^2}, \quad (6.52)$$

де n – частота обертання гвинта, хв^{-1} ; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с. Коли $\varepsilon = 0$ момент тертя (Н·см) приймає найбільше значення,

$$T_T = 1,7 \cdot 10^{-8} \frac{n \mu Z_B}{h_0} r_4^4. \quad (6.53)$$

Значення момента в'язкого тертя для оливи індустріальна 45 і $h_0 = 20$ мкм наведені у табл. 6.2.

Потужність, яка витрачається на тертя

$$P_T = 0,33 \cdot 10^{-8} \frac{n^2 \cdot \mu \cdot Z_B}{h_0 \cos^2 \beta \cdot \cos \alpha} (r_4^4 - r_3^4 + r_2^4 - r_1^4). \quad (6.54)$$

6.3.5. Кулачкові механізми

В приводах подач автоматів і напівавтоматів широко застосовують кулачкові механізми. Кулачки можуть бути зв'язані з рухомим робочим органом безпосередньо (рис. 6.16, а) або через проміжну передачу (рис. 6.16, б). В другому випадку кулачок 1 знаходиться в контакті з роликком двоплечого важеля 2, який має у верхній частині зубчастий сектор, котрий знаходиться в зачепленні з рейкою 3. Під час повороту важеля з сектором навколо точки О супорт переміщається у напрямку стрілки. Пружина 4 забезпечує контакт ролика з кулачком і здійснює зворотній хід супорта [23].

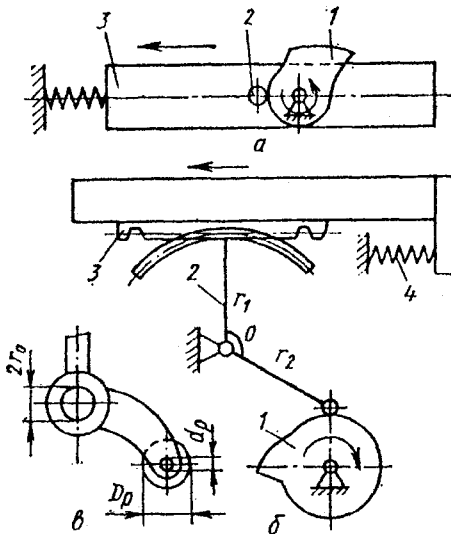


Рис. 6.16. Кулачкові механізми

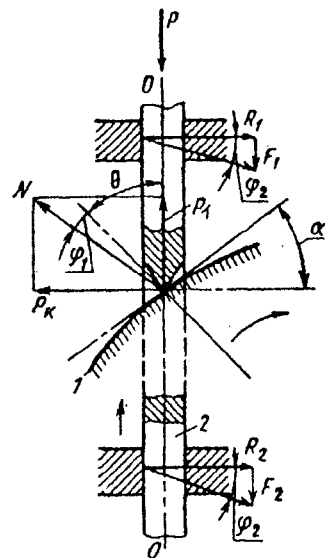


Рис. 6.17. Схема розрахунку кулачкового механізму

Переміщення робочого органу (м) для передачі, зображеної на рис. 6.16,а, становить

$$l = \Delta R \theta, \quad (6.55)$$

а для передачі, зображеної на рис. 6.16, б

$$l = \Delta R \theta i_B, \quad (6.56)$$

де θ – кут повороту, рад; ΔR – величина підйому (м) кривої профілю кулачка під час повороту його на 1 рад; $i_B = r_1/r_2$ – передавальне відношення важільного механізму.

Профілі кулачків залежать від прийнятого закону руху виконавчого органу. Робочі ділянки профілю, які здійснюють рівномірне переміщення робочого органу (наприклад, рух подачі), окреслюють за спіраллю Архімеда. Працездатність кулачкового механізму залежить від низки прийнятих параметрів, головним з яких є кут тиску.

Розглянемо елементарний механізм (рис. 6.17), який складається з кулачка 1 і спряженого з ним штовхача 2, який одержує прямолінійне переміщення у циліндричних опорах. Припустимо, що центр обертання кулачка лежить на продовженні осі OO . Нехай P – сила, яку повинен подолати кулачковий механізм. Під час роботи в точці торкання кулачка і штовхача виникає сила, яка відхиляється за напрямком від нормалі на кут тертя φ_1 . Розкладаємо цю силу на дві складові – P_K і P_1 . Перша являє собою колову силу на кулачці, а інша долає силу P і силу тертя F , яка виникає у напрямних штовхача. Під дією сили P_K в опорах штовхача виникають реакції R_1 , R_2 і сили тертя F_1 , F_2 . Якщо φ_2 – кут тертя, то величини сили тертя

$$F = F_1 + F_2 = R_1 \operatorname{tg} \varphi_2 + R_2 \operatorname{tg} \varphi_2 = (R_1 + R_2) \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 = P_K \operatorname{tg} \varphi_2. \quad (6.57)$$

Вертикальна складова

$$P_1 = P + F_1 + F_2 = P + P_K \operatorname{tg} \varphi_2 = P_K \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1). \quad (6.58)$$

Звідси потрібна колова сила на кулачці

$$P_K = \frac{P}{\operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) - \operatorname{tg} \varphi_2}. \quad (6.59)$$

Кут θ між дотичною до профілю кулачка і нормаллю до осі штовхача називають кутом тиску. За великих значеннях θ колова сила може бути настільки великою, що виникаючі під її дією реакції R_1 , R_2 і сили тертя в опорах штовхача F_1 , F_2 виявляться непереборними навіть за незначної сили P . В цьому випадку може відбутися заклинювання кулачкового механізму. Для уникнення цього, кут θ має бути обмеженим.

Працездатність кулачкового механізму характеризується коефіцієнтом надійності

$$k_H = \operatorname{tg}\theta_3 / \operatorname{tg}\theta, \quad (6.60)$$

де θ_3 – кут тиску, за якого відбувається заклинювання.

Зі схеми дії сил маємо

$$N = \frac{P_K}{\sin(\theta + \varphi_1)} = \frac{P}{\cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1)\operatorname{tg}\varphi_2}. \quad (6.61)$$

Після перетворення одержимо

$$\frac{N}{P} = \frac{1}{\cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1)\operatorname{tg}\varphi_2} = \frac{\cos\varphi_2}{\cos(\theta + \varphi_1 + \varphi_2)} = \varepsilon. \quad (6.62)$$

Функціональна залежність між ε і k_H характеризує роботу кулачкового механізму. Номограма залежності $\varepsilon - f(k_H)$ (рис. 6.18) дає змогу за заданою сумою коефіцієнтів $f_1 = \operatorname{tg}\varphi_1$ і $f_2 = \operatorname{tg}\varphi_2$ знайти оптимальне значення коефіцієнта надійності k_H і кут тиску θ .

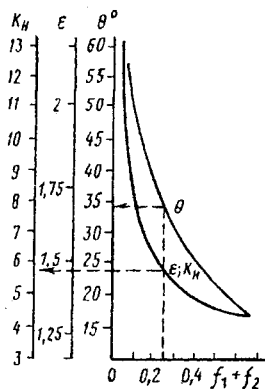


Рис. 6.18. Номограма для розрахунку кулачкових механізмів

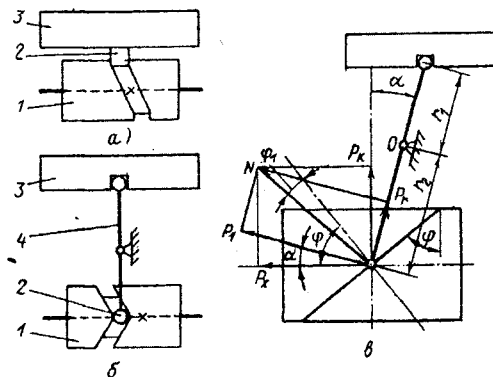


Рис. 6.19. Елементарний механізм з циліндричним кулачком

Наприклад, $f_1 + f_2 = 0,25$; тоді за номограмою (вказані штриховими лініями) знаходимо: $\theta = 35^\circ$, $\varepsilon = 1,47$ і $k_H = 5,9$. Якщо прийняти інші схеми кулачкового механізму, то замість f_1 і f_2 приймають $f_{13В}$ і $f_{23В}$ – зведені коефіцієнти тертя. Наприклад, якщо замість штовхача у контакті з кулачком буде знаходитись ролик (див. рис. 6.16, б, в), то

$$f_{13В} = f_1 \frac{d_p}{D_p}, \quad (6.63)$$

де d_p , D_p – діаметри відповідно цапфи і ролика.

Значення $f_{23В}$ для передачі, зображеної на рис. 6.16, а, дорівнює f_2 , а з проміжною передачею (див. рис. 6.16, б) за передавального відношення її важелів $r_1 / r_2 = 1$

$$f_{23В} = f_2 \frac{r_0}{r_2}, \quad (6.64)$$

де r_0 – радіус цапфи (див. рис. 6.16, в).

Механізми з циліндричним кулачком (рис. 6.19) подібні гвинтовій передачі. Кулачок 1 має гвинтову робочу поверхню, в контакті з якою знаходиться ролик 2, який безпосередньо зв'язаний з веденим елементом 3 (рис. 6.19, а) або з проміжною передачею, наприклад, у вигляді важеля 4 (рис. 6.19, б). Швидкість руху робочого органа можна регулювати, змінюючи частоту обертання кулачка або кут підйому робочої поверхні.

Припустимо, що P (рис. 6.19, в) – сила, яку повинна подолати кулачкова передача. Під час роботи між кулачком і роликом виникає сила N , яка має дві складові: P_1 – коливаючу важель і P_r – сприймаючою опору O . З умови рівноваги $P \cos \alpha r_1 = P_1 r_2$. Звідси

$$P_1 = \frac{P r_1 \cos \alpha}{r_2}. \quad (6.65)$$

З трикутника сил

$$N = \frac{P_1}{\cos(\varphi - \alpha - \varphi_1)}, \quad (6.66)$$

де φ – кут підйому кулачка; α – кут, який визначає положення осі важеля; φ_1 – кут тертя ролика важеля по робочій поверхні кулачка.

Розкладаючи силу N на складові, які направлені вздовж осі кулачка і перпендикулярно до неї, одержимо силу P_1 , яка створює осьовий тиск, і P_K – колову силу на кулачці. Нехтуючи тертям в опорах, можна написати $P_K = N \sin(\varphi - \varphi_1)$. Підставляючи значення N з рівняння (6.66), одержимо

$$P_K = \frac{P_1 \sin(\varphi - \varphi_1)}{\cos(\varphi - \alpha - \varphi_1)}. \quad (6.67)$$

Якщо вісь важеля перпендикулярна осі кулачка (рис. 6.19, б), то

$$\alpha = 0 \text{ і } P_K = P_1 \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_1).$$

6.3.6. Електромагнітні механізми

Електромагнітні механізми тягових пристроїв ґрунтуються на створенні магнітного поля, під дією якого рухомий вузол переміщується вздовж напрямних.

Головними особливостями електромагнітних механізмів є такі:

- повна відсутність тертя і зношування, які забезпечують практично необмежену довговічність їх механічних частин;
- можливість автоматизації керування тяговим пристроєм, яке може бути використане паралельно з іншим типом тягового пристрою;
- обмежена величина тягового зусилля і низька жорсткість.

Електромагнітні тягові пристрої мають обмежене застосування у верстатах, але з розвитком науки і техніки область їх використання буде розширюватись [32].

Найперспективнішим є застосування лінійних електродвигунів для переміщення столів-супутників з оброблюваною деталлю від верстата до верстата, як в оброблюваній системі “Призма – 2” (ФРН) (рис. 6.20).

Застосування аеростатичних напрямних настільки знижує коефіцієнт тертя, що тягової сили лінійного електродвигуна 250...1000 Н вистарчає на переміщення вузлів масою 2,8 т зі швидкістю 20...60 м/хв. Тягова сила розганяє рухомий вузол зі сталим прискоренням

$$m \cdot a = Q - F, \quad (6.68)$$

де m – маса рухомого вузла; a – прискорення під час розгону; Q – тягова сила двигуна; F – сила тертя.

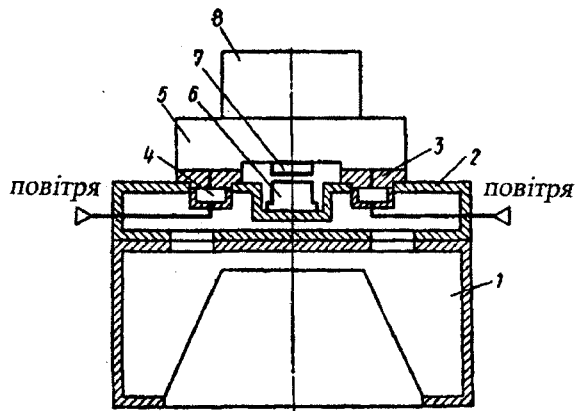
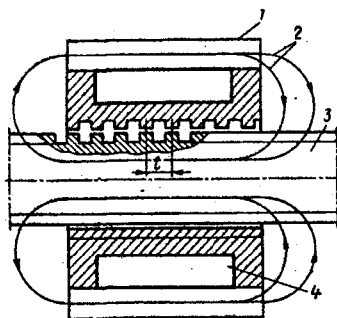


Рис. 6.20. Транспортний пристрій з лінійним електродвигуном для транспортування деталей на столах-супутниках: 1 – повітряні колектори; 2 – плита-супутник; 3 – лінійний двигун; 4 – якор; 5 – оброблювана деталь; 6 – напрямні; 7 – базова деталь; 8 – основа

Лінійні електродвигуни складно використати для точних розрахункових переміщень. Для цього можуть бути придатними здатися електромагнітні передачі гвинт-гайка (рис. 6.21), чер'як-рійка, із створенням тягової сили магнітним полем. Гайку 1 гвинтової пари обладнують котушкою 4, яка створює магнітне поле 2 між профілями різі гвинта 3 і гайки 1. Під час обертання гвинта і відповідному осьовому зміщенні виступів гвинта виникає поздовжня сила, яка намагається відповідно змістити гайку[32].



6.21. Схема електромагнітної передачі гвинт-гайка

6.3.7. Пристрої мікропереміщень

Механізми для малих переміщень застосовують у верстатах, призначених для фінішної обробки точних деталей, в системах автоматичного регулювання і адаптивного керування для здійснення малого імпульсу руху, який вимірюється десятими частинами мікрометра. Існують пристрої мікропереміщень, які ґрунтуються на різних фізичних і механічних властивостях матеріалів: пружносилової, магнітострикційній, термодинамічній, гідростатичній приводи. Найбільше розповсюдження у верстатах одержав *електромеханічний привід*, наприклад, з кроковим двигуном і передачею гвинт-гайка кочення (рис. 6.22) [25].

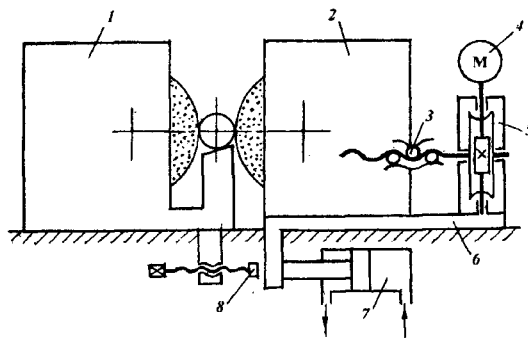


Рис. 6.22. Принципова схема безцентрового круглошліфувального верстата з пристроєм мікропереміщень

Швидке підведення каретки 6 шліфувального круга безцентрового круглошліфувального верстата здійснюється гідроциліндром 7 до упора 8. Робоча подача бабки 2 за врізного шліфування здійснюється від крокового двигуна 4 через безззорний редуктор 5 і кулькову гвинтову передачу 3. У разі зношення шліфувального круга за наскрізного шліфування контрольний автомат, який вимірює діаметр оброблених деталей на виході верстата, дає кроковому двигуну команду на підналагодження. Величина підналагоджувального імпульсу звичайно складає 0,3...0,5 мкм.

Жорсткість звичайних механізмів типу гвинтової пари часто виявляється недостатньою для забезпечення дуже точних малих переміщень. За певних умов повільний рух вузла переходить у стрибкоподібний з періодичними зупинками. Уникнути стрибкоподібного руху або зменшити його негативний вплив можна

покращенням характеристики тертя (використання гідростатичних і аеростатичних напрямних) або підвищенням жорсткості приводу. Тому у верстатобудуванні отримали розповсюдження спеціальні пристрої, які працюють без зазору і забезпечують дуже високу жорсткість приводу.

Пружносиловий привід мікроподачі передбачає використання важільного механізму 4 (рис. 6.23) і пружного суглоба 2, який складається з двох пластин, розташованих хрестоподібно. Рух від привода через беззазорну черв'ячну пару 5 передається на гвинт 3. Оскільки останній механізм розташований на коливному корпусі 1, передавальне відношення цілої системи дорівнює [32]

$$i = \frac{s_K}{s_{ГВ}} = \frac{R \cdot c}{a \cdot b}, \quad (6.69)$$

де s_K – переміщення осі шліфувального круга; $s_{ГВ}$ – осьове переміщення гвинта відносно гайки; R , a , b , c – довжина пліч важільного механізму.

Цей механізм забезпечує високу стабільність імпульсних переміщень на 0,1 мкм і плавність неперервної подачі зі швидкістю 0,01 мм/хв з полем розсіювання у межах 10%.

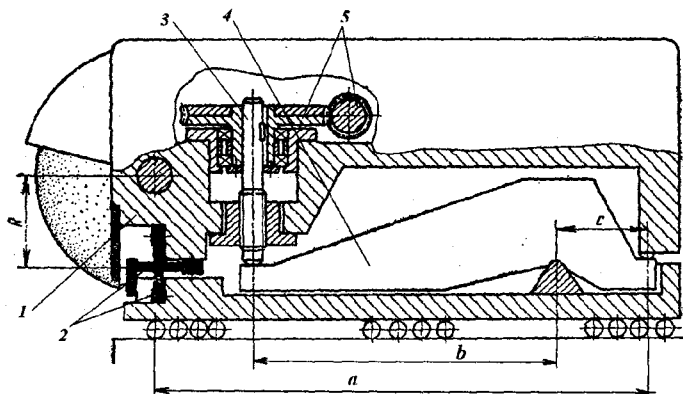


Рис. 6.23. Пружносиловий механізм мікропереміщень у приводі шліфувальної бабки прецизійного круглошліфувального верстата

Магнітострикційний привід заснований на використанні ефекту змінення довжини феромагнітного стрижня під дією магнітного поля. У спрощеному вигляді цей привід являє собою розміщений у магнітному полі стрижень, який закріплений одним кінцем до станини, а іншим – до рухомого вузла верстата. У

У разі зміни напруженості магнітного поля довжина стрижня змінюється. Величина магніострикційного видовження залежить від матеріалу і фізико-механічних властивостей стрижня і визначається напруженістю магнітного поля і довжиною намагнічуваної частини стрижня. Максимальне змінення довжини стрижня дорівнює

$$\Delta l_M = \lambda \cdot l, \quad (6.70)$$

де λ – відносне магніострикційне видовження; l – довжина намагнічуваної частини стрижня.

Магніострикційний привід відрізняється простотою і компактністю конструкції, має порівняно малу кількість стиків, внаслідок чого характеризується високою жорсткістю і малим тертям. Висока стабільність роботи, а також незначна інерційність приводу дають змогу застосовувати його у системах автоматичного регулювання для здійснення підналагоджувальних переміщень, компенсуючих зношення різального інструмента, температурні деформації та ін.

Суттєвим недоліком, який обмежує практичне використання магніострикційного приводу є порівняно мала величина відносного видовження, яка не перевищує 8...10 мкм на 100 мм довжини стрижня. У цих випадках, коли необхідна довжина ходу, яка значно перевищує вказану величину, застосовується магніострикційний привід з перехопленнями (рис. 6.24). Нікелевий стрижень 1 одним кінцем з'єднаний з бабкою 5 шліфувального круга і оснащений двома затискачами 2 і 4, інший кінець – вільний. На ділянці стрижня між затискачами розташовується котушка 3, яка створює магнітне поле.

У початкову мить затискач 4 закритий, затискач 2 відкритий, обмотка котушки 3 вимкнена. У разі вмикання котушки 3 до джерела постійного струму частина стрижня 1, яка розміщена між затискачами 2 і 4 намагнічується і його довжина зменшується зміщенням вільного кінця вправо. Потім закривається затискач 2,

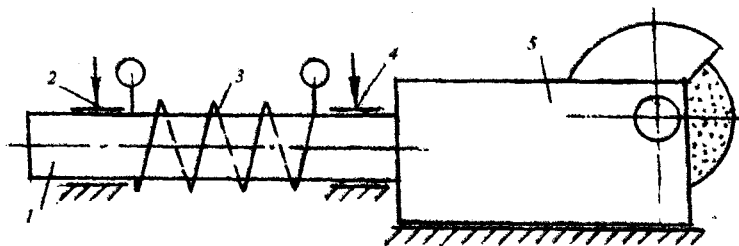


Рис. 6.24. Схема магніострикційного приводу з перехопленнями

відкривається затискач 4, вимикається обмотка котушки 3 і стрижень 1 подовжується у напрямку не затиснутого кінця, зміщуючи бабаку 5. Сумарне зміщення у разі повторення циклів намагнічування може знаходитись у межах вільної довжини стрижня.

Термодинамічний привід заснований на уздовженні і відповідному переміщенні вузла 5 верстата під час безпосереднього нагрівання порожнистого стрижня 1 (рис.6.25). У вихідне положення вузол повертається охолодженням стрижня 1 у разі пропускання мастильно-охолоджувальної рідини з системи охолодження через порожнину втулки 3, яка охоплює стрижень. Нагрівання стрижня 1 здійснюється з допомогою спіралі 2 або пропусканням електричного струму малої напруги і значної сили безпосередньо через стрижень. Кінці стрижня 1 для усунення шкідливого впливу можливих перекосів часто оснащують суглобами 4 для самовстановлення.

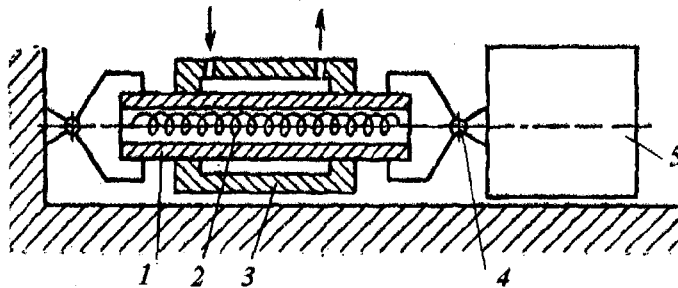


Рис. 6.25. Схема термодинамічного приводу

Основний недолік такого приводу пов'язаний з тим, що він є джерелом виділення тепла, яке може викликати шкідливі температурні деформації у спряжених деталях і вузлах. Тому навіть за умови надійного теплового ізолювання температуру нагрівання робочого стрижня доцільно обмежувати 80...100° С. Температурне подовження визначається за формулою

$$\Delta l_T = \epsilon \cdot l \cdot \Delta t, \quad (6.71)$$

де ϵ – коефіцієнт лінійного розширення; l – довжина ділянки стрижня, яка нагрівається; Δt – приріст температури. Для нікелевого стрижня ($\epsilon = 10^{-5} / 1^\circ \text{C}$) довжиною 100 мм подовження в 1 мкм можливе у разі нагрівання на 1° С.

До недоліків термодинамічного приводу слід також віднести його велику інерційність. Після вмикання нагрівального елемента проходить 0,2...1,8 с перше

ніж почнеться рух, а для скорочення стрижня на довжину $0,1...0,6$ мм потрібне інтенсивне охолодження на протязі $2...4$ с. Ці обставини обмежують можливу область використання термодинамічного приводу тими випадками, коли потрібно тонке, але рідко здійснюване у часі переміщення виконавчого механізму. Термодинамічний привід застосовують як регульований упор у шліфувальних і деяких інших верстатах, а також у системах автоматичного компенсування температурних похибок.

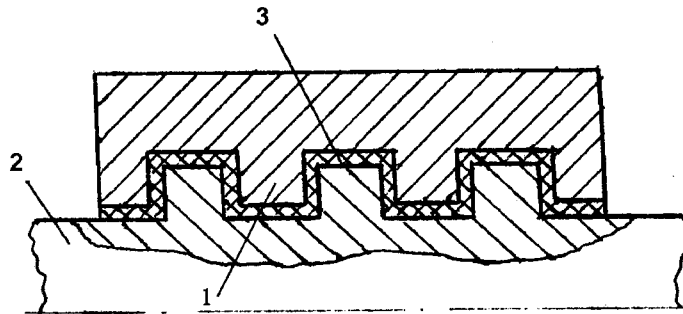


Рис. 6.26. Гвинтовий механізм для компенсаційних переміщень

Гвинтовий механізм з тонким шаром гуми. Конструкція механізму з проміжним тонким шаром гуми 3 (рис. 6.26), нерухомо з'єднаним з гайкою 1 і гвинтом 2, вигідно відрізняється за відносно малих взаємних переміщеннях деталей високим ККД, технологічністю виготовлення і малими габаритами.

Такі конструкції доцільні, наприклад, для компенсувальних пристроїв прецизійних верстатів.

Механізм з диференціальним гвинтом. Механізми з диференціальними гвинтами служать для здійснення поступального руху з дуже малими переміщеннями за один оберт гвинта. У разі вмикання робочої подачі одночасно обертаються в один і той же бік ходовий гвинт 1 (рис. 6.27) і зубчасте колесо z_3 , яке виконане за одно ціле з гайкою 2, вмонтованої в підшипнику 3.

Швидкість подачі визначається різницею частот обертання гвинта і гайки. У разі вмикання швидкого переміщення, обертання гвинта 1 вимикається муфтою 4 і фіксується гальмом 5, а обертається тільки гайка 2. Напрямок робочої подачі і швидкого переміщення змінюється реверсуваням електродвигуна М.

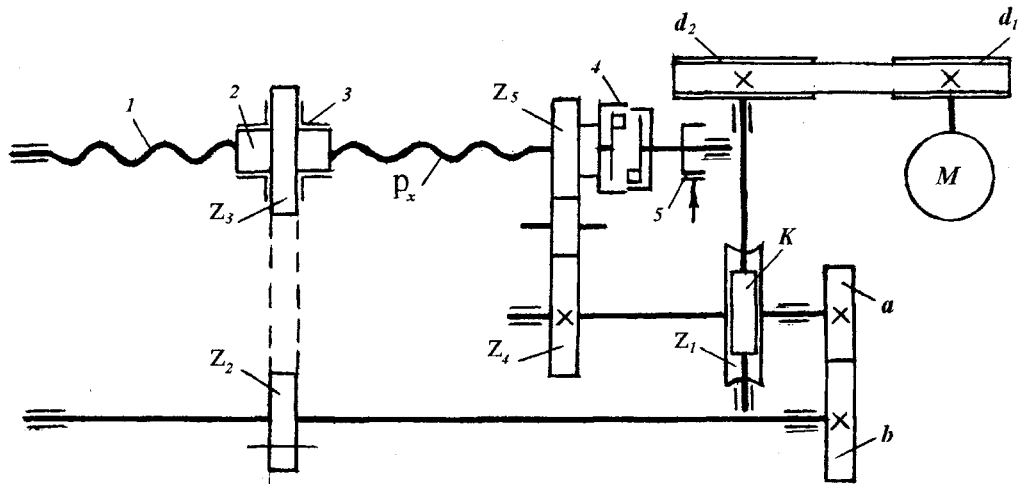


Рис. 6.27. Схема механізму з диференціальним гвинтом

Робоча подача відбувається ввімкненням муфти 4, її величина s_p (мм/хв) визначається так:

$$s_p = (n_r - n_{гв}) \cdot p_x;$$

$$n_r = n_e \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{k}{z_1} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{z_2}{z_3}; \quad n_{гв} = n_e \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{k}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_5};$$

$$s_p = n_e \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{k}{z_1} \cdot \left(\frac{a}{b} \cdot \frac{z_2}{z_3} - \frac{z_4}{z_5} \right) p_x, \quad (6.72)$$

де n_r – частота обертання гайки, хв^{-1} ; $n_{гв}$ – частота обертання ходового гвинта, хв^{-1} ; p_x – крок ходового гвинта, мм; n_e – частота обертання електродвигуна, хв^{-1} ; d_1/d_2 – передавальне відношення пасової передачі; k – кількість заходів черв'яка; z_1 – кількість зубців черв'ячного колеса; a/b – передавальне відношення гітари змінних коліс.

Якщо підібрати змінні зубчасті колеса так, щоб вираз в дужках був близький до нуля, можна одержати дуже малі подачі за великої частоти обертання гайки і гвинта.

Величина швидких переміщень v (м/хв) за нерухомого ходового гвинта 1 і гайки 2, яка обертається:

$$v = n_e \cdot \frac{d_1}{d_2} \cdot \frac{k}{z_1} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot p_x \cdot 10^{-3}. \quad (6.73)$$

7. БАЗОВІ ДЕТАЛІ І НАПРЯМНІ

7.1. ПРИЗНАЧЕННЯ БАЗОВИХ ДЕТАЛЕЙ І НАПРЯМНИХ

Базові деталі металорізальних верстатів служать для створення необхідного просторового розміщення вузлів, які утримують інструменти і оброблювану деталь, та забезпечують точність їх взаємного розташування під навантаженням. До базових деталей відносять станини, основи, колони, стояки, поперечини, повзуни, траверси, столи, каретки, супорти, планшайби, корпуси шпиндельних бабок та ін.

Напрявні забезпечують правильність траєкторії руху заготовки або інструмента. В багатьох випадках напрямні виконують як єдине ціле з базовими деталями. Базові деталі і напрямні повинні мати:

- початкову точність виготовлення всіх відповідальних поверхонь для забезпечення потрібної геометричної точності верстата;

- високу міцність і жорсткість, яка визначається контактними деформаціями рухомих і нерухомих стиків, місцевими деформаціями і деформаціями самих базових деталей;

- високі демпфівальні властивості, тобто здатність гасити коливання між інструментом і заготовкою від дії різноманітних джерел вібрації;

- довговічність, яка виражається в стабільності форми базових деталей і властивості напрямних зберігати початкову точність на протязі заданого терміну експлуатації;

- малі температурні деформації, з причин яких можуть відбутися відносні зміщення між інструментом і заготовкою;

- малі величини і сталі сили тертя, оскільки від цього залежить точність позиціонування вузлів верстата;

- малу металоміцність, зручність виготовлення і низьку вартість.

Ці вимоги можуть бути забезпечені за правильного вибору матеріалу, конструкції і відповідної технології виготовлення.

Конструювання базових деталей – це пошук компромісного рішення між суперечливих вимог: створення конструкцій жорстких, які мають малу масу; простих за формою, які забезпечують високу точність та враховують можливість ливарних технологій або зварювальних конструкцій.

7.2. КОНСТРУКТИВНІ ФОРМИ БАЗОВИХ ДЕТАЛЕЙ

У залежності від положення осі шпинделя верстата, станини бувають горизонтальні і вертикальні (стояки), на яких розташовують основні рухомі і нерухомі вузли верстата. Форма поперечного перерізу горизонтальних станин визначається вимогами жорсткості, розташуванням напрямних, умовами видалення стружки і охолоджувальної рідини, розміщенням в станинах різноманітних механізмів, агрегатів і резервуарів для оливи і охолоджувальної рідини.

Станини з подвійними стінками (рис. 7.1, б) в 1,3...1,4 рази жорсткіші [25], ніж станини з одинарними стінками (рис. 7.1, а).

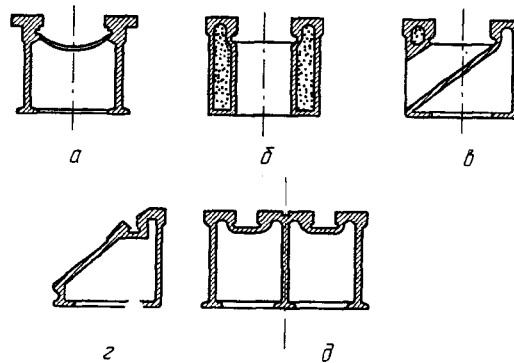


Рис. 7.1. Типи перерізів горизонтальних станин

Внутрішні порожнини між стінками часто роблять замкненими і залишають у них стрижневу суміш. Замкнений профіль має значно більшу жорсткість (особливо на кручення) ніж розімкнений, а сипкий матеріал в порожнинах підвищує демпфувальні властивості станини. В станині, яка зображена на рис. 7.1, в, стружка відводиться через вікна в задній стінці. Перерізи станин з похилою задньою стінкою і розташуванням напрямних на різному рівні (рис. 7.1, г) відрізняються високою жорсткістю і створюють хороші умови для відведення стружки, але в цьому випадку ускладнилась конструкція супортів. Перерізи станини зображеної на рис. 7.1, д мають важкі токарні, поздовжньо-стругальні, поздовжньо-фрезерні, розточувальні верстати.

Стояки, які сприймають навантаження в площині симетрії, зокрема у вертикально-свердлильних верстатах, мають профіль перерізу, зображений на рис. 7.2,а. Якщо ж навантаження просторове (фрезерні, розточувальні і інші верстати), то профіль перерізів стояків роблять близьким до квадрату (рис. 7.2,б), що забезпечує підвищену жорсткість на кручення. Стоякам верстатів надають круглого перерізу (рис. 7.2,в), якщо необхідно забезпечити повертання вузлів відносно осі стояка (радіально-свердлильні верстати).

Збільшення жорсткості стояків досягають за допомогою поперечних і поздовжніх ребер. Для запобігання спотворення стінок відстань між ребрами повинна бути не більше 400мм. У більшості верстатів момент сил, які діють на стояк біля основи, більший, ніж момент сил, який діє у верхніх перерізах. Тому стояки проєктують такими, що розширюються до низу хоча б в одній площині.

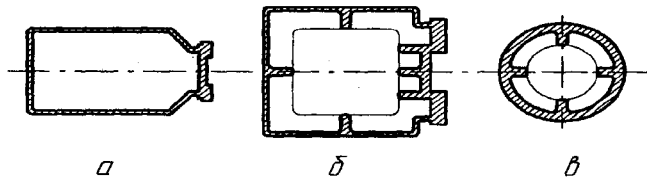


Рис. 7.2 Типи перерізів стояків

У більшості конструкцій базових деталей в стінках передбачають технологічні вікна і вирізи. Інколи вони потрібні для розміщення в середині деяких допоміжних пристроїв (елементи системи змащування і охолодження, противаги). Вони значно знижують жорсткість базових деталей, особливо жорсткість на кручення. Для часткового компенсування втрати жорсткості використовують додаткові ребра і перегородки. Рідше зустрічаються місцеві потовщення і приливи, оскільки за ливарними міркуваннями слід прагнути до однакової товщини стінок всієї конструкції. Орієнтовно товщину δ (мм) визначають за емпіричною формулою [25]:

$$\delta = 10 \sqrt{\frac{(2L + B + H)}{3}}, \quad (7.1)$$

де L, B, H – габаритні розміри деталей, м (L – найбільший з них).

7.3. МАТЕРІАЛИ ДЛЯ БАЗОВИХ ДЕТАЛЕЙ

Основними матеріалами для базових деталей, які відповідають умовам стабільності, жорсткості і вібростійкості є чавун і маловуглецева сталь. Значно рідше застосовують бетон, як матеріал для основ або станин.

Чавун - розповсюдженіший матеріал для виготовлення базових деталей. Частіше всього застосовують чавун СЧ15. Він відрізняється добрими ливарними властивостями, мало жолобиться, але має порівняно низькі механічні властивості (модуль пружності $E = 80...150 \text{кН/мм}^2$).

За підвищених вимог до зносостійкості напрямних, виконаних як одне ціле з базовою деталлю, застосовують також чавун СЧ20. Значно рідше застосовуються чавуни СЧ30 і СЧ35. Відрізняючись більш високою міцністю і зносостійкістю, вони мають погані ливарні властивості, тому їх не рекомендують для виготовлення великогабаритних базових деталей складної форми. Для виготовлення базових деталей верстатів застосовують також леговані чавуни з присадками нікелю, хрому, магнію, ванадію та інших елементів.

У деталях, вилитих з чавунів, виникають залишкові напруження, які можуть призвести до жолоблення базових деталей і порушення точності верстата. Для зняття цих напружень у верстатобудуванні застосовують різноманітні методи стабілізації розмірів [14] (див. розділ 7.3.1).

Вуглецеву сталь застосовують в умовах дрібносерійного і одиничного виробництва для виготовлення зварних базових деталей простої форми, які працюють з дуже великими ударними навантаженнями. Порівняно з вилитими, зварні конструкції значно легші за тої самої жорсткості, але вони мають гіршу демпфірувальну здатність. Використовують в основному сталь Ст3 або Ст4 товщиною (8...12мм).

Бетон добре гасить вібрації, що збільшує динамічну жорсткість верстата. Крім цього більша, в порівнянні з чавуном теплова інерція робить бетон менш чутливим до коливань температури. Модуль пружності бетону менший ніж чавуну. Ту ж саму жорсткість бетонної станини можна досягти, збільшуючи товщину стінок. Тоді збільшення маси деталі залишається в допустимих межах, оскільки питома вага бетону складає тільки третину питомої ваги сірого чавуну.

Разом з тим необхідно враховувати те, що бетон після схоплювання поглинає вологу, що викликає об'ємні зміни, а попадання мастила на бетон пошкоджує його.

Для виготовлення станин важких верстатів інколи застосовують залізобетон. Забезпечуючи таку ж саму жорсткість, як чавунної станини, залізобетон дає економію металу, приблизно на 40...60%.

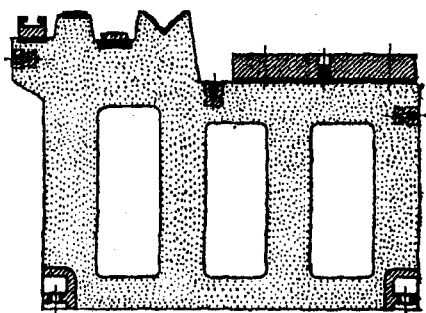


Рис. 7.3. Станини з полімербетону

Перспективним вважають застосування полімербетону для станин і основ верстатів (рис. 7.3). Відрізняючись порівняно високим модулем пружності ($E \approx 40 \text{ кН/мм}^2$), у полімербетоні відсутні недоліки звичайного бетону.

Фірми Фуджита і Хамаї (Японія) розробили багатоцільовий верстат, в якому станина і колона виготовлені з бетону, армованого відрізками сталевих дротів. Від цього приблизно удвічі знижується вібрація, а це в стільки ж разів зменшує зношування інструмента.

На 10 децибелів знижується шум, верстат з бетонними деталями на 20% дешевший від суцільнометалевого, він приблизно на третину важчий від нього, але цей недолік не є важливим у порівнянні з перевагами.

Фірми Егуро і Кіоцера (Японія) розробили малогабаритний надпрецизійний токарний верстат з широким використанням керамічних матеріалів. Він призначений для обробки з високою точністю головок відеомагнітофонів і механічних деталей, пристроїв пам'яті персональних ЕОМ. Шпindel, упорні і радіальні підшипники ковзання виготовлені з нітриду силіцію і встановлені у шпindelній гільзі, яка виконана з оксиду алюмінію. З нього ж виготовлені станина, передня бабка, поперечні полозки і деякі інші деталі. Кераміка легша від металу, майже не розширюється у разі нагрівання, дуже зносостійка. Останні дві властивості дали змогу досягти особливо високої точності: по діаметру – 0,2 мкм, а висота мікронерівностей поверхні – 0,02 мкм.

7.3.1. Методи стабілізації розмірів чавунних виливок

Призначення операції – забезпечити стабілізацію геометричної форми і розмірів чавунних деталей, виключити можливість їх жолоблення як в процесі виготовлення, так і під час експлуатації верстатів.

Основні причини жолоблення чавунних деталей – релаксація (послаблення) може відбуватися під впливом внутрішніх залишкових напружень, які виникають під час виготовлення виливок (внаслідок нерівномірного охолодження, струк-

турних і фазових перетворень чавуну), і пластичного деформування під дією тимчасових навантажень.

Для одержання необхідного ефекту у всіх методах прискореної стабілізації використовують дію на виливку двох основних факторів-теплого і силового.

За способом силової дії на виливку всі методи стабілізації можна розділити на дві групи. До першої відносяться методи, у яких виливки не піддаються силі дії, зокрема природне старіння і низькотемпературний відпал. Методи стабілізації другої групи ґрунтуються на створенні спеціальної дії, якій піддається виливка за тієї або іншої температури. До них відносяться методи статичного і динамічного навантаження виливок, а також метод термоударів.

Природне старіння – це тривале вилежування чавунних виливок за температури оточуючого середовища. Такий процес інтенсивніше відбувається на відкритому повітрі, ніж у закритому приміщенні. Вилежування забезпечує порівняно невелике зниження залишкових напружень (до 10...15%). Але і цього зменшення достатньо, щоби не викликати їх жолоблення нерівномірною релаксацією напружень в об'ємі виробу.

Тривалість вилежування виливок базових деталей верстатів нормальної точності (після чорнової механічної обробки) становить 6...9 місяців. Виливки деталей високоточних верстатів вилежуються двічі: після чорнової механічної обробки – 9...12 міс. і після напівчистої – 3...6 міс.

Найбільш інтенсивно релаксація залишкових напружень протікає у перші 3 міс. вилежування виливок, досягаючи приблизно 70% від загальної величини.

Вилежування значно подовжує цикл виготовлення верстатів, що в умовах великосерійного виробництва не економічно. Під час виготовлення деталей високоточних верстатів доцільне поєднання низькотемпературного відпалу з вилежуванням. Тривалість такого старіння може бути значно меншою і становити 3...6 міс. (деколу буває достатньо 0,5...1 міс.).

Під час **низькотемпературного відпалу** деталей нагрівається до температури відпалу, витримується за цією температурою і охолоджується.

Низькотемпературний відпал чавунних виливок є одним з найрозповсюдженіших методів їх стабілізації. Звичайно застосовують відпал за температури 500...600°C, але останнім часом почали використовувати і відпал за температури 200...300°C.

Швидкість нагрівання до температури відпалу не має перевищувати 150...200°C за годину для виливок простої конфігурації і 100...150°C за годину для виливок складної конфігурації, масою до 2 т. Для складних, великих виливок, масою понад 2 т, швидкість нагрівання знижується до 50...100°C за годину.

Температура відпалу залежить від марки чавуну: для чавуну марки СЧ20 вона складає 550°C, для СЧ25 і СЧ30 – 570°C і для СЧ35 – 620°C.

Величина зниження залишкових напружень залежить також і від витримки. Тривалість витримки в межах 2...4 год. відраховують від нагрівання до заданої температури відпалу виливки.

Швидкість охолодження виливок в печі має велике значення. На високих швидкостях охолодження можуть виникнути нові напруження, які значно знижують ефективність відпалу. Рекомендується повільне охолодження з швидкістю 30...40°C за годину для виливок деталей верстатів нормальної точності і 10...20°C за годину для прецизійних верстатів.

Низькотемпературний відпал значно знижує залишкові напруження (до 60...80%), але не зміцнює виливку і не запобігає їй від подальшого жолоблення під дією зовнішніх навантажень.

Метод статичного перевантаження полягає у тимчасовому навантаженні чавунних виливок статичними зусиллями (силами або моментами) і витримуванні їх деякий час під таким навантаженням.

Статичне перевантаження забезпечує різке зменшення жолоблення чавунних виливок і для більшості з них є цілком достатнім для стабілізації їх розмірів. Для деталей особливо точних верстатів після статичного перевантаження необхідно передбачати додаткове їх вилежування протягом 0,5...1 міс. або, ще краще, відпал за температури 200...300°C. Час між механічною обробкою виливки і складанням верстата, а також час складання верстата можна також розглянути як частину загального часу вилежування виливки після перевантаження.

Щоб одержати під час статичного перевантаження максимальний стабілізуючий ефект, бажано навантажувати виливку, згинаючи її у всіх можливих напрямках не один, а декілька разів у кожному напрямку. Перевантаження в одному, а потім в протилежному напрямку здійснюється по чергово.

Витримка виливки під навантаженням в кожному напрямку може бути довільною. Але витримка за одне навантаження більше як 20 хв. недоцільна. Цей метод особливо зручний для стабілізації розмірів довгих деталей важких верстатів, оскільки статичне їх перевантаження можна здійснювати звичайними вантажами і для цього не потрібне виготовлення будь-яких спеціальних пристроїв.

Слід завжди мати на увазі, що після статичного перевантаження у виливках можуть зберігатися ще значні залишкові напруження. Тому основну їх механічну обробку треба здійснювати до стабілізуючого перевантаження. Крім того, для особливо точних деталей припуск, залишений на механічну обробку, бажано знімати за два прийоми. Безпосередньо після перевантаження доцільно здійснювати

напівчистову обробку з видаленням основної частини припуску, а остаточну механічну обробку з мінімальним зняттям металу – тільки після додаткового вилежування виливок або стабілізуючого їх відпалу за температури 200...300°C.

Динамічне навантаження виливок для стабілізації їх розмірів здійснюється примусовою вібрацією, в результаті у виливці виникають постійні коливання, які створюють періодичне додаткове навантаження матеріалу. Під час вібраційної дії частота і амплітуда коливань визначаються характеристиками приводу. Незважаючи на незначне (10...15%) зниження залишкових напружень, яке відбувається за вібраційної обробки, вона забезпечує надійну стабілізацію розмірів чавунних виливок.

Під час вібраційної обробки, як і під час статичного перевантаження, відбувається періодичне навантаження виливки додатковими напруженнями, знак яких весь час чергується. Основна відміна від статичного перевантаження полягає в тому, що навантаження, як і розвантаження, відбувається швидко, час витримки під навантаженням малий, а кількість навантажень велика.

Під час вібраційної обробки виливки середніх розмірів масою до 200 кг встановлюють і закріплюють на вібростендах. На великих виливках у певних місцях монтують спеціальні вібратори. Місця встановлення вібраторів залежать від маси, розмірів і конструкції виливок. На виливках масою 500... 2000 кг встановлюють два вібратори, один з них призначений для передачі вібраційних коливань у поздовжньому напрямку, інший – у поперечному. На великих виливках встановлюють чотири вібратори.

Ефективність вібраційної стабілізації розмірів у значній мірі залежить від амплітуди коливань: чим більша амплітуда коливань, тим більше напруження, яке виникає під час вібрації. Але значне збільшення амплітуди може призвести до утворення тріщин. Зміна частоти коливань суттєво не впливає на ефективність процесу.

Для одержання максимальних напружень згину частоту вібрації у всіх випадках намагаються вибрати близькою до частоти власних коливань виливки, в результаті амплітуда деформацій виливки буде максимальною, а відповідно, максимальними будуть і створювані вібрацією напруження.

Отже, зміна частоти вібрації використовується тільки як засіб, який дає змогу створити режим близький до резонансу і викликати у виливці максимальні напруження за заданої потужності вібратора.

Вібраційна стабілізація розмірів відбувається значно швидше, ніж низькотемпературний відпал. Приблизно цей процес відбувається за 3...6 годин. Матеріал виливки зміцнюється і підвищується його здатність протистояти жолобленню

під дією зовнішніх навантажень. Ефективність процесу підвищиться, якщо його здійснювати після чорнової механічної обробки.

Одним з найпрогресивніших методів стабілізації розмірів чавунних виливок є метод **термоударів**. Метод базується на створенні у виливках, завдяки швидкому їх нагріванню, температурних переважань, які сприяють усередненню напруженого стану. Основними перевагами цього методу є більша продуктивність за високої якості стабілізації розмірів. Цей метод є єдиним придатним для виливок коробчастої форми, у яких створити тимчасове переваження іншими методами неможливо.

Швидке нагрівання або охолодження різнотовщинних виливок створює в них температурне напруження. Але не кожні напруження здатні викликати тимчасове переваження, яке забезпечувало б стабілізацію розмірів виливок. Необхідно, щоб для більшої частини поверхні виливки, особливо там, де залишкові напруження мають найбільше значення, знак додаткових напружень співпадав зі знаком залишкових.

Інтенсивне переваження чавунних виливок температурними напруженнями в зоні температур 200...400°C забезпечує достатньо хорошу стабілізацію їх розмірів. Метод термоудару одночасно поєднує у собі переваги методу статичного переваження і низькотемпературного відпалу за температури 200...300°C.

Триразове використання прискореного нагрівання (з проміжним охолодженням виливок до температури приміщення) додатково зменшує на 30% подальше їх жолоблення у порівнянні з жолобленням після одного нагрівання. Збільшення кількості термоударів більше трьох не викликає додаткового ефекту стабілізації. Витримка після нагрівання виливок становить 7...10 хв.

За великих залишкових напружень метод термоудару можна використовувати тільки після попереднього відпалу виливок за температури 500...600°C.

Вибір методу стабілізації розмірів для конкретної чавунної виливки можна здійснювати за даними табл. 7.1.

7.1. Методи стабілізації розмірів чавунних виливок

№	Методи стабілізації	Тривалість обробки	Припуск на механічну обробку, мм	Область застосування	Приклади деталей
1	2	3	4	5	6
1.	Термоудари за температури 200...400°C	0,2...0,6 год	2...5	Для більшості корпусних деталей середніх розмірів з невеликими і середніми ливарними напруженнями	Станини, стояки, корпуси коробок швидкостей, каретки та ін.

Продовження табл. 7.1.

1	2	3	4	5	6
2.	Відпал за температури 500...600°C	24...48 год	1...3	Для деталей з високими ливарними напруженнями і як перша стабілізація особливо точних деталей	Різностінні вилівки складної конфігурації
3.	Вібраційна обробка	0,3...6 год	0,5...1,5	Для деталей малої жорсткості і невеликими і середніми ливарними напруженнями, особливо, які підлягають дії значних навантажень під час експлуатації	Каретки, планки, столи та ін.
4.	Статичне перевантаження	0,1...2 год		Для додаткової стабілізації розмірів виливок, особливо після першої стабілізації	Станини, стояки, корпуси коробок швидкостей, столи, каретки та ін.
5.	Відпал за температури 200...300°C	6...15 год		високоточних деталей методами 1,3 і 4	
6.	Природне старіння	0,5...12 міс.			

7.4. РОЗРАХУНОК БАЗОВИХ ДЕТАЛЕЙ

Головним критерієм оцінки працездатності станини є жорсткість. Через складність конструктивних форм станин аналітичне визначення жорсткості ускладнюється і можливе лише за певних передумов і спрощень.

Розрахунок станин на жорсткість складається з таких етапів: вибір розрахункової схеми станини і визначення сил, які на неї діють; розрахунок деформацій станини під дією цих сил; порівняння величин отриманих деформацій з допустимими і уточнення конструктивних параметрів станини для підвищення її жорсткості. Прості горизонтальні станини розглядають як двоопорні балки з розрахунковою довжиною l_{p1} (рис. 7.4,а), вертикальні станини (стояки) замінюють консольними балками або відкритими рамами (рис. 7.4,б) з розрахунковою довжиною l_{p2} , l_{p3} деформованої частини. Для порталних станин розрахунковою схемою буде жорстка статично невизначена рама (рис. 7.4,в) з розрахунковими розмірами l_{p4} , l_{p5} .

Навантаження на станину, створюються динамічними силами різання, вагою вузлів і оброблюваних заготовок, інерційними навантаженнями.

Розглянемо для прикладу розрахунок сил[23], які діють на базові деталі токарного верстата (рис. 7.5,а). У випадку обточування деталі в центрах сили, які діють на передній і задній центри, будуть змінюватись у процесі різання. Підрахуємо реакції R_A і R_B , які виникають у площині, перпендикулярній до осі обертання деталі, якщо G - вага оброблюваної деталі, а d – діаметр.

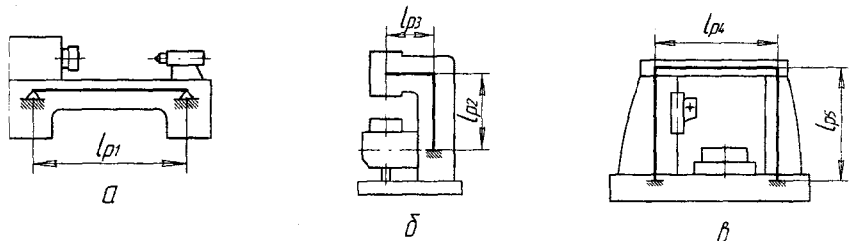


Рис. 7.4 Розрахункові схеми станин

Запишемо рівняння рівноваги у вертикальній і горизонтальній площинах:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_{кВ}^B &= 0; & Z_A \cdot l - G \frac{l}{2} + P_z \cdot b &= 0; \\ \sum M_{кА}^B &= 0; & -Z_B \cdot l - P_z \cdot a + G \frac{l}{2} &= 0; \\ \sum M_{кВ}^r &= 0; & Y_A \cdot l + P_y \cdot b + P_x \frac{d}{2} &= 0; \\ \sum M_{кА}^r &= 0; & -Y_B \cdot l - P_y \cdot a + P_x \frac{d}{2} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

З цих рівнянь (7.2) знаходимо складові реакції на передньому і задньому центрах:

$$\left. \begin{aligned} Z_A &= \frac{G}{2} - P_z \frac{b}{l}, \\ Z_B &= \frac{G}{2} - P_z \frac{a}{l}, \\ Y_A &= -P_y \frac{b}{l} - P_x \frac{d}{2l}, \\ Y_B &= P_x \frac{d}{2l} - P_y \frac{a}{l} \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

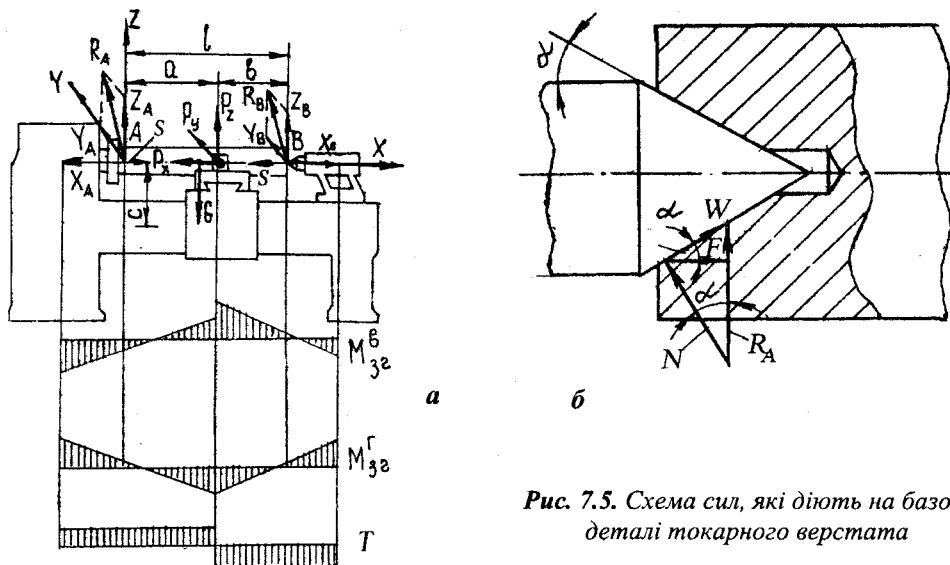


Рис. 7.5. Схема сил, які діють на базові деталі токарного верстата

Записуючи і розв'язуючи рівняння моментів сил у вертикальній і горизонтальній площинах відносно точок А і В отримаємо реакції в опорах на передньому і задньому центрах:

$$\left. \begin{aligned} R_A &= \sqrt{Z_A^2 + Y_A^2}; \\ R_B &= \sqrt{Z_B^2 + Y_B^2}. \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

Осьова сила X_A , яка діє на передню бабку, складається з сили різання P_x , з осьової складової F повної реакції на центрі (рис.7.5,б) і з сили попереднього затягування $S \approx 0,25 P_x$.

Осьова складова F від повної реакції на центрі R_A визначається з трикутника сил, де остання розкладається на нормальну силу N до поверхні центра і дотичну W до неї, тобто

$$W = R_A \cdot \sin \alpha; \quad F = W \cdot \cos \alpha = R_A \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha = 0,5 R_A \cdot \sin 2\alpha. \quad (7.5)$$

Звідси осьова сила на передньому центрі дорівнює:

$$X_A = P_x + 0,5 R_A \cdot \sin 2\alpha + S. \quad (7.6)$$

Силою тертя, яка може виникати під час мікропереміщення заготовки по поверхні центра можна знехтувати з причини її малої величини.

Осьова сила X_B , яка діє на задню бабку, змінюється в процесі різання, оскільки сила P_x розвантажує задній центр, послаблюючи попередню затяжку S .

Для розрахунку можна прийняти максимально можливе значення осьової сили.

$$X_B = 0,5R_B \cdot \sin 2\alpha + S. \quad (7.7)$$

Сили різання, які діють на супорт, передаються на станину і створюють відносно її осі згинальні і обертові моменти. У вертикальній площині до станини прикладений зовнішній згинальний момент $M_{зг}^B = P_x \cdot c$, де c – відстань від осі центрів верстата до осі станини. Максимальний обертовий момент $T = P_y \cdot c$.

На рис.7.5,а зображені епюри згинальних моментів у вертикальній ($M_{зг}^B$) й горизонтальній ($M_{зг}^Г$) площинах і епюра обертового момента T , які діють на станину верстата. Ці епюри необхідні для розрахунку деформацій станини.

Температурні деформації базових деталей впливають на точність обробки, у випадку їх нерівномірного нагрівання, особливо це стосується прецизійних верстатів. Основними джерелами тепловиділення у верстатах є двигуни, подвижні з'єднання, які працюють на високих швидкостях, сам процес різання.

Основні способи зменшення температурних деформацій такі:

- заміна змішаного тертя рідинним і тертям кочення різко знижує силу тертя і пов'язані з цим теплоутворення. Удосконалення системи змащування заміною змащування розбризкуванням і зануренням на циркуляційне змащення з суворим нормуванням кількості мастила, яке подається, застосування змащування оливним туманом може призвести до зниження втрат на тертя і теплоутворення;

- двигуни розташовують у кожухах з теплоізолюючими стінками, а система вентиляції забезпечує інтенсивний повітряний потік знизу вгору і відповідно винос тепла, минуючи несучу систему верстата;

- доцільне розташування джерел тепла, як правило, у верхній частині верстата, а найбільш потужних джерел теплоутворення (двигуни головного приводу, резервуари систем змащування, охолодження і гідроприводу) винесенням на достатню відстань за межі верстата;

- взаємна компенсація температурних деформацій внаслідок внесення доцільних змін в конструкцію базових деталей для поліпшення балансу температурних деформацій. Для регулювання величини температурної деформації деколи використовують спеціальні матеріали з коефіцієнтом лінійного розширення, відмінним від звичайного ливарного чавуну. Так, легований нікелем чавун (36%Ni) має коефіцієнт лінійного розширення в 5 разів менший, ніж сірий чавун, а

у сплавів типу інвар цей коефіцієнт менший в 10...12 разів. Компенсація температурних деформацій досягається також у разі штучного підігрівання окремих частин несучої системи, наприклад теплим повітрям від двигунів;

– автоматична компенсація температурних зміщень вимірюванням деформацій найбільш важливих вузлів і внесенням поправок в їх розташування від спеціального приводу мікропереміщень.

7.5. КЛАСИФІКАЦІЯ НАПРЯМНИХ

У металорізальних верстатах застосовують напрямні ковзання, кочення і комбіновані. Напрямні ковзання можуть бути з піврідинним, рідинним і “повітряним” (аеростатичні) змащуванням. У разі піврідинного змащення до сили взаємодії контактуючих поверхонь деталей додається сила в'язкого опору мастильного матеріалу. Якщо мастило розділює поверхні повністю, то має місце рідинне тертя, характерне в гідростатичних і гідродинамічних напрямних. Напрямні кочення розрізняють за видом тіл кочення на кулькові і роликові. Всі типи напрямних мають свої переваги і недоліки. Часто роблять комбіновані напрямні, використовуючи переваги різних типів і досягаючи тим самим сумарного ефекту. В залежності від траєкторії руху вузлів напрямні можуть бути прямолінійного і колового руху. За формою поперечного перерізу вихідного профілю найбільш розповсюджені прямокутні (плоскі) (рис. 7.6,а,б), трикутні (призматичні) (рис. 7.6,в,г), трапецієподібні (типу ластівчин хвіст) (рис. 7.6,д,е) і круглі напрямні (рис. 7.6,ж,з). Часто використовують сполучення різних форм, коли одна з напрямних виконана прямокутною, а друга - трикутною або у вигляді половини трапецієподібної форми. Кожну з форм можна застосовувати у вигляді охоплюваних (рис. 7.6, а,в,д,ж) і охоплюючих (рис. 7.6, б,г,е,з) напрямних. Перші погано утримують мастило, а інші утримуючи його добре, потребують надійного захисту від стружки, абразивного пилю та бруду.

Прямокутні напрямні (рис. 7.6,а,б) відрізняються технологічністю виготовлення, простотою контролю геометричної точності, простотою і надійністю регулювання зазорів, які здатні сприймати великі навантаження. Трикутні напрямні (рис. 7.6,в,г) характеризуються автоматичним усуненням зазорів під дією власної ваги, але кутове розташування робочих граней ускладнює їх виготовлення і контроль. Трапецієподібні напрямні (рис. 7.6,д,е) відрізняються компактністю конструкції, але вони складніші у виготовленні і контролі. Регулювання зазорів в них відносно просте, але не забезпечує точності спряження. Круглі напрямні

(рис. 7.6, ж,з) застосовують рідко. В охоплюваному варіанті (рис. 4.6,ж) вони не забезпечують достатньої жорсткості у зв'язку з прогином штанг, які закріплені на кінцях, тому їх застосовують за малій довжині ходу. В охоплюючому варіанті (рис. 7.6, з) складніше виготовити півкруглі пази і регулювати зазори.

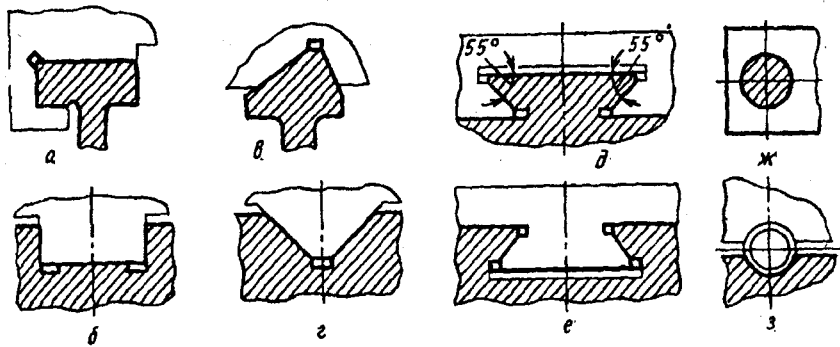


Рис. 7.6. Форми поперечного перерізу вихідних профілів напрямних

7.6. НАПРЯМНІ КОВЗАННЯ

Безпосередній контакт спряжених поверхонь в напрямних ковзання визначає несталість коефіцієнту тертя і великі сили опору. В залежності від навантаження, швидкості, виду мастильного матеріалу і його кількості, напрямні можуть працювати в режимах тертя без мастильного матеріалу і з ним. Суттєву різницю для цих напрямних складають сили тертя спокою (сили початку руху) в порівнянні із силою тертя руху; останнє, в свою чергу, суттєво залежить від швидкості ковзання. Ця різниця приводить до стрибкоподібного руху вузлів на малих швидкостях, яке є небажаним, особливо для верстатів з програмним керуванням. Тертя викликає зношування і, відповідно, зниження довговічності напрямних. Для зменшення сил тертя спокою впроваджують антистрибкові мастила, застосовують накладки з антифрикційних матеріалів. Якщо коефіцієнт тертя спокою у парі чавун-чавун за звичайних мастил дорівнює 0,21...0,28, то застосування антистрибкового мастила ИНСп знижує його до 0,075...0,09. Застосування накладок з полімерних матеріалів на основі фторопласту знижує коефіцієнт тертя спокою до 0,04...0,06.

Перевага напрямних з піврідинним змащуванням – висока контактна жорсткість і добрі демпфірувальні властивості. Крім цього, вони забезпечують надійне фіксування рухомого вузла верстата після його переміщення в задану позицію.

Матеріал напрямних в значній мірі визначає зносостійкість і плавність руху вузлів. Напрявні з *сірого чавуну*, які частіше за все виконують як одне ціле з базовою деталлю, найпростіші, але за інтенсивної експлуатації не довговічні. Їх зносостійкість підвищують гартуванням з нагрівом струмом високої частоти або газополуменевим методом нагрівання. Гартування однієї з спряжених, як правило нерухомої поверхні до $H = 48...53\text{HRc}$ підвищує зносостійкість більше ніж у два рази. Хромування напрямних шаром товщиною 25...50 мкм забезпечує твердість до $H = 68...72\text{HRc}$, в 4...5 разів підвищує зносостійкість і суттєво зменшує коефіцієнти тертя спокою і тертя руху. Аналогічний ефект дає напилення напрямних шаром молибдену або сплавами, які містять хром.

Напрявні зі *сталі* виконують у вигляді окремих планок, які прикріплюють до станин гвинтами або приклеюють. Матеріал напрямних – маловуглецеві сталі 20, 20X, 20XHM, 18XГТ з цементуванням, гартуванням, низьким відпуском до високої твердості $H = 60...65\text{HRc}$, азотовані сталі 38X2MЮА, 40XФ, 30XН2МА поліпшують (гартування і високий відпуск), а потім азотують на глибину 0,5 мм і до високої твердості поверхневого шару $H = 800...1000\text{HV}$. Деколи застосовують леговані високовуглецеві сталі ШХ15, ХВГ, 9ХС після об'ємного гартування і низького відпуску $H = 58...62\text{HRc}$. Сталеві загартовані напрямні забезпечують найвищу зносостійкість у парі із загартованим чавуном.

Кольорові сплави, такі, як безолов'яна бронза Бр АМц9-2, олов'яна бронза БР ОФ10-1, сплав на цинковій основі ЦАМ10-5 у парі зі сталлю і чавуном дають найкращі результати із зносостійкості, відсутності задирів і рівномірності подачі, але висока вартість стримує їх широке впровадження. Їх використовують головним чином у важких верстатах, виготовляючи накладні напрямні або підготовляючи місця для заливання розплавом кольорового металу.

Пластмаси відрізняються гарними антифрикційними характеристиками і антизадирними властивостями, забезпечують рівномірність руху на малих швидкостях і не дають схоплювання. Але мала жорсткість, низька зносостійкість у разі абразивного забруднення, вплив температурних дій, вологи, мастила, слабких лугів і кислот обмежують їх застосування. Використовують пластмаси частіше в комбінованих напрямних, коли основне навантаження сприймають роликові опори, а шар пластмаси на допоміжних гранях забезпечує необхідні характеристики тертя. У верстатах використовують фторопласт з бронзовим наповнювачем, композиційні матеріали на основі епоксидних смол з домішками дисульфиду молибдену, графіту і неметалевих наповнювачів, матеріали на основі ацетатних смол (дельрин).

7.6.1. Колові напрямні

Для обертання планшайб і столів верстатів застосовують плоскі, конічні і V-подібні напрямні ковзання (рис. 7.7). Плоскі напрямні (рис. 7.7,а) найпростіші у виготовленні і застосовуються у легких і середніх верстатах, де радіальні складові зусилля різання можуть сприйматися лише шпинделем верстата. Конічні напрямні (рис. 7.7,б) відносно прості у виготовленні і разом із шпинделем сприймають радіальні навантаження. Їх недоліком є складність забезпечення співвісності напрямних і опор шпинделя. V-подібні напрямні (рис. 7.7,в) найбільш розповсюджені, хоча технологія їх виготовлення складніша. Основне навантаження сприймає похила (внутрішня) грань напрямних, оскільки між зовнішніми гранями напрямних планшайби і станини передбачається невеличкий зазор для компенсації температурних деформацій.

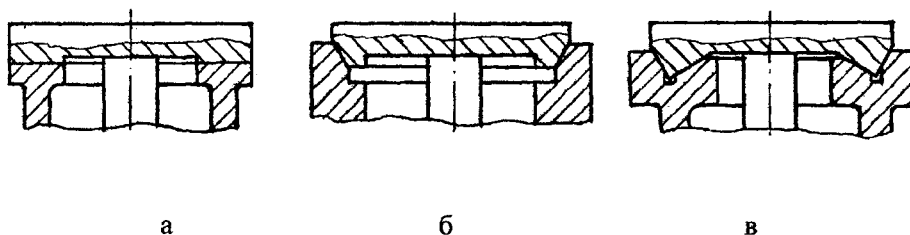


Рис. 7.7. Типи колових напрямних ковзання

7.6.2. Гідродинамічні і гідростатичні напрямні

Рідинне змащування напрямних можна забезпечити або за рахунок гідродинамічного ефекту, або подачею мастила між поверхнями тертя під тиском (гідростатичні). Перевага рідинного змащування в тому, що відсутнє зношування напрямних, забезпечуються висока демпфірувальна здатність і плавність руху.

Гідродинамічні напрямні відрізняються простою конструкцією, надійною роботою лише на достатньо великих швидкостях ковзання (наприклад, швидкості головного руху поздовжньо-стругальних і карусельних верстатів). Гідродинамічний ефект, тобто ефект впливання рухомого вузла, створюється похилими клиновими скосами між мастильними канавками, виконаними на робочій поверхні

напрямних (рис. 7.8). В утворені таким чином зазори, які звужуються в разі руху, зтягується мастильний матеріал, і забезпечується розділення поверхонь, які труться, шаром рідини. За малої ширини напрямної в порівнянні з її довжиною критична швидкість ковзання v (м/с), після якої наступить рідинне тертя, дорівнює [25]:

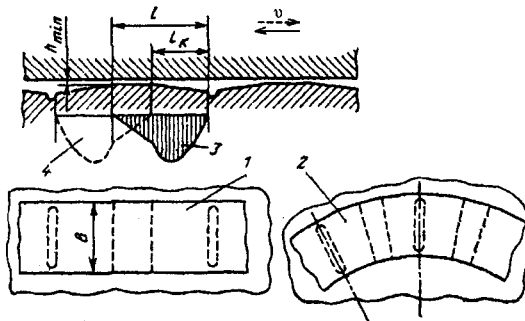


Рис. 7.8. Гідродинамічні напрямні: 1—прямолінійного руху; 2—колового руху; 3, 4—відповідно епюри тисків у разі прямого та зворотного ходів

$$v \geq 2,5 \cdot 10^5 \frac{P \cdot h_{\min}^2}{\mu \cdot L^2 \cdot B}, \quad (7.8)$$

де P — загальне навантаження на напрямну, Н; h_{\min} — мінімальна товщина мастильного шару, залежно від довжини напрямної $h_{\min} = 0,06 \dots 0,1$ мм; μ — динамічна в'язкість, мПа·с; L , B — довжина і ширина напрямної, мм.

Для різних швидкостей ковзання і навантаження існують свої оптимальні геометричні параметри клинового скосу. Суттєвим недоліком гідродинамічних напрямних є порушення рідинного тертя в періоди розгону і гальмування рухомого вузла (див. розділ 11).

Гідростатичні напрямні набули більш широкого застосування в метало-різальних верстатах. Вони забезпечують рідинне змащування на будь-яких швидкостях ковзання, а отже, і рівномірність, і високу чутливість точних виконавчих рухів. Недоліком гідростатичних напрямних є складність системи змащування і необхідність спеціальних пристроїв для фіксування вузла, який переміщується у задану позицію.

Гідростатичні напрямні (рис. 7.9) передбачають подачу оливи під тиском в кишені різної форми. Витікаючи в бак через зазор h , мастило створює подушку по всій площині контакту.

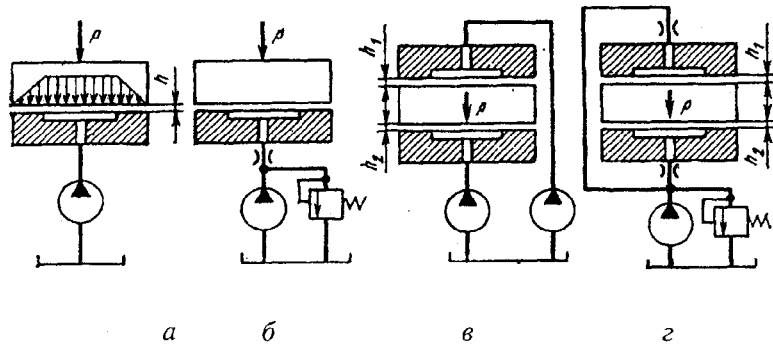


Рис. 7.9. Гідростатичні напрямні: а,б – відкриті; в,г – замкнені

За характером сприйняття навантаження гідростатичні напрямні діляться на відкриті і замкнені. Відкриті напрямні (рис. 7.9,а,б) призначені для сприйняття притискних зусиль, а замкнені (рис. 7.9,в,г) можуть сприймати, крім того, і значні перекидальні моменти. Гідростатичні напрямні розрізняються також системою регулювання товщини мастильного шару. Найбільш прості і надійні системи з дроселями перед кожною кишенею (рис. 7.9,б,г). Але, якщо напрямні відкриті, то вони можуть забезпечувати необхідну жорсткість мастильного шару лише за великих масах рухомого вузла. Підвищити жорсткість мастильного шару можна використанням для кожної кишені окремого насоса постійних витрат (рис. 7.9,а,в). Такі системи застосовують у важких верстатах (карусельних, поздовжньо-фрезерних та ін.). Найкращими з точки зору жорсткості і постійності товщини мастильного шару є гідростатичні напрямні з системою автоматичного регулювання. Основу таких систем складають дроселі, опір яких автоматично змінюється або в залежності від товщини мастильного шару, або від тиску в кишені.

Зусилля P (Н) на відкриту гідростатичну напрямну з живленням за схемою насос-кишеня становить:

$$P = \frac{Q \cdot \mu \cdot F \cdot c_H \cdot c_K}{h^3}, \quad (7.9)$$

де Q – витрата мастильного матеріалу, який протікає через зазор, $\text{см}^3/\text{с}$; μ – динамічна в'язкість, $\mu = 1 \dots 100 \text{мПа} \cdot \text{с}$; h – зазор, см ; F – площа напрямної, см^2 ; c_H , c_K – коефіцієнти, які залежать від геометричних параметрів напрямної і кишені.

Розділення поверхонь тертя в *аеростатичних напрямних* досягають подачею в кишені стиснутого повітря. В результаті між поверхнями напрямних утворюється повітряна подушка.

7.6.3. Пристрої для регулювання зазорів у напрямних ковзання

Оптимальний зазор у напрямних, які забезпечують задану точність переміщення у разі мінімальних втрат на тертя, складно витримати у разі виготовлення напрямних навіть за взаємного припасовування спряжених поверхонь. Крім того, початкові зазори змінюються у процесі зношування поверхонь тертя. Тому напрямні оснащуються пристроями для періодичного регулювання зазорів між спряженими поверхнями. Якщо каретка або полозки охоплюють контур прямокутних напрямних станини з трьох боків (рис. 7.10, а) необхідні притискні планки 1 і 4, які закріплені до полозок гвинтами. Компенсування зношування горизонтальної граней потребує шабріння або шліфування поверхні А, а деколи застосування тонких шаруватих прокладок 5. Для регулювання зазору у вертикальній площині стика напрямних служить планка 2 постійної товщини і за необхідності її підтискають декількома гвинтами 3.

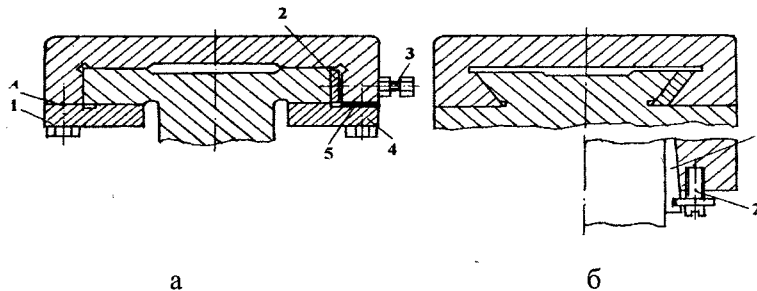


Рис 7.10. Регулювання зазорів у напрямних: а–плоских; б–трапецієподібних

Регулювання зазорів у трапецієподібних напрямних здійснюється клинами 1 (рис. 7.10,б), які мають ухил в межах від 1:40 до 1:100. Чим довший клин, тим меншим роблять його ухил. Для регулювання клином необхідно мати можливість переміщати його в обох напрямках гвинтом 2.

7.6.4. Розрахунок напрямних ковзання

Розрахунок здійснюють, виходячи із забезпечення необхідної зносостійкості і жорсткості. Перша умова обмежує допустимі тиски на робочих гранях напрямних, а друга лімітує допустимі контактні переміщення.

Для прикладу розглянемо розрахунок напрямних токарного верстата з ЧПК. Припустимо, що по довжині напрямних тиск змінюється за лінійним законом, а по ширині напрямних з причини малої величини по відношенню до довжини тиски будемо вважати постійними. Складемо розрахункову схему для рухомого вузла у разі дії на нього всіх сил: складових сил різання P_z, P_x, P_y , ваги вузла G , тягової сили Q , реакцій на робочих гранях напрямних R_A, R_B, R_C і відповідних сил тертя (рис. 7.11) [25].

Приймаємо систему координат і за розрахунковою схемою складаємо рівняння рівноваги рухомого вузла:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_k = 0; & \quad -P_x - f(R_A + R_B + R_C) + Q = 0; \\ \sum Y_k = 0; & \quad R_B - P_y = 0; \\ \sum Z_k = 0; & \quad R_A + R_C - P_z - G = 0; \\ \sum M_{kx} = 0; & \quad P_y(H + b/2) - Gy_G - P_z y_p + R_C y_C = 0; \\ \sum M_{ky} = 0; & \quad P_z x_p - P_x(H + b/2) - Qz_Q - R_A x_A - R_C x_C = 0; \\ \sum M_{kz} = 0; & \quad P_x y_p + Qy_Q - P_y x_p + f \cdot R_C y_C + f \cdot R_B(y_C + c/2) + R_B x_B = 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.10)$$

В системі рівнянь сім невідомих $R_A, R_B, R_C, x_A, x_B, x_C, Q$, але чотири перших рівняння дають змогу визначити реакції на гранях напрямних і тягову силу:

$$\left. \begin{aligned} R_B = P_y; \quad R_C = \frac{R_z y_p + Gy_G - P_y(H + b/2)}{y_C}; \\ R_A = P_z + G - \frac{P_z y_p + Gy_G - P_y(H + b/2)}{y_C}; \\ Q = P_x + f(R_A + R_B + R_C). \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

За реакціями на гранях напрямних можна оцінити величини середніх тисків:

$$p_A = R_A / a \cdot L; \quad p_B = R_B / b \cdot L; \quad p_C = R_C / c \cdot L; \quad (7.12)$$

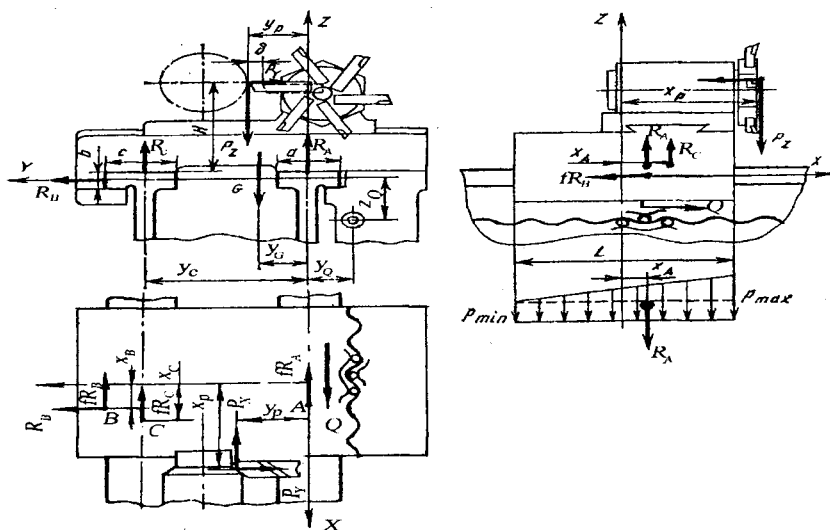


Рис. 7.11. Розрахункова схема напрямних ковзання

Визначити максимальні значення тисків можна після знаходження координат рівнодіючих реакцій x_A , x_B , x_C . Для цього до останніх двох рівнянь рівноваги складають додаткові рівняння переміщень, передбачаючи, що момент зовнішніх сил відносно осі $Y-Y$, дорівнює моменту від реакцій в напрямних:

$$M_Y = P_z x_P - P_x (H + b/2) - Qz_Q = R_A x_A + R_C x_C. \quad (7.13)$$

Останні моменти розподіляються між двома напрямними пропорційно до їх жорсткості, тобто пропорційно до їх ширини,

$$R_A x_A / R_C x_C = a/c; \quad (7.14)$$

Координати x_A , x_B , x_C , знаходять з рівняння (7.14) і решти двох рівнянь рівноваги:

$$\left. \begin{aligned}
 R_A x_A &= \frac{R_C \cdot x_C \cdot a}{c}; & R_C x_C &= \frac{R_A x_A \cdot c}{a}; \\
 R_A x_A + \frac{R_A \cdot x_A \cdot c}{a} &= P_z x_P - P_x (H + b/2) - Qz_Q; \\
 x_A &= \frac{P_z x_P - Qz_Q - P_x (H + b/2)}{R_A (c/a + 1)}; \\
 R_C x_C + \frac{R_C \cdot x_C \cdot a}{c} &= P_z x_P - P_x (H + b/2) - Qz_Q; \\
 x_C &= \frac{P_z x_P - P_x (H + b/2) - Qz_Q}{R_C (a/c + 1)}; \\
 x_B &= \frac{-P_x y_P + P_y x_P - Qy_Q - f \cdot R_C y_C - f R_B (y_C + c/2)}{R_B}
 \end{aligned} \right\} (7.15)$$

Максимальні тиски на робочі грані напрямних визначають за формулою:

$$p_{\max} = R_A / a \cdot L(1 + 6x_A / L). \quad (7.16)$$

Якщо покласти у формулі (7.16) $x_A = 0$, то розподілення тиску вздовж напрямних рівномірне, коли $0 < x_A < L/6$ отримується трапецієподібний закон розподілення тиску, а коли $x_A = L/6$ – трикутний. Якщо $x_A > L/6$, то це свідчить про те, що тиски прикладені не по всій довжині напрямних, і в роботу може вступити нижня планка, котра перешкоджає відриву рухомого вузла.

Рекомендовані максимальні тиски на напрямних за малих швидкостей дорівнюють 2,5...3,0 МПа; на великих швидкостях – не більше 1,0...1,2 МПа. Середній тиск повинен бути вдвічі менший від максимального. В прецизійних і важких верстатах середні тиски не перевищують 0,1...0,2 МПа.

Розрахунок напрямних на жорсткість містить визначення контактних деформацій δ їх робочих граней з припущенням, що вони пропорційні тискам р на гранях:

$$\delta = c \cdot p, \quad (7.17)$$

де c – коефіцієнт контактної податливості (приймають $c = 10 \text{ мкм} \cdot \text{мм}^2 / \text{Н}$).

Деформації приводять до точки прикладення сили різання і обчислюють ту їх складову, з якою найбільше пов'язана похибка обробки.

7.7. НАПРЯМНІ КОЧЕННЯ

Заміна тертя ковзання тертям кочення кульок, голок або роликів по загартованих напрямних (планках) станини, стола або супорта, не тільки значно зменшує сили тертя, але і усуває переривчастий рух, викликаний у разі ковзання ефектом прилипання, а також зменшує зношування спряжених поверхонь.

Напрямні кочення характеризуються малими коефіцієнтами тертя, рівномірністю і плавністю руху навіть за малих швидкостей, точністю встановлювальних переміщень, довготривалим збереженням точності; в них мале тепловиділення, їх просто змащувати. Недоліками напрямних кочення є висока вартість, трудомісткість виготовлення, понижене демпфірування, підвищена чутливість до забруднення.

Тертя кочення в напрямних може створюватись застосуванням тіл кочення з фіксованими осями (рис. 7.12,а), але найбільшого розповсюдження одержали напрямні з вільним прокочуванням тіл кочення (рис. 7.12, б,в), оскільки є можливість розмістити більшу кількість тіл кочення в зоні контакту і зменшити контактні напруження. Конструкції без циркуляції тіл кочення (рис. 7.12,б,в) застосовують для малих ходів (до 1м), оскільки тіла кочення в 2 рази відстають від рухомого вузла. У призматичних замкнених напрямних з тілами кочення у виді роликів попередній натяг регулюють гвинтами 1 (рис. 7.12,в), або клином. Перед регулюванням кріплення напрямних планок 2 послаблюють, після регулювання затискають. За великої довжини ходу використовують напрямні з циркуляцією тіл кочення, які вільно повертаються на робочу доріжку по каналу повернення (рис. 7.12,г). Така напрямна (танкетка) складається з корпусу 1, навколо якого обкочуються ролики 5, випаданню і осьовому зміщенню яких перешкоджають обойми 3 і 6. До монтажної поверхні рухомого вузла 2 верстата напрямні закріплюють гвинтами 7. Такі напрямні виготовляють централізовано з уніфікованими приєднувальними і габаритними розмірами і використовують у парі із загартованими сталевими планками 4 станини, які мають твердість $H \geq 60...61 \text{ HRCe}$ [20].

Напрямні з циркуляцією тіл кочення виконують в основному без сепаратора, з безперервним потоком роликів. Кульки у напрямних верстатів застосовують рідко. Деколи використовують конструкції, в яких застосовують сепаратори у вигляді гнучкого ланцюга.

Попередній натяг в напрямних кочення усуває шкідливий вплив зазорів і забезпечує підвищення жорсткості напрямних в 2...3 рази. Попередній натяг може бути одержаний за рахунок маси вузла і зовнішнього навантаження (рис. 7.12,а,б,г). Недолік цього способу – неможливість вибору оптимальної вели-

чини натягу і його регулювання. В замкнених напрямних натяг створюють двома способами: припасуванням розмірів або регульовальними пристроями, наприклад гвинтами (рис. 7.12,в) або клинами.

У швидкохідних карусельних верстатах, поворотних столах застосовують колові напрямні кочення, які мають ті ж особливості, що і напрямні кочення для прямолінійного руху. Коловий рух обмежує можливість використання роликів в напрямних, тому частіше зустрічаються у верстатах кулькові колові напрямні.

Комбіновані напрямні кочення-ковзання з покриттям граней ковзання полімерними матеріалами мають властивості як напрямних кочення, так і напрямних ковзання і не мають їх недоліків, тобто відрізняються одночасно задовільними характеристиками тертя, високою жорсткістю і демпфіруванням коливань, і мають значно меншу вартість, ніж напрямні кочення.

Гідророзвантаження напрямних з піврідинним змащуванням за рахунок подачі в розвантажувальні кишені мастила під тиском дуже ефективно для найбільш відповідальних напрямних. Підбором тиску мастила в кишенях можна значно зменшити коефіцієнт тертя, забезпечити високу довговічність напрямних, а відсутність впливання, яке має місце в гідростатичних напрямних, забезпечує високу контактну жорсткість і надійне фіксування вузла після пересування.

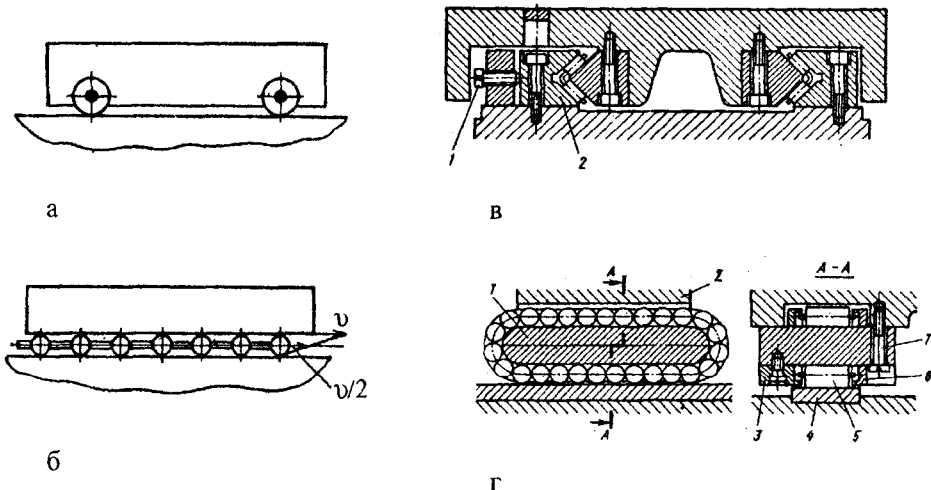


Рис. 7.12. Напрямні кочення: а- на роликах із фіксованими осями; б- з потоком тїл кочення; в - призматична замкнена; г - з циркуляцією (поверненням) тїл кочення („танкетки”)

7.8. ЗАХИСНІ ПРИСТРОЇ ДЛЯ НАПРЯМНИХ

Для надійної роботи напрямних необхідні досконалі захисні пристрої, які не допускають проникнення на робочі поверхні бруду, дрібної стружки і абразивного пилю. За відсутності захисних пристроїв у напрямних змішаного тертя швидкість зношування зростає в декілька разів. Попадання бруду на робочі поверхні гідростатичних напрямних може призвести до пошкодження напрямних. Напрямні кочення ще більше чутливі до забруднення. Абразивні забруднення знижують довговічність напрямних; попадання стружки може викликати пошкодження поверхонь в зоні контакту, а у разі значного забруднення кочення може припинитися.

Для видалення стружки на торцях рухомих полозків встановлюється повстяна або фетрова подушка 2 (рис. 7.13,а), яка притискається щитком 1. Таке ущільнення захищає напрямні тільки від незначного забруднення і звичайно їх застосовують у сполученні із захисними пристроями інших типів. Повстяні або фетрові подушки швидко забруднюються (шаржируються), і тому їх замінюють полімерними і комбінованими ущільненнями (гума і метал, гума і повсть), які підбирають у залежності від матеріалу напрямних, інтенсивності забруднення і методу змащення.

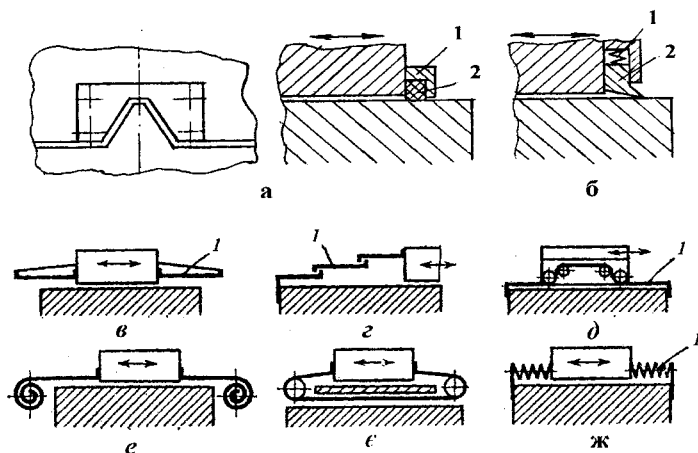


Рис. 7.13. Захисні пристрої напрямних

Позитивно відрізняються бронзові або латунні з'ємники (скребки) стружки 2 (рис. 7.13,б), які підтискаються до напрямних під дією пружини 1.

Для важких токарних і розточувальних верстатів рекомендується комбінований пристрій: попереду встановлюється знімач, потім гумові і повстяні ущільнення.

Зварні, штамповані або відлиті щитки 1 (рис. 7.13,в) встановлюють на торцях рухомих полозок у разі порівняно невеликих довжинах ходу і наявності вільного місця.

Телескопічні щитки знайшли розповсюдження в середніх та важких верстатах за значної довжини ходу. Вони складаються з набору взаємно рухомих щитків 1 (рис. 7.13,г) з ущільненнями в рухомих з'єднаннях. Для усунення попадання бруду,пилу стружки у внутрішню порожнину деколи подають повітря під невеликим надлишковим тиском.

Сталеві стрічки 1 є надійним захистом напрямних, виконують їх різними за конструкцією (рис. 7.13,д–є) і застосовують за великої довжини ходу.

Гармонікоподібні міхи 1 (рис. 7.13,ж) забезпечують високу щільність, їх широко застосовують в шліфувальних і деяких інших верстатах. Міхи виготовляють з різних, переважно полімерних матеріалів. Для захисту міхів від гарячої стружки та іскр застосовують металеві покриття.

8. МЕХАНІЗМИ ДЛЯ ЗДІЙСНЕННЯ ПЕРІОДИЧНИХ РУХІВ

Робота деяких верстатів відбувається так, що для обробки деталі необхідно періодично змінювати відносно положення заготовки і інструмента.

До числа періодичних рухів у верстаті відносяться: рухи подач у верстатах з прямолінійним головним рухом – стругальних, довбальних та інших верстатів; рух подачі на глибину різання в шліфувальних верстатах різних типів. Більш характерними є ділильні переміщення, які періодично повторюються на точно фіксовану величину і можуть бути як коловими, так і лінійними. Колові періодичні переміщення здійснюються в разі повороту багатопозиційних столів, барабанів, револьверних головок, заготовок в разі нарізання зубців і свердління колових рядів отворів, розташованих на торці, або периферії диску. Лінійні періодичні переміщення здійснюються в разі нарізання зубців рейок, свердління лінійних рядів отворів, нанесення поділок на лінійках.

Для здійснення подібних переміщень використовуються різноманітні види приводів періодичного обертового руху, які за необхідністю перетворюються у прямолінійний. Деколи для одержання необхідної точності використовуються додаткові фіксувальні пристрої.

8.1. РЕВЕРСИВНИЙ ПРИВІД, ЯКИЙ ВМИКАЄТЬСЯ ПЕРІОДИЧНО

Робочий орган 9 (наприклад, поворотний стіл) (рис. 8.1) періодично повертається у напрямку стрілки А на точно фіксований кут. У разі повороту робочий орган одержує рух від реверсивного приводу М, який вмикається періодично. Положення робочого органа визначається фіксатором 5, до якого притиснутий ділильний упор 8 робочого органа. Рух від двигуна М через муфту 3 і черв'ячну передачу передається на стіл 9, і в кінці повороту наступний упор 7 опускає фіксатор 5. Потім цей фіксатор повертається у вихідне положення, і важіль 4, діючи на кінцевий вимикач 6, змінює напрямок обертання робочого органа і упор 7 притискається до фіксатора 5. Зусилля притискання обмежується муфтою 3, яка

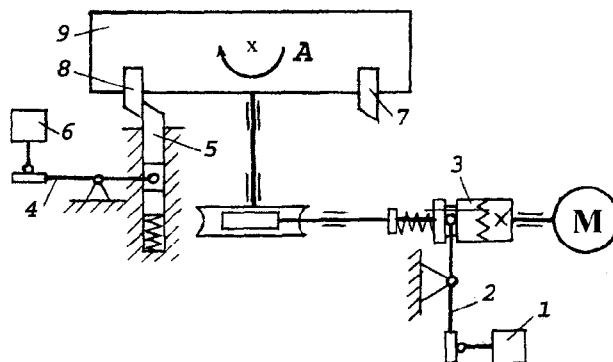


Рис. 8.1. Схема приводу, який вмикається періодично

в разі переміщення вліво через важіль 2 натискає на кінцевий вимикач 1, який подає сигнал на вимикання приводу М.

Подібні реверсивні приводи, які вмикаються, періодично використовують для повороту багатопозиційних столів агрегатних верстатів. Значні динамічні навантаження, які виникають під час зупинки стола, призводять до втрати точності. Для усунення цього недоліку застосовують приводи з двома двигунами. Під час зворотнього руху стіл має обертатися повільно і отже другий електродвигун має бути меншої потужності і частоти обертання, в результаті зменшується момент інерції ротора двигуна, а відповідно досягається зменшення динамічних навантажень під час зупинки. Коли діляльний упор 7 притискається до фіксатора 5, другий двигун вмикається за допомогою реле струму.

У тих випадках, коли приводом поворотного пристрою застосовується гідропривід, фіксатор служить елементом своєрідного командоапарата, який керує поворотом і фіксуванням вузла [15]. На рис. 8.2 зображена конструкція вузла фіксування агрегатного стола з приводом планшайби 1 від гідродвигуна.

Під час підходу до сусідньої позиції діляльний упор 2 втоплює фіксатор 4, який через стрижень 3 переміщує вниз плунжер 8 шляхового дроселя 9, який встановлений на виході з гідродвигуна. Завдяки цьому швидкість планшайби зменшується, і на малій швидкості вона повертається дещо далі позиції. У разі переміщення фіксатора вниз вмикається безконтактний шляховий перемикач 6, який дає команду на реверс гідродвигуна після перебігу планшайбою позиції і подальшого ходу фіксатора вгору. Коли в разі зворотнього обертання упор вступає в контакт з фіксатором 4, він діє на скіс стрижня 3 і повертає його. Планка

7 долає зусилля пружини 10 і вводить пелюсток у щілину безконтактного шляхового перемикача 5. Потім вмикається реле часу, яке вимикається після досягнення необхідного зусилля у контакті ділильного упора і фіксатора. Вимикання реле часу викликає вимикання гідророзвантаження і затискання планшайби.

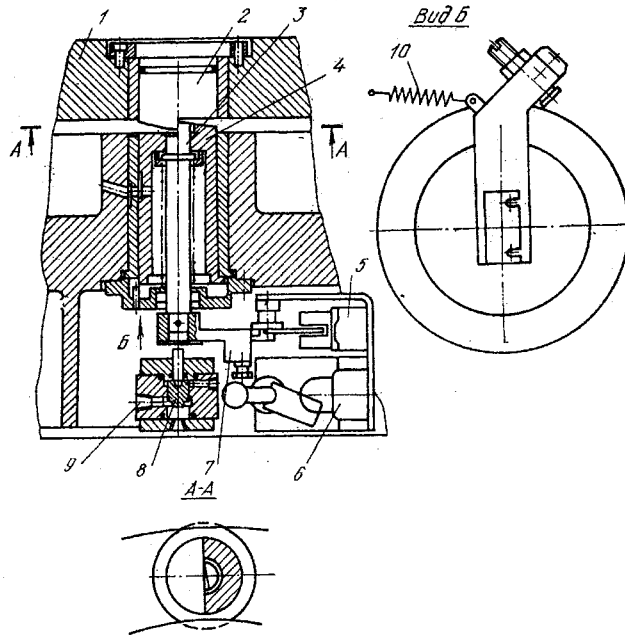


Рис. 8.2. Вузол фіксування поворотно-ділильного стола агрегатного верстата

8.2. ПРИВІД З ОДНООБЕРТОВОЮ МУФТОЮ

Робочий орган 9 (рис. 8.3, а), який періодично повертається, одержує рух від вала I, і за допомогою самовимикальної однообертової муфти 4-5, зчіплюється з шестернею 3, яка одержує безперервне обертання від приводу М. Півмуфта 5 утримується у вимкненому стані заціпкою 2. У разі надходження сигналу керування привід 1 опускає заціпку і півмуфта 5 під дією пружини 6 зчіплюється з

шестернею 3. Зробивши один оберт, муфта 4–5 автоматично розчіплюється (див. розділ 8.2.1). Кут повороту робочого органу 9 за один оберт муфти залежить від передавального відношення конічної передачі, яка з'єднує вали I і II. Для точного фіксування положення робочого органу використовується фіксатор 8 з приводом 7, який працює узгоджено з приводом I вмикання однообертової муфти 4–5.

8.2.1. Самовимикальна однообертова муфта

Муфта складається з півмуфти 4 (рис. 8.3, б), яка виконана на маточині шестерні 3 і вільно сидить на валу 10. Друга півмуфта 5 з'єднана з валом ковзною шпонкою і утримується у вимкненому стані защіпкою 2. Для вмикання муфти защіпка опускається і під дією пружини 6 (рис. 8.3, в) півмуфта 5 переміщується вправо і з'єднується з ведучою півмуфтою 4 шестерні 3. За подальшого повертання муфти защіпка 2 ковзає по твірній півмуфти 5. Коли фігурний паз 11 з робочим профілем АБ підійде до защіпки 2, остання під дією пружини 12 западає в нього. За подальшого обертання муфти защіпка, ковзаючи по профілю АБ, переміщує півмуфту 5 ліворуч і виводить її із зачеплення з півмуфтою 4.

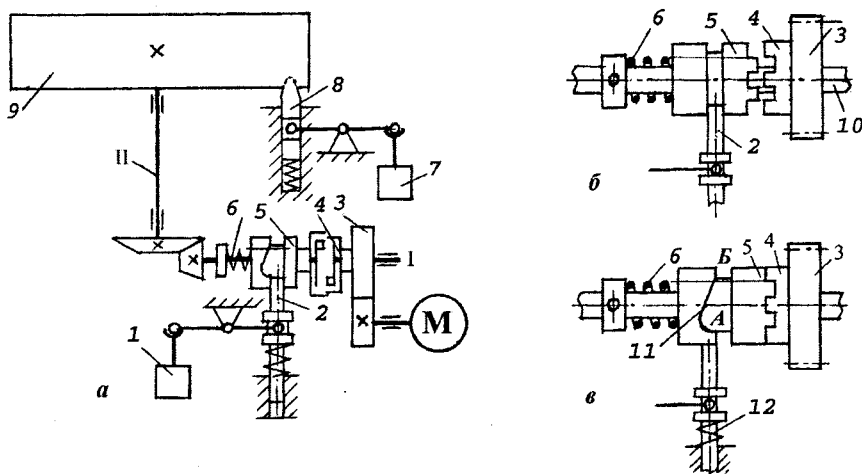


Рис.8.3. Привід з однообертовою муфтою: а – схема; б і в – однообертова муфта

8.3. ПРИВІД З МАЛЬТІЙСЬКИМ МЕХАНІЗМОМ

Мальтійний механізм (рис. 8.4, а) складається з кривошипа 3 з пальцем 2 і пазового диска 1. Під час обертання кривошипа 3 палець 2 заходить в паз диска 1 і повертає його кожного разу на $1/Z$ частину, де Z – кількість пазів. У момент входження пальця кривошипа 3 в паз диска 1 швидкість диска дорівнює нулю, потім швидкість плавно зростає до максимуму, після чого плавно спадає до нуля в момент виходу пальця з пазу. Плавна зміна швидкості виключає появу ударів.

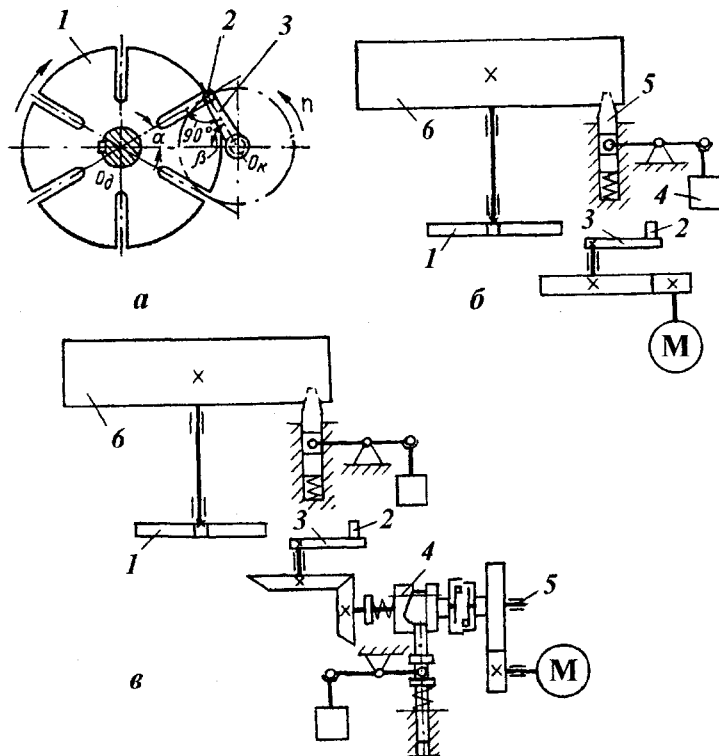


Рис. 8.4. Схеми приводів з мальтійським механізмом: а – схема мальтійського механізму; б – найпростіша принципова схема; в – схема з однообертовою муфтою і мальтійським механізмом

8.3.1. Основні кінематичні залежності мальтійського механізму

Припустимо кривошип обертається з постійною частотою обертання n , хв^{-1} . Поворот пазового диска на кут 2α між суміжними пазами відбувається за час повороту кривошипа на кут 2β . Протягом решти повороту кривошипа на кут $2(180^\circ - \beta)$ пазовий диск залишається нерухомим [5].

Якщо T – час повного оберту кривошипа; t_n – час повороту пазового диска; $t_b = T - t_n$ – час вистоювання (перебування у спокої) пазового диска, то коли $n = \text{const}$

$$\frac{t_n}{T} = \frac{2\beta}{2\pi} = \frac{\beta}{\pi}; \quad \frac{t_b}{T} = \frac{2(\pi - \beta)}{2\pi} = 1 - \frac{\beta}{\pi}. \quad (8.1)$$

$$\alpha = \pi / Z.$$

Щоб повертання пазового диска відбувалося без жорстких ударів на початку і в кінці повороту, повинно бути $\alpha + \beta = \frac{\pi}{2}$,

тобто

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha = \frac{\pi(Z - 2)}{2Z}. \quad (8.2)$$

Отже

$$\frac{t_n}{T} = \frac{\beta}{\pi} = \frac{Z - 2}{2Z}; \quad \frac{t_b}{T} = 1 - \frac{\beta}{\pi} = \frac{Z + 2}{2Z}, \quad (8.3)$$

або, оскільки час вимірюється в с $T = 60/n$, то

$$t_n = \frac{Z - 2}{2Z} T = \frac{Z - 2}{Z} \cdot \frac{30}{n}, \quad (8.4)$$

$$t_b = \frac{Z + 2}{Z} \cdot \frac{30}{n}, \quad (8.5)$$

і коефіцієнт часу роботи пазового диска

$$K = \frac{t_n}{t_b} = \frac{Z - 2}{Z + 2}. \quad (8.6)$$

Необхідна частота обертання кривошипа, хв^{-1}

$$n = \frac{Z+2}{Z} \cdot \frac{30}{t_b} \quad (8.7)$$

В практиці часті випадки, коли замість кривошипа (води́ла) встановлюють кривошипний диск з двома і більше пальцями. В результаті цього за один оберт ведучої ланки пазовий диск мальтійського механізму зробить стільки періодичних поворотів, скільки пальців буде брати участь в роботі.

Мальтійський механізм не дає змоги змінювати кут повороту. Тому у верстатах ці механізми застосовують переважно в ділільних пристроях з постійним кутом періодичного повороту, для періодичних поворотів (індексування) шпиндельних блоків токарних автоматів і напівавтоматів, револьверних головок, багатопозиційних столів та ін.

В найпростішій схемі з мальтійським механізмом кривошип 3 (рис. 8.4, б) пазового диска 1, безпосередньо зв'язаного з робочим органом 6, одержує безперервне обертання від приводу М.

Після повороту робочий орган фіксується фіксатором 5, привод 4 якого працює узгоджено з обертанням кривошипа 3. В цій схемі всі інші рухи робочих органів повинні бути виконані в інтервалі між двома суміжними поворотами робочого органу 6. Час, який може бути використаний на всі інші рухи, залежить від частоти обертання кривошипа 3 і кута повороту кривошипа за період повороту пазового диска 1. Оскільки за вказаних умов виникає залежність між часом всіх інших ходів і швидкістю обертання кривошипа, а відповідно і часом повороту робочого органу 6, то таке рішення може призвести до надмірного зростання часу повороту, що веде до зниження продуктивності верстата.

Вказаного недоліку можна уникнути у разі одночасного використання в приводі однообертової муфти 4 (рис. 8.4, в) і мальтійського механізму. Кривошип 3 мальтійського механізму одержує, в такому випадку, обертання від валу 5 однообертової муфти 4 і у разі вимкненої муфти залишається нерухомим.

Під час увімкнення однообертової муфти кривошип робить один оберт і знову вимикається за допомогою однообертової муфти. В цьому випадку час повороту робочого органу визначається тільки величиною динамічних навантажень, які виникають під час роботи мальтійського механізму.

Привід з однообертовою муфтою і мальтійським механізмом широко використовується в токарно-револьверних автоматах для повороту револьверної головки.

Замість однообертової муфти для періодичного повороту кривошипа мальтійського механізму може бути використаний також окремий електродвигун М (рис. 8.4, б), зв'язаний через відповідну понижувальну передачу з валом

кривошипа. Під час повороту робочого органу подається сигнал для увімкнення електродвигуна. Після закінчення повороту важіль фіксатора 5, який працює узгоджено з кривошипом, натискає на кінцевий вимикач 4 і подає сигнал на вимкнення двигуна. Непостійність положення кривошипа у мить зупинки не має значення, оскільки ця похибка не позначається на процесі повороту пазового диска 1, тому що кривошип під час зупинки не знаходяться в зачепленні з диском, а нагромадження похибок не може статися.

Подібний привід використовується для повороту багатопозиційних столів агрегатних верстатів.

8.4. ПРИВОДИ З ХРАПОВИМ МЕХАНІЗМОМ

Храпові передачі, які складаються із заскочки, якій надається коливний рух і храпового колеса, дають змогу швидко здійснювати періодичні переміщення і, отже, особливо доцільні у випадках, коли час обмежений. Тому храпові передачі використовуються в механізмах подач верстатів з поступально-зворотним рухом стола, або інструмента, в яких періодична подача здійснюється під час перебігу, або швидкого зворотного руху (стругальні, довбальні, шліфувальні, та ін.)

У храповому механізмі із зовнішнім зачепленням заскочка 1 (рис. 8.5, а), одержуючи коливальний рух, захоплює зубці храпового колеса 2 і повертає його навколо осі вала II в одному напрямку [49]. Повертаючись у вихідне положення, заскочка ковзає по зубцях колеса, і останнє лишається нерухомим. У храповому механізмі з внутрішнім зачепленням заскочка 1 (рис. 8.5, б) встановлена на диску 3, вал якого здійснює коливальний рух. Заскочка 1 захоплює зубці храпового колеса 2 і періодично обертає його в один бік.

Коливальний рух в храпових механізмах частіше за все здійснюється за допомогою кривошипно-шатунної передачі (рис. 8.5, в). Неперервний обертовий рух кривошипного диска 1 з пальцем 2 за допомогою шатуна 3 перетворюється в коливальний рух важеля 4, з встановленою на ньому заскочкою 6, навколо осі вала II. Регулювання величини кута періодичного повороту храпового колеса можна здійснити двома способами: зміною кута коливання важеля перестановлюванням пальця 2 по диску 1 на відповідний радіус R ; за сталого кута коливання важеля кут повороту храпового колеса можна змінити за допомогою щитка 5, поворотом якого можна перекрити частину зубців, які знаходяться в межах кута коливання важеля. Щиток утримується у потрібному положенні під пружиненням фіксатором ручки 8, яка встановлюється у відповідний отвір нерухомого сектора 9.

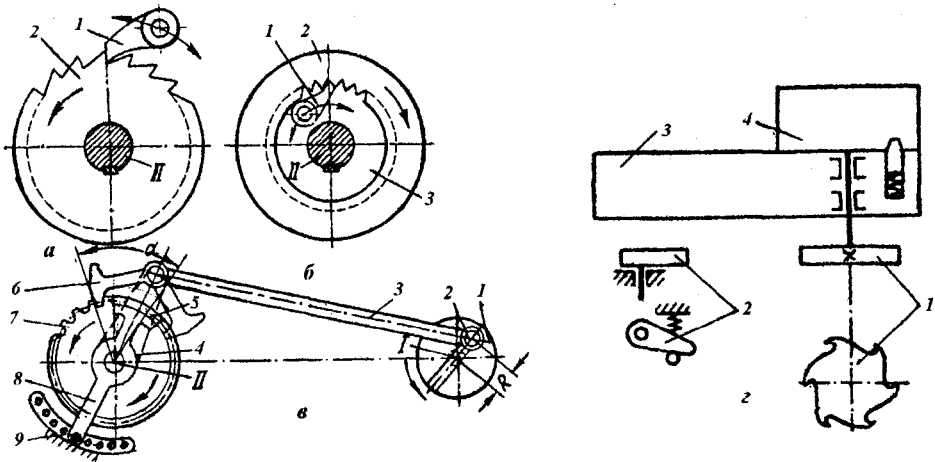


Рис. 8.5. Схеми храпових механізмів

Недолік другого способу регулювання у тому, що заскочка попадає на зубець храпового колеса, маючи швидкість, відмінну від нуля, отже зачеплення відбувається з жорстким ударом, внаслідок чого храпові передачі швидко зношуються.

Якщо за один оберт вала I храпове колесо повертається на кут, відповідний z_a зубцям, то передавальне відношення механізму $i = z_a / z$, де z – кількість зубців храпового колеса.

Перевстановлюючи заскочку 6 в положення, яке зображене тонкими лініями, можна реверсувати обертання храпового колеса.

Якщо робочий орган, який повертається періодично, розташований на ползках, котрі мають прямолінійний рух, наприклад на поздовжному супорті 3 (рис. 8.5, 2) з револьверною головкою 4, то цей рух використовується для повороту. На одній осі з револьверною головкою 4 закріплене храпове колесо 1. На нерухомих напрямних супорта 3 розташована заскочка 2. Під час ходу супорта 3 вліво зубець храпового колеса впирається в заскочку і в разі подальшого руху храпове колесо разом з револьверною головкою повертаються на відповідний кут. Привід фіксатора забезпечує своєчасний вивід і ввід фіксатора.

Суттєвим недоліком храпових механізмів є те, що наприкінці ходу можливий перебіг ланок, які повертаються, за рахунок інерційних сил.

8.5. ПОРШНЕВІ ПРИВОДИ

Гідравлічні та пневматичні поршневі приводи знаходять застосування для періодичного повороту робочих органів.

На штоці 5 (рис. 8.6, а) нарізана зубчаста рейка, яка входить в зачеплення з шестернею 6. Остання з'єднана жорстко з кулачковою півмуфтою 7, яка може зчіплюватися з півмуфтою 8. У разі вмикання муфти приводом 4 обертання передається робочому органу 1. У разі зворотного ходу поршня муфта вимикається і робочий орган залишається нерухомим. Привід повороту 4 працює узгоджено з приводом 3 фіксатора 2, і їх виконують гідравлічними або пневматичними.

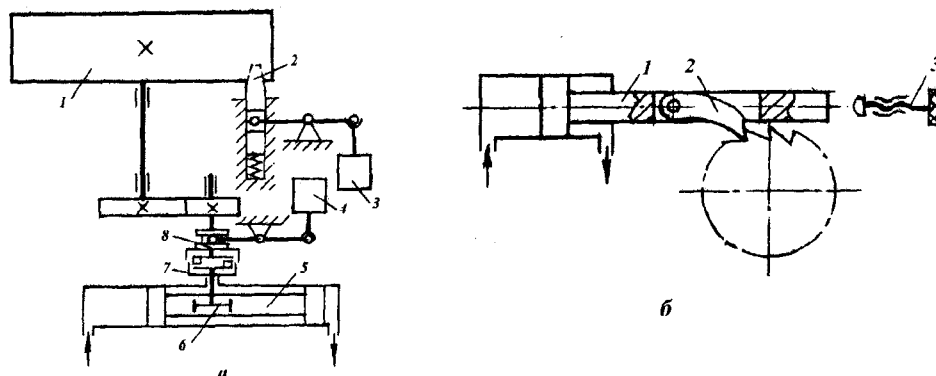


Рис. 8.6. Схеми поршневих приводів

Для усунення жорстких ударів в поршневий привід вмонтовують дроселі, зменшуючи швидкість поршня в кінці ходу.

Досить просте конструктивне рішення може бути одержане у разі встановлення заскочки 2 (рис. 8.6, б) безпосередньо на штоці 1 поршневого приводу. Такий варіант широко використовується в приводах подач шліфувальних верстатів. Величина ходу поршня, а відповідно і кут повороту храпового колеса, регулюється гвинтом 3, який обмежує переміщення поршня.

8.6. КРОКОВІ ЕЛЕКТРОДВИГУНИ

В крокових електродвигунах ланцюг живлення вмикається періодично. За кожного вмикання ланцюга живлення ротор електродвигуна повертається на певний, точно фіксований кут (у відчизняних електродвигунів цей кут переважно дорівнює $1,5^\circ$). Максимальна частота імпульсів може досягати 8000 Гц. Якщо кут повороту за один імпульс $\Delta\gamma$, а кількість імпульсів Z , то повний кут повороту ротора дорівнюватиме $\gamma = Z \Delta\gamma$.

У разі великої частоти імпульсів ротор електродвигуна практично обертається неперервно, але зупинка ротора відбувається з високою точністю у відповідності із заданою кількістю імпульсів. Змінюючи частоту імпульсів можна змінити швидкість обертання ротора. Сумарний кут повороту ротора задається кількістю імпульсів з допомогою відповідної системи керування.

Принципову схему крокового електродвигуна з електромагнітним зв'язком ротора і статора зображено на рис. 8.7, а. Ротор 1 має низку полюсів, а статор складається з трьох незалежних секцій 2, 3 і 4. На рис. 8.7, б полюси ротора і статора зображені у збільшеному вигляді. Крок полюсів ротора дорівнює γ_0 . Полюси секції 2 статора розташовані симетрично відносно лінії oc ; полюси секції 3 зміщені на $1/3 \gamma_0$ відносно лінії oc_1 , що розташована під кутом 120° до лінії oc , а полюси секції 4 – на $2/3 \gamma_0$ відносно лінії oc_2 , яка розташована під кутом 240° до лінії oc . У мить, яка розглядається, полюси 5 ротора зміщені відносно полюсів секції 3 статора на кут $1/3 \gamma_0$, відповідно полюси 6 ротора, які розташовані під кутом 120° до полюсів 5, будуть зміщені на $2/3 \gamma_0$ відносно полюсів секції 4 статора, а полюси 7 ротора зміщені на кут γ_0 відносно полюсів секції 2 статора.

Під час вмикання обмотки секції 3 статора полюси 5 ротора сумістяться з полюсами секції 3 і ротор повернеться на кут $1/3 \gamma_0$, полюси 6 ротора опиняться зміщеними на $1/3 \gamma_0$ відносно полюсів секції 4 статора, а полюси 7 ротора на $2/3 \gamma_0$ відносно полюсів секції 2 статора. Під час вимикання обмотки секції 3 і вмикання обмотки секції 4 статора, полюси 6 ротора сумістяться з полюсами секції 4 статора і ротор повернеться на кут $1/3 \gamma_0$, полюси 7 ротора займуть положення, за якого вони будуть зміщені на кут $1/3 \gamma_0$ відносно полюсів секції 2 статора. Під час вимикання обмотки секції 4 і вмикання обмотки секції 2 полюси 7 ротора сумістяться з полюсами секції 2 статора і ротор повернеться знову на кут $1/3 \gamma_0$, наступна пара полюсів ротора займе таке положення, за якого вони будуть зміщені відносно полюсів секції 3 статора на $1/3 \gamma_0$ і процес вмикання обмоток повториться.

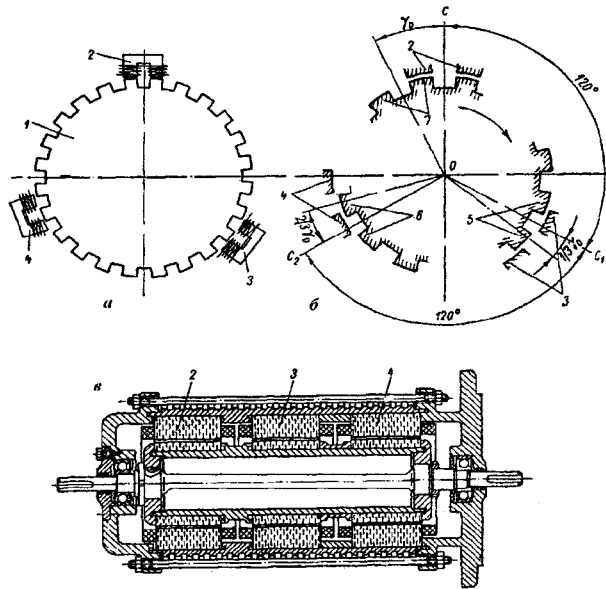


Рис. 8.7. Кроковий електродвигун: а і б – принципова схема; в – конструкція

Секції статора розміщені вздовж осі двигуна (рис. 8.7, в); кількість полюсів статора дорівнює кількості полюсів ротора. Кожна секція статора розвернута відносно попередньої на кут $1/3 \gamma_0$.

Послідовність вмикання обмоток здійснюється за допомогою розподільника імпульсів системи керування.

Обертковий момент крокових електродвигунів без підсилювачів дорівнює 20...100 Н·см, високомоментних електродвигунів – 3000 Н·см. Крокові електродвигуни з малим обертковим моментом використовуються в силових приводах сумісно з гідравлічним підсилювачем моментів (див. розділ 3).

Час переміщення робочих органів, які періодично повторюються, залежить від їх розмірів і виду приводу і коливається в значних межах. Час повороту револьверних головок різних розмірів і конструкцій знаходиться в межах 0,5...3 с., час повороту багатопозиційних столів і барабанів у межах 1,0...5 с.; за невеликих переміщеннях і малих розмірах робочих органів ці рухи можуть здійснюватися з великою швидкістю і час складатиме 0,05...0,1 с. Швидкість переміщення, а відповідно і час, обмежуються в першу чергу динамічними навантаженнями, які виникають.

8.7. МЕХАНІЗМИ ФІКСУВАННЯ

Для збереження точного положення поворотних пристроїв після повороту і утримання їх від зміщення під дією навантажень, які виникають під час роботи, застосовують механізми фіксування. Фіксування здійснюється механізмами оди-нарної (з одним фіксатором), подвійної (з двома елементами, один з яких служить фіксатором-упором, а другий доводить фіксований вузол до точного положення, що визначається упором) і багатьма однаковими елементами.

На рис. 8.8 зображені схеми механізмів фіксування: з *одинарним фіксуванням* (рис. 8.8, *а,б,в*) і *подвійним фіксуванням* (рис. 8.8, *г,д,е*). Фіксатори 1 (рис. 8.8, *а,б*) прямолинійної дії, які входять у фіксувальні гнізда поворотного вузла 2. Для усунення впливу зазорів інколи виконують фіксатор 1 частково розрізним (рис. 8.8, *б*), внаслідок чого клинові поверхні фіксувальних сухарів 3 розводять частини фіксатора, притискаючи їх до напрямних. Важельний фіксатор 1 (рис. 8.8, *в*) спряжений з клиновим пазом поворотного вузла 2 за лініями (без врахування деформації). Такий спосіб фіксування можна застосовувати тільки за малих навантажень [9,49].

На рис. 8.8, *г* зображена схема одного з варіантів подвійного фіксування. Поворот вузла 2 після відведення запираючого клина 4 відбувається у напрямку, позначеному стрілкою. Внаслідок наявності відповідних скосів на обмежувачі ходу 3 і фіксаторі 1, останній відводиться від вузла 2. Після повороту на кут, більший потрібного, фіксатор 1 під дією пружини повертається у вихідне положення, а клин 4 повертає вузол 2 у зворотному напрямку до упора у фіксатор 1 і запирає вузол 2.

На рис. 8.8, *д* зображена схема подвійного фіксування, звичайно використо-вується у багатошпindelних токарних автоматах для фіксування шпindelних блоків. Після повороту шпindelного блока 1 головки фіксувального важеля 2 і запирального – 3 вільно входять в пази фіксувальних гнізд. Потім за допомогою системи важелів з приводом від кулачка 4 запиральний важіль 3 повертає шпindelний блок у зворотному напрямку, притискаючи один до другого фіксуючі поверхні гнізда і важеля 2, внаслідок чого шпindelний блок фіксується. Перед початком повороту шпindelного блоку обидва важеля відводяться.

У механізмі подвійного фіксування перед поворотом шпindelного блока 1 (рис. 8.8, *е*) важіль 3 виводиться кулачком 4 з гнізда, а на початку повороту з гнізда витискається упор 2. Коли після повороту шпindelного блоку важелі 2 і 3 вільно увійшли в його гнізда, важіль 3, одержуючи рух від кулачка 4, повертає шпindelний блок у зворотному напрямку і притискає його гніздо до фіксатора 2.

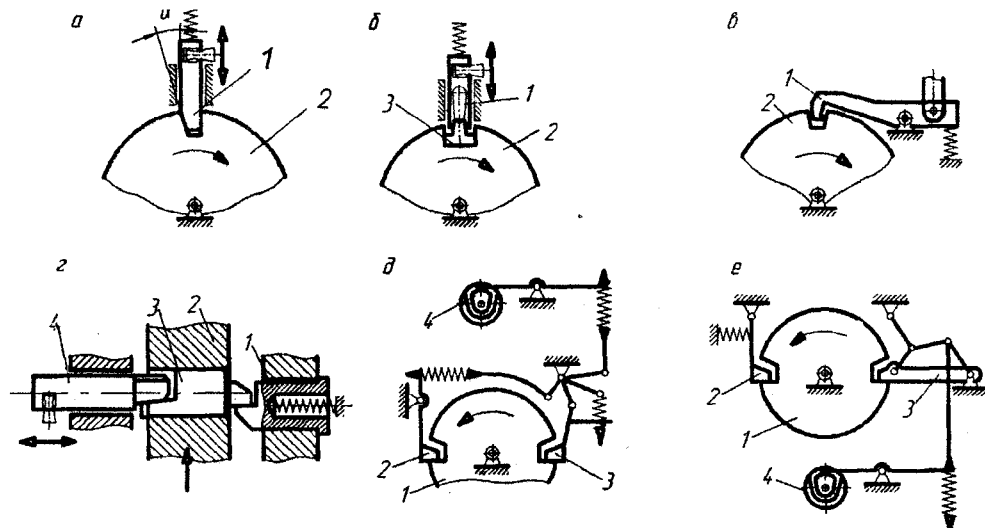


Рис. 8.8. Схеми механізмів фіксування

Для фіксування револьверних головок верстатів з ЧПК часто застосовують механізми фіксування з багатьма елементами, якими використовують зубці плоских зубчастих коліс. Одне з коліс закріплене до поворотного вузла, інше – до нерухої основи. Перед поворотом вузол відходить від основи так, що зубчасті колеса виходять із зачеплення. Такий механізм забезпечує точне фіксування, оскільки похибка виготовлення коліс розподіляється між усіма їх зубцями.

У фіксатора слід розрізнити поверхні фіксування і напрямні. На точність і довговічність механізму фіксування великий вплив має форма фіксувальних поверхонь і їх відносне переміщення. Якщо початкове торкання фіксувальних поверхонь відбувається у точці або за лінією, то виникають великі питомі тиски, які викликають змінання. У разі контакту з поверхнею питомий тиск може бути значно зменшений.

Якщо фіксувальні поверхні мають ковзання під час обробки на автоматі, або під час повороту, то вони піддані підвищеному зношуванню, особливо інтенсивному у разі великих питомих тисків. Якщо ковзання фіксувальних поверхонь має місце тільки під час фіксування, то зношування буде значно меншим.

Оскільки механізм фіксування доводить фіксувальний елемент до точного положення, то у разі одинарного фіксування уникнути ковзання фіксувальних

поверхонь неможливо. Зношування цих поверхонь може бути зменшене збільшенням фіксувальних поверхонь, відповідного вибору матеріалу і термічної обробки.

Зазор в напрямних фіксатора збільшується в міру зношування, яке впливає на точність фіксування.

У разі подвійного фіксування зношування напрямних упора зменшується, оскільки з оптимально вибраної конструкції механізму фіксування, ковзання в напрямних відбувається під дією на упор незначних зусиль. Усунення зазору в напрямних упора і фіксатора відбувається під час притискання механізму, який повертається до упору. Тому за подвійного фіксування зазори в напрямних не впливають суттєво на його точність. Але в міру зношування напрямних упора точність фіксування знижується, тому варто звертати особливу увагу на конструювання опор вузла механізму введення і виведення упора.

Вплив зазорів в напрямних і деформації фіксаторів під дією великих зусиль обробки можна усунути затисканням вузла, який повертається, після фіксування. Таке затискання здійснюється в багатьох конструкціях револьверних головок, столів агрегатних верстатів та ін.

На рис. 8.9 наведена конструкція механізму одинарного фіксування вузла, який повертається. Перед початком повороту вузла 1 фіксатор 3 виводиться важелем 4 з фіксувального гнізда 2. В кінці повороту, який виконується проти стрілки годинника з деяким перебігом позицій, приводний пристрій вимикається,

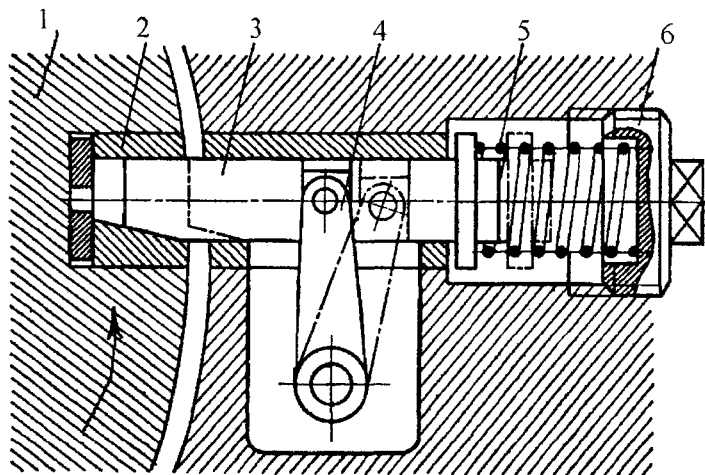


Рис. 8.9. Конструктивна схема механізму фіксування

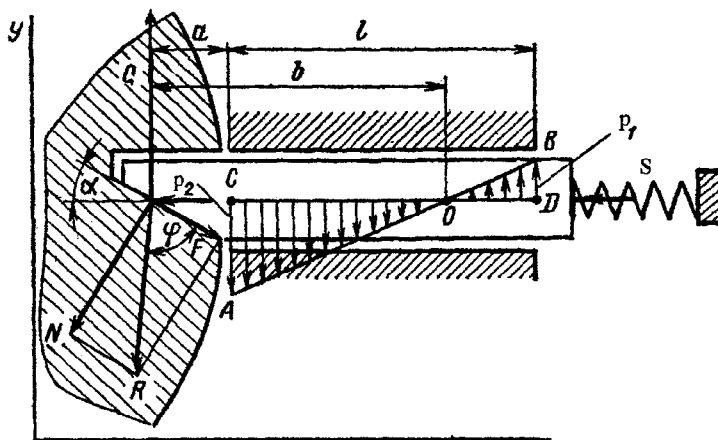


Рис. 8.10. Схема розподілу тисків по довжині напрямної

а фіксатор 3 попадає у фіксувальне гніздо 2 під дією пружини 5, сила притискання якої регулюється пробкою 6. Нижня похила грань фіксатора 3 діє на похилу грань гнізда 2 в результаті чого вузол, який повертається за стрілкою годинника, доводиться до точного положення, за якого верхня грань гнізда впирається у верхню грань фіксатора.

Розглянемо розрахунок фіксувального механізму, який зображений на рис. 8.10.

Вважаємо, що під час початку фіксування кутова швидкість вузла, який повертається $\omega = 0$. Для точного доведення (дотискання) вузла, який повертається до заданого положення використовують пружину 5 (див. рис. 8.9), яка за допомогою похилої площини втулки і фіксатора діє на вузол, який повертається.

Отже, для доведення вузла, пружина повинна бути розрахована на відповідну силу, яка створює обертовий момент, достатній для подолання моментів сил опору повороту вузла. Звідси, обертовий момент, який створюється пружиною:

$$T_{\text{пр}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{дин}}, \quad (8.8)$$

де $T_{\text{ст}}$ – статичний момент сил опору повороту вузла; $T_{\text{дин}}$ – момент сил інерції вузла.

Наближене значення статичного моменту сил тертя (Н·мм) в опорах вузла, який обертається, можна визначити за емпіричною формулою

$$T_{\text{ст}} = k \cdot (D_0 / d_k) \cdot G, \quad (8.9)$$

де k – коефіцієнт тертя кочення ($k = 0,001 \dots 0,005$ см); D_0 – діаметр кола центрів кульок (середній діаметр упорного підшипника); d_k – діаметр кульки упорного підшипника; G – вага вузла зі всіма закріпленими на нього деталями, Н.

Динамічний момент $T_{\text{дин}}$ залежить від кутового прискорення ϵ і момента інерції вузла:

$$T_{\text{дин}} = \epsilon \cdot J. \quad (8.10)$$

Момент інерції вузла, який обертається:

$$J = (G/2g) \cdot R^2, \quad (8.11)$$

де g – прискорення сили тяжіння, мм/с²; R – радіус вузла, який обертається, мм;

Кутове прискорення ϵ під час фіксування вузла визначаємо, виходячи з часу фіксування:

$$\epsilon = \frac{l_1 \cdot \text{tg} \alpha}{R \cdot t_\phi^2}, \quad (8.12)$$

де l_1 – величина осевого переміщення фіксатора за час фіксування, мм; t_ϕ – час фіксування.

Визначаємо силу Q , яка необхідна для доведення вузла до заданого положення, Н:

$$Q = \frac{M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}}{R}. \quad (8.13)$$

З урахуванням відсутності заклинювання фіксатора у напрямних одержимо силу S , яку повинна розвивати пружина:

$$S = k_3 \cdot Q \cdot [\text{tg}(\alpha + \varphi) + f_{\text{зв}}(2a/l + 1)], \quad (8.14)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу, який гарантує поворот вузла; $f_{\text{зв}}$ – зведений коефіцієнт тертя (для круглої напрямної, $f_{\text{зв}} = (4/\pi) \cdot f$, тут f – номінальний коефіцієнт тертя фіксатора у напрямних, звичайно $f = 0,25$; a – відстань від точки прикладання сили до початку напрямної; l – довжина напрямної.

Визначаємо максимальні питомі тиски в напрямних фіксатора під час фіксування вузла.

Вводимо позначення: p_1 – найбільший питомий тиск у неробочого кінця фіксатора; p_2 – найбільший питомий тиск у робочого кінця фіксатора; d – діаметр фіксатора; b – відстань від точки прикладання сили Q до точки O .

Одержимо:

$$b = \frac{2 \cdot (a+l)^3 - a^3}{3 \cdot (a+l)^2 - a^2}; \quad (8.15)$$

$$p_1 = \frac{2 \cdot Q \cdot (a+l-b)}{d \cdot [(b-a)^2 - (l+a-b)^2]}; \quad (8.16)$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot Q \cdot (b-a)}{d \cdot [(b-a)^2 - (l+a-b)^2]}. \quad (8.17)$$

Допустимий питомий тиск (p) залежить від швидкості ковзання і матеріалу. Для матеріалів чавун – сталь можна приймати: $p = 1,2 \dots 1,5$ Н/мм², за малих швидкостях ковзання (менше 200 мм/с) і $p = 0,4$ Н/мм² за великих швидкостях. Для матеріалів сталь – сталь ці значення можна прийняти більше на 20...30 %.

Якщо не враховувати зазори між фіксатором і напрямною, то характер епюри тисків по довжині можна прийняти лінійним і вважати тиски розподіленими за законом прямої АВ.

Приклад: Розрахувати фіксатор поворотного стола (каруселі) (див.рис.8.9). Поворот каруселі здійснюється мальтійським механізмом. Кількість пазів мальтійського диска $z = 8$; вага каруселі зі всіма розташованими на ній деталями $G = 1200$ Н, радіус каруселі $R = 380$ мм; розміри фіксатора (рис. 8.10); $d = 25$ мм; $l = 100$ мм; $a = 25$ мм; $\alpha = 5^\circ$. Матеріал фіксатора і втулки сталь ШХ15. Після гартування і низького відпуску до твердості $H = 58 \dots 62$ HRCe.

Оскільки поворот каруселі здійснюється мальтійським механізмом, то під час початку фіксування кутова швидкість $\omega = 0$.

Під час фіксування пружина, долаючи силу тертя, надає каруселі додатковий поворот.

Визначаємо час фіксування каруселі. Задаємося часом фіксування:

$$t_\phi = 0,1 \cdot t_n,$$

де t_n – час повороту каруселі, с (8.4):

$$t_n = \frac{z-2}{z} \cdot \frac{30}{n} = \frac{8-2}{8} \cdot \frac{30}{40} = 0,56 \text{ с},$$

де n – частота обертання кривошипа, $n = 40 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді час фіксування $t_\phi = 0,1 \cdot 0,56 = 0,056 \text{ с}$.

Визначаємо обертовий момент сил опору повороту каруселі (обертовий момент, який повинна створювати пружина фіксатора).

$$T_{\text{пр}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{дин}}.$$

Момент статичний (8.9):

$$T_{\text{ст}} = k \cdot (D_0 / d_k) \cdot G = 0,005 \cdot (12/1,27) \cdot 1200 = 57 \text{ Н} \cdot \text{см} = 570 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Динамічний момент каруселі (8.10):

$$T_{\text{дин}} = J \cdot \varepsilon.$$

Момент інерції каруселі (8.11):

$$J = (G/2g) \cdot R^2 = ((1200/2) \cdot 9810) \cdot 380^2 = 8832 \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2.$$

Кутове прискорення ε каруселі під час фіксування визначаємо, виходячи з часу фіксування (8.12):

$$\varepsilon = \frac{l_1 \cdot \text{tg} \alpha}{R \cdot t_\phi^2} = \frac{30 \cdot 0,0875}{380 \cdot 0,056^2} = 2,2 \text{ рад/с}^2,$$

де l_1 – величина осьового переміщення фіксатора за час фіксування, $l_1 = 30 \text{ мм}$.

Тоді:

$$T_{\text{дин}} = J \cdot \varepsilon = 8832 \cdot 2,2 = 19430 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{\text{пр}} = T_{\text{ст}} + T_{\text{дин}} = 570 + 19430 = 20000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Визначаємо силу Q , яка необхідна для доведення стола до заданого положення (8.13):

$$Q = (T_{\text{см}} + T_{\text{дин}}) / R = 20000 / 380 = 52,6 \text{ Н.}$$

Визначаємо силу S , яку повинна мати пружина (8.14):

$$S = k_3 \cdot Q \cdot [\text{tg}(a + \varphi) + f_{\text{зв}} \cdot (2a/l + 1)].$$

Коефіцієнт тертя фіксувальних поверхонь $f_1 = 0,2$; тоді $\varphi = 12^\circ$:

$$f_{\text{зв}} = (4/\pi) \cdot f = (4/\pi) \cdot 0,25 = 0,32,$$

де $f = 0,25$ – коефіцієнт тертя фіксатора у напрямних; $k_3 = 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$S = 1,3 \cdot 52,6 \cdot [\text{tg}(5 + 12) + 0,32 \cdot (2 \cdot 25/100 + 1)] = 53,7 \text{ Н.}$$

Визначаємо максимальні питомі тиски у напрямних фіксатора під час фіксування:

$$b = \frac{2 \cdot (a+l)^3 - a^3}{3 \cdot (a+l)^2 - a^2} = \frac{2 \cdot (25+100)^3 - 25^3}{3 \cdot (25+100)^2 - 25^2} = 84,12 \text{ мм;}$$

$$P_1 = \frac{2 \cdot Q \cdot (a+l-b)}{d \cdot [(b-a)^2 - (l+a-b)^2]} = \frac{2 \cdot 52,6 \cdot (25+100-84,12)}{25[(84,12-25)^2 - (100+25-84,12)^2]} = 0,09 \text{ Н/мм}^2;$$

$$P_2 = \frac{2 \cdot Q \cdot (b-a)}{d \cdot [(b-a)^2 - (l+a-b)^2]} = \frac{2 \cdot 52,6 \cdot (84,12-25)}{25[(84,12-25)^2 - (100+25-84,12)^2]} = 0,14 \text{ Н/мм}^2.$$

Отже, розміри механізму фіксування і матеріал фіксатора і втулки (сталь ШХ15) вибрані правильно, оскільки питомий тиск у напрямних фіксатора менший ніж допускається.

9. МЕХАНІЗМИ КЕРУВАННЯ ВЕРСТАТАМИ

Механізми керування верстатами призначені для пуску і зупинки окремих вузлів і цілого верстата, вмикання заданих швидкостей і подач, швидких підводів і відводів механізмів і для виконання всіх тих функцій по зміні характеру руху інструменту і заготовки, які необхідні для здійснення даного технологічного процесу.

Зручність обслуговування, швидкодія і надійність роботи системи керування верстатом визначають витрати допоміжного часу, а отже продуктивність праці. Крім того вони мають бути простими, малогабаритними і безпечними під час обслуговування. У верстатах застосовують ручні і автоматичні системи керування. В системах керування застосовують механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні приводи і їх комбінування.

Механізми ручного керування повинні мати таку конструкцію і так розташовані на верстаті, щоб втомлюваність робітника була найменшою. Для цього необхідно вирішити питання про зону розташування органів керування, допустимих силах на ручках. Потрібно врахувати фізіологічні особливості людини, наприклад, паузи під час роботи.

Характерним прикладом врахування фізіологічних особливостей людини є мнемонічність системи керування, тобто така її будова, за якої робітник не

напружує зайво пам'ять, щоб вирішити де знаходиться дана ручка, в який бік її слід повернути. Наприклад, напрямком вмикання або переміщення ручки має співпадати з напрямком переміщення робочого органа.

Важливо знати той простір, який може обслуговувати робітник тільки за допомогою рук, не нахилиючи плечей і корпуса. Найбільш зручна зона для розміщення механізмів керування знаходиться за малих зусиль вмикання (20...30 Н) на висоті 900...1200 мм і за великих зусиль (30...80 Н) на висоті 700...900 мм.

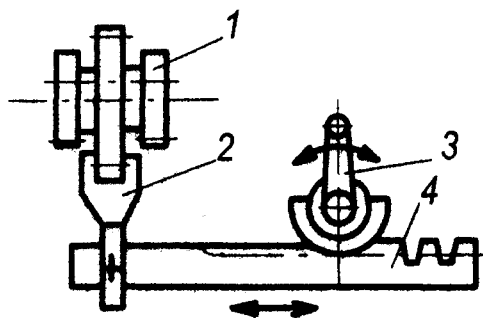


Рис. 9.1. Схема механізму керування блоком зубчастих коліс

Найпростіша багаторучкова система керування, для якої кожне перемикання здійснюється своєю ручкою. Наприклад, у механізмі керування блоком зубчастих коліс 1 (рис. 9.1) елементом керування є ручка 3 із зубчастим сектором, а передаючим – рійка 4, на якій закріплений виконавчий елемент – вилка 2.

У механізмах керування для перемикання шестірень і блоків використовують камені і вилки, виготовлені з антифрикційного чавуну, текстоліту, бронзи [35].

Як камені, так і вилки діють на зубчасті колеса в точці, яка знаходиться на відстані s від осі вала (рис. 9.2). Сила, яка діє з боку каменя або вилки, створює обертовий момент $T = Ps$, який врівноважується реактивним моментом $N \cdot l$. Реакції N створюють сили тертя Nf , які чинять опір осьовому переміщенню зубчастого колеса. За великого плеча s і малої довжини l шестерня може заклинюватись. Бажано, щоб витримувалась нерівність $l/s > 1$. Якщо з різних причин цю нерівність витримати не вдається, необхідно використовувати вилки з двома каменями (рис. 9.3), які охоплюють зубчасте колесо з двох боків.

Пересування зубчастих коліс або муфт може виконуватись безпосередньо важелем 1 (рис. 9.4,а), який розміщений на одній осі з рукою керування. Ця схема дуже проста і широко застосовується у коробках швидкостей і подач. Але її

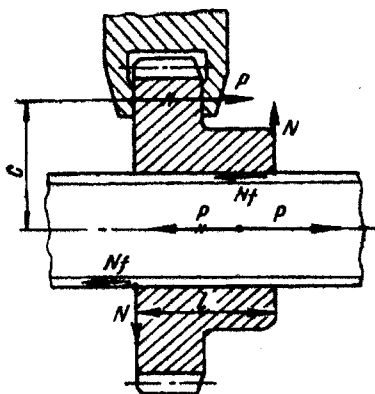


Рис. 9.2. Схема сил, які виникають від каменя або вилки

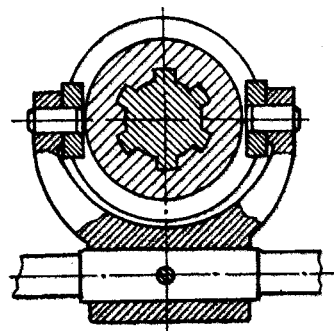


Рис. 9.3. Конструкція вилки з двома каменями

застосування можливе за порівняно невеликих переміщень зубчастих коліс або муфт. У разі повороту важеля камінь 2 може надмірно відхилитися від осі колеса і порушити нормальну роботу механізму.

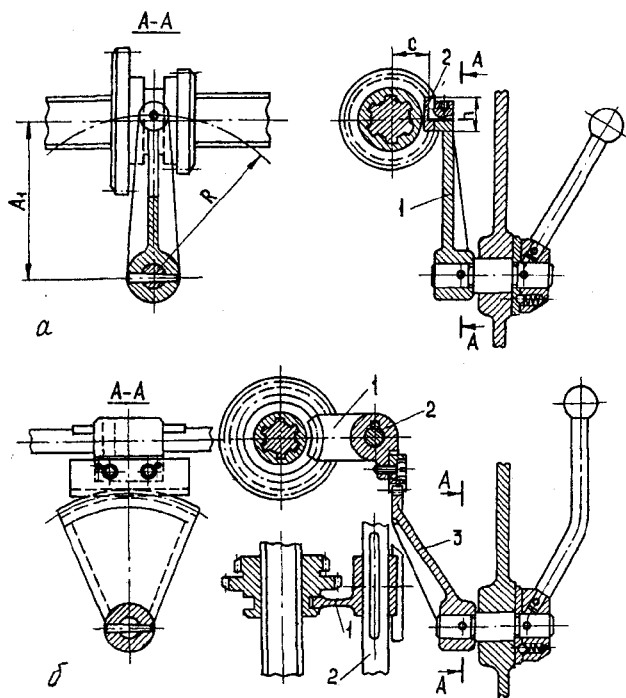


Рис. 9.4. Конструкції важільних механізмів керування

Застосування багаторучкових систем доцільно лише у верстатах з малою кількістю механізмів, і які перемикаються порівняно рідко. У разі збільшення кількості ручок погіршується зручність обслуговування, збільшується час, необхідний для перемикавання. В цьому випадку доцільніше застосовувати одноручкове керування, яке суттєво спрощує обслуговування верстата і сприяє підвищенню продуктивності верстатів з ручним керуванням. Розрізняють системи одноручкового керування послідовної дії (рис. 9.7, а) і системи керування вибіркової дії (рис. 9.7,б). Принцип дії першої системи (рис. 9.7,а) оснований на використанні кулачкових механізмів.

Перемиканням потрійного блока 2 за правого положення подвійного блока 3 на валу III одержуємо перших три частоти обертання n_1 , n_2 , n_3 , які утворюють ряд частот із знаменником ϕ (під кулачками 1 і 4 зображені розгортки їх профілів). З

За невеликої довжини важеля і великого кута повороту каменя застосовують механізм перемикавання, який складається з вилки 1 (рис. 9.4,б), яка розташована на напрямній скалці 2, і важеля 3 переміщення вилки по скалці. Зв'язок важеля з вилкою здійснюється секторно-рейковим зубчастим зачепленням.

За вертикального розміщення валів з метою зменшення тертя в блоці коліс встановлюється підшипник кочення (рис. 9.5).

У випадку невеликих осевих переміщень часто застосовують хитальні вилки або важелі, до того ж для кращого компоновання ручок керування доцільно поміщати дві ручки на одній осі (рис. 9.6). Засто-

переходом до другої групи швидкостей обидва блоки 2 і 3 зсуваються вліво. Перемикання блока 2 повторюється за нерухомого блока 3 – в результаті одержуємо частоти n_4, n_5, n_6 . Отже, за варіантом кінематичного вмикання група між валами I і II буде основною з характеристикою $x_0 = 1$, група між валами II і III буде першою перебірною з характеристикою $x_1 = 3$, тобто дорівнює кількості передач в основній групі. Для того, щоб здійснити зміну частоти обертання, вимушені здійснювати непотрібні проміжні перемикання, що і є основним недоліком цієї системи. Поряд з цим системи послідовної дії відрізняються простою і високою надійністю.

Системи вибіркової дії (рис. 9.7, б) складні у виготовленні, але забезпечують значну зручність обслуговування. Важелі 3 і 7 нижніми кінцями жорстко зв'язані з колесами 4 і 8, які знаходяться в зачепленні зі зубчастими рійками 2, 5 і 6, 9. Останні можуть за висотою займати три положення залежно від наявності під хвостовиками рійок торцевих площин, наскрізних або глухих отворів диска 1. Для встановлення потрібної швидкості диск 1 з допомогою зубчастого сектора 10 і кругової рейки відводять до низу, повертають у відповідне положення і знову переміщують до рейок 2, 5, 6 і 9, встановлюючи останні у відповідне положення.

Для повної гарантії вмикання шестірень у коробки передбачений кінцевий вмикач, на який діє диск 1. Останній вмикає електродвигун коробки на короткий час. Шестірні передачі одержують обертання і під час перемикання блоків обертаються за інерцією, що виключає можливість попадання шестірень зубець у зубець, коли перемикання неможливе.

Найзручніше кнопкове керування верстатом, яке значно полегшує роботу верстатника, знижує його втомлюваність, забезпечує дистанційність керування. Але в цьому випадку необхідно, щоб механізми приводу

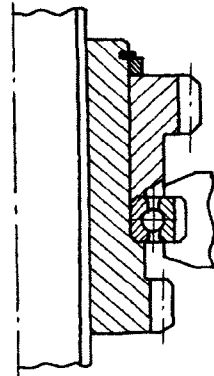


Рис. 9.5. Конструкція блока зубчастих коліс з вилкою перемикання на підшипнику кочення

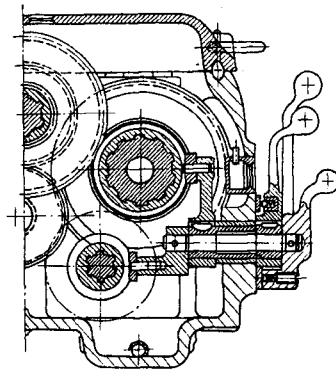


Рис. 9.6. Керування коробкою швидкостей за допомогою декількох ручок

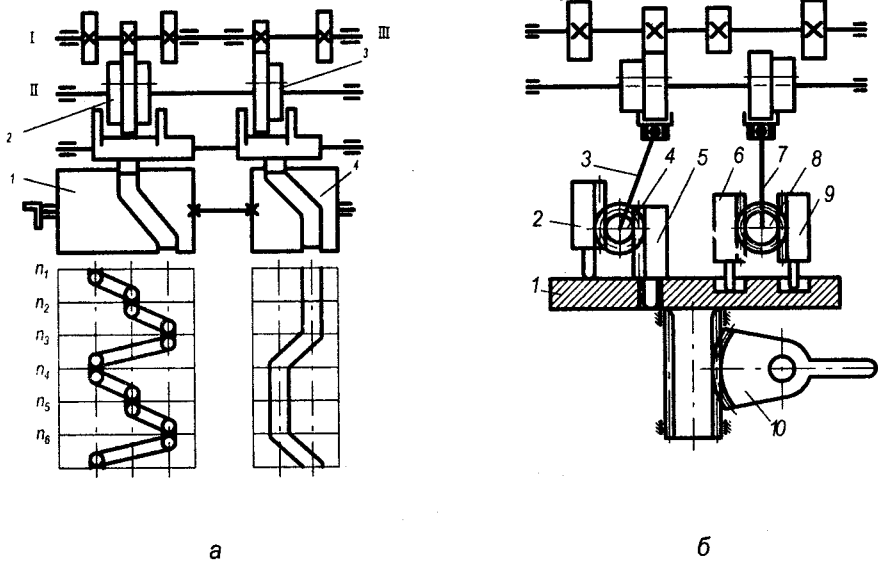


Рис. 9. 7. Одноручкові системи керування: а – послідовної дії, б – вибіркової дії

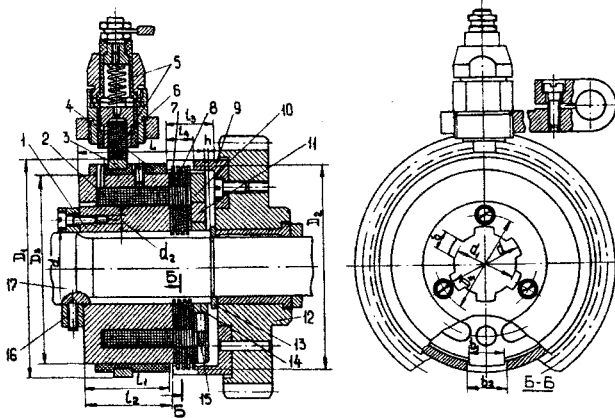


Рис. 9.8. Електромагнітна багатодискова фрикційна муфта

були пристосовані для такого керування. Застосування багатошвидкісних і регульованих електродвигунів, електромагнітних муфт (рис. 9.8) і гальм та ін., дає змогу керувати циклом за допомогою кнопок.

Електромагнітні багатодискові фрикційні муфти використовують у приводах головного руху і приводах подач металорізальних верстатів як зчпні, реверсивні і гальмівні[35].

Привідна шестірня 12 (рис. 9.8), коли муфту вимкнено, вільно обертається на валу. Виступи зовнішніх

дисків 7 входять у прорізи барабана 9. Внутрішні диски 8 шліцьовим з'єднанням зв'язані з валом 17 і можуть вільно переміщуватися в осьовому напрямі. Обертальний корпус 1 котушки встановлено на шліцах вала 17 і утримуються від осьового зміщення кільцем 16. Обмотка 2 котушки живиться від щітки 6, яка закріплена в щіткотримачі 5, через електропровідне кільце 3, ізольоване від корпусу втулкою 4. Магнітний потік, який створюється котушкою, замикається через диски муфти і ярір, який складається з трьох частин. Внутрішнє кільце 14 виконане з бронзи, воно ізолює магнітний потік від вала. Кільце 10 встановлено на кільці 11 ковзною посадкою і може зміщуватися в осьовому напрямі. Зміщення кільця 10 обмежене трьома штифтами 15. Осьове переміщення якоря обмежується упорним кільцем 13. В разі вмикання муфти ярір притягується до котушки і стискає диски, а обертання передається від вала 17 через диски і барабан 9 до шестерні 12.

В табл. 9.1, 9.2 наведені основні дані для вибору муфт.

9.1. Електромагнітні фрикційні муфти типу ЕМ і ЕМ-А

Технічні дані електромагнітних муфт				
Позначення муфти	Т, Н·м		Напруга, В	n, хв ⁻¹ , найбільша
	У разі ковзання в дисках	без ковзання в дисках		
ЕМ-12	10	16	24	3000
ЕМ-22	25	40	24	3000
ЕМ-32	63	100	24	3000
ЕМ-42	160	250	24	1500
ЕМ-52	400	630	24	1500
ЕМ-62	1000	1600	24	1000

9.2. Розміри муфт, мм

Муфта	D_1	D_2	D_3	L	l_1	l_2	h	b	d	d_1	b_1	d_2	D_4	S	b_2	l_3	l_4
ЕМ-12	78	72	65	41	25	23	1,2	6	25	22	20	M4x0,7	33	0,7	21	18,5	14,4
ЕМ-22	94	89	80	46	30	33	1,0	8	30	25	30	M4x0,7	42	0,8	21	19	15
ЕМ-32	116	110	100	48	30	33	1,5	10	40	35	30	M4x0,7	52	0,8	31	21,5	17
ЕМ-42	142	135	125	51	30	33	2,5	12	50	45	40	M4x0,7	60	0,8	41	25,5	20
ЕМ-52	176	172	160	64	33	40	3,0	16	65	58	30	M4x0,7	86	0,8	31	32	26
ЕМ-62	220	215	200	81	37	47	5,0	20	80	70	40	M4x0,7	105	1	41	48	40

Примітка. Муфти ЕМ виконують зі шліцьовими отворами в корпусі, а муфти ЕМ-А – з гладким отвором, останні починаються ЕМ-12А; ЕМ-22А та ін.

Тут S – товщина дисків. Інші розміри дисків див. у [35].

Пульт керування слід розташувати у зручному для робітника місці, зосередивши на ньому всі кнопки керування. Для зручності керування на пульті бажано зобразити контури верстата і його рухомих елементів поряд із відповідними кнопками і перемикачами.

У верстатах з ручним керуванням починають також застосовувати характерні для автоматизованого керування пристрої цифрової індикації. На спеціальному електронному табло висвічуються цифри, які вказують координати знаходження механізму (супорта, стола) у даний момент, що значно полегшує керування процесом обробки.

У дистанційних системах керування найчастіше використовують гідравлічні, електрогідравлічні і електромеханічні приводи.

В автоматичних верстатах перемикання швидкостей часто здійснюється за допомогою електромагнітних фрикційних (рис.9.8) або зубчастих муфт. Застосування електромагнітних муфт дає змогу перемикати швидкості у процесі роботи верстата, але зменшує ККД верстата, оскільки всі зубчасті передачі знаходяться в зачепленні і має місце тертя в дисках. Тому електромагнітні муфти не бажано вмонтовувати у шпиндельні бабки верстатів з ЧПК. Автоматичне перемикання зубчастих передач здійснюється індивідуальним електромеханічним (рідше гідравлічним) приводом (рис. 9.9) [25].

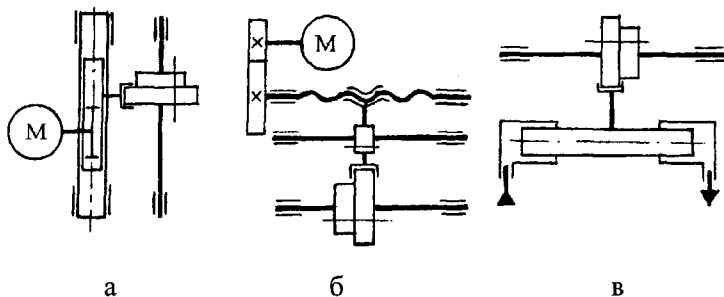


Рис. 9.9. Схеми механізмів перемикання передач у верстатах з ЧПК: а – з рейкової передачі; б – з передачі гвинт-гайка; в – з гідроциліндром

9.1. ЗАПОБІЖНІ ПРИСТРОЇ

Пристрої для захисту верстата і інструмента від поламаць або пошкоджень, а оброблюваної деталі від браку можна розділити на три основні групи.

Блокуючі пристрої не допускають вмикання таких комбінацій ручок, які можуть призвести до поламавання деталей приводу. Механічне блокування може здійснитися взаємно блокуючими деталями, тобто даючи змогу повороту (або руху) одної з них за певного положення іншої.

Схема блокування паралельних валів показана на рис. 9.10,а, а взаємно перпендикулярних валів – на рис. 9.10,б. Зі схеми видно, що поворот елемента 2 неможливий. Для повертання цього елемента потрібно відповідне положення вирізу на елементі 1, тобто поворот його у певне положення.

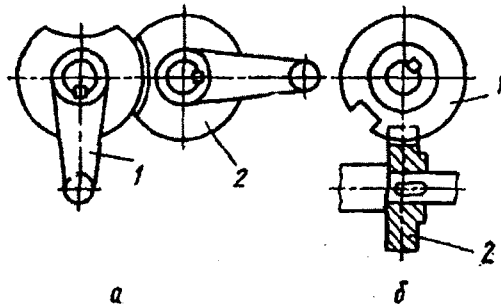


Рис. 9.10. Схеми механізмів блокування елементів керування: а – з паралельними валами; б – з взаємно перпендикулярними валами

У разі кнопкового керування блокування забезпечується електросхемою верстата.

Обмежувачі ходу призначені для:

а) припинення руху вузла верстата у разі досягнення ним допустимого граничного положення для уникнення сходу з напрямних або зіткнення з іншими вузлами, або, щоб рухома частина верстата не доходила до безпечного кінцевого положення на 3...4 мм. Тому для граничних обмежувачів достатня точність $\pm 0,5 \dots 1$ мм, а деколи і кілька міліметрів;

б) вимкнення руху вузла в точках, встановлених під час налагодження верстата і відповідаючих заданим розмірам оброблюваної деталі. Точність обмеження ходу залежить від того, чи повинна реверсуватися відповідна частина верстата в

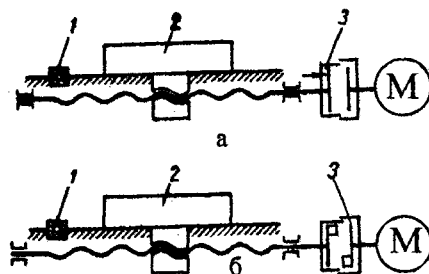


Рис. 9.11. Схеми пристроїв з муфтами для обмеження ходу

ту ж мить після зупинки чи ні. У першому випадку точність обмеження, здійснюваного кінцевим перемикачем, вища, оскільки електродвигун у процесі реверсування гальмується противмиканням.

За допомогою кінцевих перемикачів можна досягнути точності обмеження ходу до $\pm 0,02 \dots 0,03$ мм. Для багатьох випадків така точність достатня. За необхідністю у точніших обмеженнях ходу до $\pm 0,001$ мм, потрібно застосовувати механічні або комбіновані електромеханічні або електро-гідромеханічні пристрої.

Робота механічних пристроїв точного обмеження ходу ґрунтується на такому принципі: вузол верстата, рух якого потрібно обмежити у певній точці, зустрічає жорсткий (мертвий) упор, закріплений на нерухомій частині верстата. Різко зростаючий внаслідок цього опір подальшому руху викликає розривання кінематичного ланцюга. Розривання здійснюється за допомогою запобіжних фрикційних або кулачкових муфт, падаючого черв'яка або черв'яка, який переміщується (рис. 9.11, 9.12). На схемі рис. 9.11,а ползочки 2 під час підходу до жорсткого упору 1 зупиняються, і фрикційна муфта 3 починає буксувати; так продовжується доки ползочки не будуть відведені від упору, наприклад, реверсуванням електродвигуна. На схемі рис. 9.11,б фрикційна муфта замінена кулачковою 3.

На рис. 9.12,а зображена схема пристрою для обмеження ходу за допомогою падаючого черв'яка. Рух подачі надається ползкам від ходового вала 2 через зубчасту передачу z_1/z_2 , вал 3, універсальний суглоб(кардан) і вал 4, на якому вільно сидить черв'як 5, зв'язаний з цим валом запобіжною перевантажувальною муфтою 6. Під час підходу ползків до нерухомого упору 1 припиняється обертання черв'ячного колеса 9 і черв'яка 5, обертовий момент на валу 4 зростає, і запобіжна муфта 6 вимикається. Її рухома частина, переміщуючись праворуч, по-

вертає важільну систему 8 у напрямку стрілок, вузол 7 разом з черв'яком падає під дією власної ваги, і так відбувається розчеплення елементів черв'ячної передачі.

У пристрої рис. 9.12,б у разі зупинки черв'ячного колеса 2 внаслідок підходу полозків до нерухомого упору черв'як 1, продовжуючи обертатись "вгвинчується" в зубці черв'ячного колеса, переміщується праворуч і повертає кутовий важіль 5. Під дією пружини 3 відбувається миттєве вимикання муфти 4.

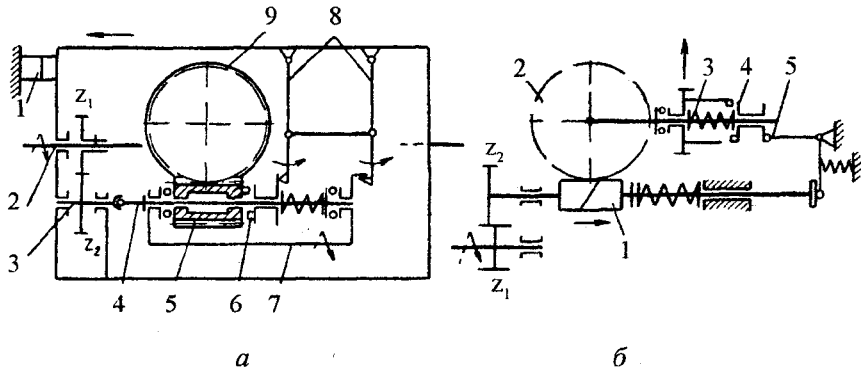


Рис. 9.12. Схеми пристроїв для обмеження ходу з черв'яком:
а – який падає; б – який переміщується

Точність обмеження ходу механізмами, побудованими за схемами рис. 9.11 і 9.12, залежить від жорсткості елементів і пристрою в цілому.

Пристрої зображені на рис. 9.12, забезпечують точність обмеження за неробочого ходу 0,02...0,03 мм, під навантаженням лише 0,2...0,15 мм.

У разі обмеження ходу жорсткими упорами можна досягнути обмеження ходу з точністю не вище $\pm 0,01$ мм, а частіше лише 0,05 мм.

Для усунення недоліків чисто механічних обмежувачів ходу застосовують комбіновані електромеханічні пристрої. Деколи використовують електромагнітні або теплові реле, вимикаючи двигун під час зростання сили струму у мить підходу рухомої частини верстата до жорсткого упору. Інколи одночасно з муфтою, падаючим або пересувним черв'яком спрацьовує кінцевий вимикач, який через контактор вимикає двигун.

Захист від перевантажень. Для захисту механізмів верстата від поламаць з причини зростання робочих навантажень вище допустимих значень або з причини затинання окремих механізмів у верстаті передбачають спеціальні пристрої, які розмикають даний кінематичний ланцюг. Для захисту верстата від перевантажень

широко застосовують електричні, гідравлічні, механічні або комбіновані пристрої. Вибір системи залежить від низки факторів, а саме, що має захищатися – верстат, інструмент або електродвигун, і від потрібних швидкодії і чутливості.

З механічних захисних пристроїв найрозповсюдженіші зрізні штифти і шпонки, запобіжні кулачкові або фрикційні муфти з елементами, розрахованими на передачу граничного обертового моменту.

У деяких верстатах застосовують механізми вимикання приводу у разі порушення режимів роботи або умов експлуатації: поламавання інструменту, підвищенні температури окремих механізмів, порушення роботи системи змащування, підвищення рівня вібрації та ін.

Муфти зі зрізними штифтами відрізняються простотою конструкції, що і зумовило їх широке розповсюдження, незважаючи на низку притаманних їм недоліків: низька точність спрацьовування, яка пов'язана з неточністю виготовлення і розсіювання міцності матеріалів; поступове зниження міцності запобіжного елемента внаслідок накопиченої втоми; зниження точності спрацьовування у разі збільшення кількості штифтів внаслідок нерівномірного їх навантаження; додаткове навантаження валів і опор за наявності одного штифта; необхідність заміни штифта після його зрізання.

Такі муфти застосовуються в ланцюгах верстатів або автоматів з рідкими випадками перевантажень. На валу 1 (рис. 9.13,а) розташовані дві півмуфти: ліва 2 жорстко, права 6 вільно. На маточині останньої можуть бути встановлені на шпонці зубчасті колеса або інші деталі передач.

Обертання від одної з півмуфт передається на іншу через циліндричний штифт 4, розташований в сталевих загартованих втулках 3 і 5. У разі пере-

ревантаження штифт зрізається, і півмуфти обертаються вільно одна відносно одної. Замість гладких штифтів можуть застосовуватись штифти з V-подібною кільцевою проточною (рис. 9.13,б). Вони мають більш стійкі характеристики і простіше видаляються після зрізання, оскільки задірки не виступають за межі діаметрів штифтів, які виготовляються зі сталей марок У8А, У10А, 40, 45, 50.

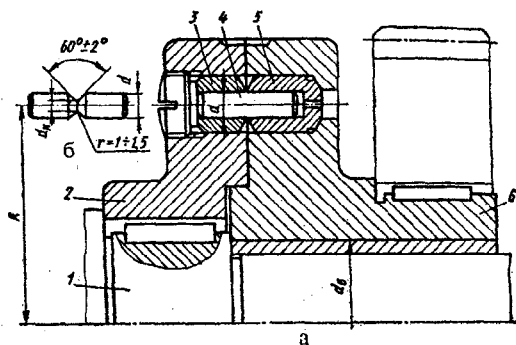


Рис. 9.13. Муфта зі зрізними штифтами

Величина граничного обертового моменту [23]

$$T_{гр} = F k_0 \sigma_{г.р} R, \quad (9.1)$$

де F – площа поперечного перерізу штифта; $k_0 = \tau_{г.зр} / \sigma_{г.р}$ – коефіцієнт пропорційності між границею міцності під час зрізання $\tau_{г.зр}$ і границею міцності під час розтягу $\sigma_{г.р}$. Для гладких штифтів $k_0 = 0,7 \dots 0,8$; для штифтів з канавкою $k_0 = 0,9 \dots 1,1$; R – радіус розташування штифта [$R = 0,75d_b + (15 \dots 20)$ мм].

Пружинно-кулачкові муфти можуть зв'язувати два співвісно розміщених вала, або виконуються у вигляді самостійного вузла, який монтується на даному валу. На втулці 6 (рис. 9.14,а), яка жорстко закріплена на валу 1, розташовані всі деталі. Праворуч розміщене зубчасте колесо 5, яке може вільно обертатись, ліворуч, на шліцах – рухома півмуфта 4. Обидві деталі мають на торцях кулачки. Контакт між ними підтримується за допомогою пружин 3. Якщо колесо 5 веде, то кулачки обертають півмуфту 4 і вал 1. Осьові сили, які виникають на кулачках, зрівноважуються пружинами, які регулюються гайкою 2.

В кулачковій муфті діють такі зусилля (рис. 9.14,б):

Колова сила $P_k(H)$

$$P_k = 2T_{гр} / D_{сер}; \quad (9.2)$$

сила, яка діє вздовж осі муфти $P_x(H)$

$$P_x = P_k \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) = \frac{2T_{гр}}{D_{сер}} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi), \quad (9.3)$$

де $T_{гр}$ – граничний обертовий момент на валу, Н·м; $D_{сер}$ – середній діаметр муфти по кулачках, м; α – кут нахилу робочих граней кулачків у градусах ($\alpha = 40 \dots 50^\circ$); φ – кут тертя.

Самовимкненню муфти перешкоджають сили тертя $F_x(H)$ півмуфти 4 по втулці 6 і по шпонці або шліцах, а також сила пружин $P_{пр}$.

$$F_x = f \cdot \frac{2T_{гр}}{d_{сер}}, \quad (9.4)$$

де $f = 0,15 \dots 0,17$ – коефіцієнт тертя муфти на шпонках або шліцах; $d_{сер}$ – середній діаметр вала (по шліцах або шпонках).

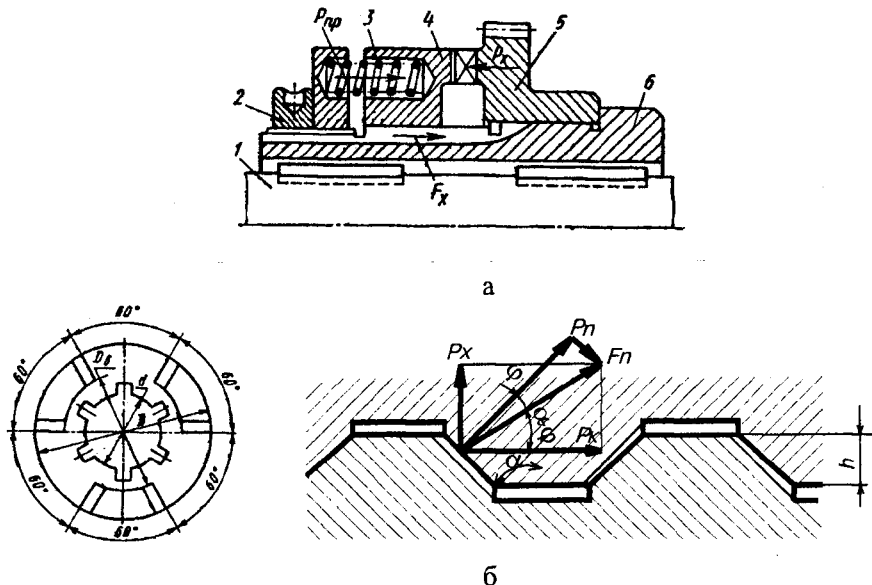


Рис.9.14. Пружинно-кулачкова запобіжна муфта:
а – конструкція; б – профіль і розташування кулачків

У разі перевантаження ведені ланки (вал 1 і півмуфта 4) зупиняються. Пружини не в стані зрівноважити збільшені осьові сили, тому кулачки вийдуть з зачеплення, переміщуючи півмуфту 4 вліво. Це дає можливість колесу 5 продовжити обертання. Коли чергові виступи однієї півмуфти будуть знаходитись навпроти западин іншої, пружини перемістять півмуфту 4 вправо. Кулачки увійдуть в зачеплення, і цикл рухів повториться доти, доки не буде усунена причина перевантаження.

Розрахунок пружин муфти виконується за умови рівноваги:

$$P_x = P_{\text{пр}} + F_x, \quad (9.5)$$

де P_x – сила, яка діє вздовж осі муфти, Н; $P_{\text{пр}}$ сумарна сила пружин, Н; F_x – сила тертя півмуфти на шпонках або шліцах.

Осьове зусилля P_x визначається за формулою (9.3), а сила тертя F_x за формулою (9.4).

Підставляючи в формулу (9.5) значення, визначимо сумарну силу тиску пружин

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{к}} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D_{\text{сер}} \cdot f}{d_{\text{сер}}} \right] = 2T_{\text{гр}} \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{D_{\text{сер}}} - \frac{f}{d_{\text{сер}}} \right] \quad (9.6)$$

Приклад. Розрахувати запобіжну пружинно – кулачкову муфту (рис. 9.14), яка встановлена на шліцьовому валу з середнім діаметром $d_{\text{сер}}=28$ мм. Муфта повинна вимикатись за обертового моменту $T_{\text{гр}}=20$ Н·м. Кулачки з гвинтовою робочою поверхнею. Розрахунок здійснюємо за даними табл. 9.3.

9.3. Параметри пружинно – кулачкових запобіжних муфт

Елемент муфти	Позначення	Рекомендовані значення або співвідношення
Діаметр вала або діаметр западин шліцьового вала рухомої півмуфти	d	За завданням або за конструктивними міркуваннями
Зовнішній діаметр кулачків	D	$D \geq (1,6 \dots 2)d$
Ширина кулачків	$b_{\text{к}}$	$b_{\text{к}} = (0,12 \dots 0,2)D$
Середній діаметр кулачків	$D_{\text{сер}}$	$D_{\text{сер}} = D - b_{\text{к}}$
Висота кулачків	h	$h = (0,5 \dots 0,8)b_{\text{к}}$
Довжина рухомої втулки	L	$L = (0,25 \dots 1)D$
Кількість кулачків	Z	$Z = \frac{P_{\text{к}}}{h \cdot b_{\text{к}} \cdot p}$; $p=30$ МПа.

Зовнішній діаметр кулачків $D=2d=2 \cdot 26=52$ мм.

Ширина кулачків $b_{\text{к}}=0,15D=0,15 \cdot 52=7,8$ мм; приймаємо $b_{\text{к}}=8$ мм.

Перевіримо величину внутрішнього діаметра кулачка. Вона має бути більше значення внутрішнього діаметра шліців, тобто $D_{\text{в}} = D - 2b_{\text{к}} = 52 - 2 \cdot 8 = 36$ мм, що цілком достатньо.

Середній діаметр кулачків $D_{\text{сер}} = D - b_{\text{к}} = 52 - 8 = 44$ мм.

Висота кулачків $h=0,5 \cdot b_{\text{к}}=0,5 \cdot 8=4$ мм.

Довжина рухомої втулки $L=0,4D=0,4 \cdot 52=20,8$ мм. Приймаємо $L=22$ мм.

Колова сила на всіх кулачках у разі вимикання муфти:

$$P_{\text{к}} = 2 \cdot T_{\text{гр}} / D_{\text{сер}} = 2 \cdot 20 / 0,044 = 909 \text{ Н.}$$

Приймаємо кількість кулачків $Z = 3$.

Нормальна сила за місцем контакту кулачків (див. табл.9.3)

$$P_n = P_k / h \cdot b_k \cdot Z = 909 / 4 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 9,4 \text{ МПа.}$$

Сумарна сила пружин визначається за формулою (9.6)

$$P_{\text{пр}} = P_k \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D_{\text{сер}} \cdot f}{d_{\text{сер}}} \right] = 909 [\operatorname{tg}(45 - 5^\circ) - 44 \cdot 0,15 / 28] = 548,5 \text{ Н.}$$

За $P_{\text{пр}}$ підбирають пружини (розміри і кількість).

Пружинно-кулькові муфти (рис. 9.15) в порівнянні з пружинно-кулачковими мають таку особливість – тертя ковзання на кулачках частково замінене тертям кочення на кульках; ці муфти простіші у виготовленні і відрізняються більшою надійністю, ніж кулачкові. Роль кулачків тут відіграють сталеві загартовані кульки 4, які знаходяться в контакті з торойдними поверхнями (рис. 9.16,а), конусними поверхнями (рис. 9.16,б), призматичними пазами (рис. 9.16,в) або іншими кульками (рис.9.16,г).

У разі обертання колеса 5 кульки, які притиснуті до робочої поверхні, обертають втулку 3 і вал 1. Під час перевантаження вал 1 і втулка 6 зупиняються, а колесо 5 продовжує обертатись витискаючи кульки 4 в отвори втулки 3 (рис.9.16,а,б,в) або відтискаючи рухома праву півмуфту (рис.9.16,г). Муфта регулюється гайкою 2.

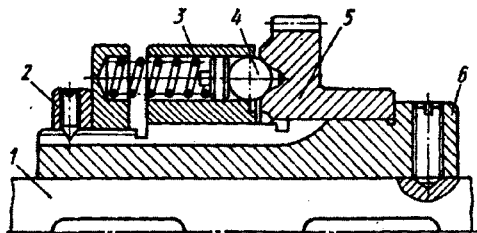


Рис. 9.15. Пружинно-кулькова запобіжна муфта

Умова рівноваги рухомої півмуфти для випадку спряження кульки з кулькою (рис. 9.16,г) має вигляд формули (9.5).

Осьове зусилля P_x і сила тертя F_x визначаються за формулами відповідно (9.3) і (9.4). Підставляючи в формулу (9.5) їх значення, визначимо сумарну силу стискання пружин (H).

$$P_{\text{пр}} = P_k \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D \cdot f}{d_{\text{сер}}} \right] = 2T_{\text{гр}} \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{D} - \frac{f}{d_{\text{сер}}} \right], \quad (9.7)$$

де P_k – колова сила, яка діє на кульку; α – кут нахилу дотичної в точці дотику кульок до осі муфти; φ – кут тертя між кульками; D – діаметр кола, на якому розташовані центри кульок.

З (рис.9.16,а,г) видно, що в процесі спрацьовування муфти кут тиску змінюється за законом

$$\alpha = \arcsin \frac{d_k - h}{d_k}, \quad (9.8)$$

де d_k – діаметр кульки; h – відстань, на яку виступає кулька з півмуфти.

З формул (9.7), (9.8) випливає, що величина колової сили залежить головним чином від взаємного розташування кульок або кульки і тороїдної поверхні, яка визначається кутом α . Якщо перевантажені кульки змістяться, то кут α почне збільшуватись, і сила P_k , яку спроможна передати муфта, різко зменшується, а це підвищує точність спрацьовування кулькових муфт, зображених на рис. 9.16,а,г.

Муфти, в яких кульки контактують з призматичними пазами або конічними отворами (рис 9.16,б,в), мають постійний кут α і спрацьовують подібно кулачковим муфтам.

Для пружинно – кулькових муфт, у яких в процесі спрацьовування переміщуються кульки, а не півмуфта (рис.9.15) вираз(9.7) одержує вид:

$$P_{\text{пр}} = P_k [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - f], \quad (9.9)$$

де φ – кут тертя між кулькою і поверхнею контакту; f – коефіцієнт тертя між кульками і стінками отворів.

Муфти працюють задовільно, якщо величина P_n , яка діє на одну кульку, береться в залежності від діаметра кульки d_k :

$d_k, \text{мм}$	11	12	14	16	20	24	28	32
$P_n, \text{Н}$	110	120	136	150	190	230	270	340

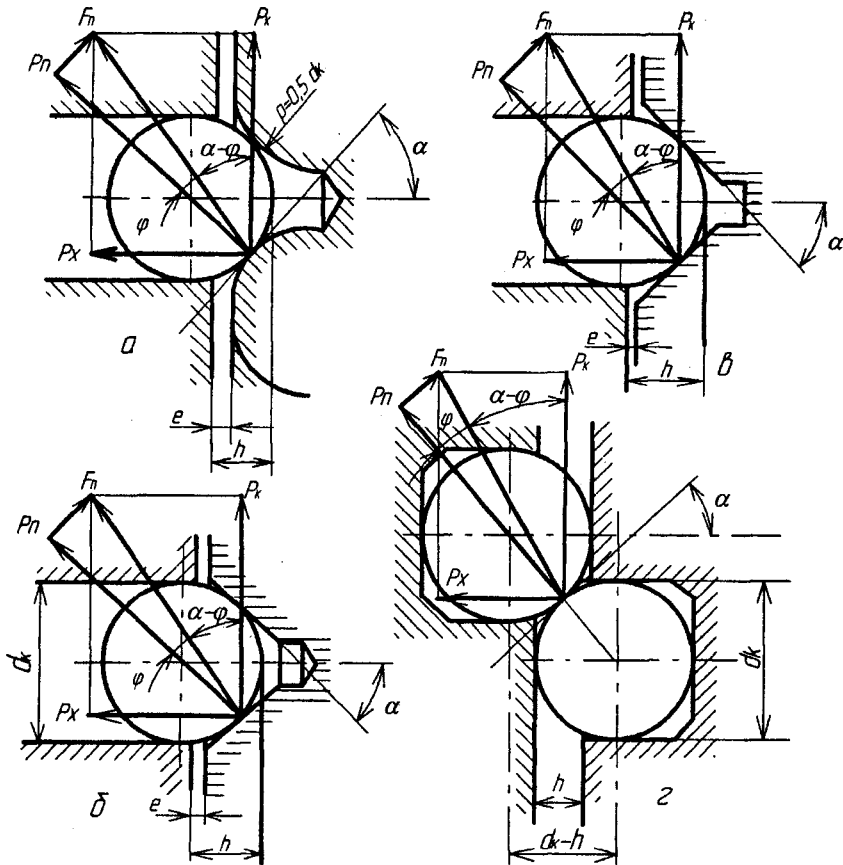


Рис. 9.16. Види спряжень кульок з робочими поверхнями

Кількість кульок, необхідних для передачі заданої колової сили P_k :

$$Z = \frac{P_k}{P_n} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)} \quad (9.10)$$

Приклад: Розрахувати запобіжну пружинно – кулькову муфту (див. рис.9.15) за даними: розмір шліцьової ділянки втулки $6(z \times d_{\text{вн}} \times D_{\text{шл}}) = 8 \cdot 36 \cdot 40$ мм; обертовий момент у разі вимикання $T_{\text{гр}} = 30$ Нм; кульки знаходяться в контакті з торіoidalною поверхнею (рис. 9.16,а). Розрахунок здійснюється за даними таблиці 9.4.

9.4. Параметри пружинно-кулькових запобіжних муфт

Елемент муфти	Позначення	Рекомендовані значення або співвідношення
Діаметр вала або внутрішній діаметр шлиців рухомої півмуфти	$d_{вн}$	За завданням або за конструктивними міркуваннями
Діаметр кульок	d_k	$d_k = (0,3 \dots 0,5) d_{вн}$
Висота виступаючої частини кульки	h	$h = (0,2 \dots 0,4) d_k$
Діаметр отворів під кульки	d_0	$d_0 = d_k + 0,5$
Діаметр кола, на якому розташовані центри кульок	D	$D \geq (1,6 \dots 2) d_{вн}$

Діаметр кульок $d_k = 0,3 \cdot d_{вн} = 0,3 \cdot 36 = 10,8 \text{ мм}$.

Приймаємо $d_k = 10,7 \text{ мм}$.

Висота виступаючої частини кульки $h = 0,4 \cdot d_k = 0,4 \cdot 10,7 = 4,2 \text{ мм}$. Приймаємо $h = 4 \text{ мм}$.

Діаметр отворів під кульки $d_0 = d_k + 0,5 = 10,7 + 0,5 = 11,2 \text{ мм}$.

Діаметр кола, на якому розташовані центри кульок $D \geq 1,6 \cdot d_{вн} = 1,6 \cdot 36 = 57,7 \text{ мм}$. Приймаємо $D = 58 \text{ мм}$.

Колова сила на кульках $P_k = 2T_{гр}/D = 2 \cdot 30/58 \cdot 10^{-3} = 1034,5 \text{ Н}$.

Кількість кульок за формулою (9.10)

$$Z = \frac{P_k}{P_n} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)} = \frac{1034,5}{107} \cdot \frac{\cos 6^\circ}{\cos(45^\circ - 6^\circ)} = 12,37 ;$$

приймаємо $Z = 12$.

Осьова сила на всіх пружинах за рівнянням (9.9)

$$P_{пр} = P_k [\text{tg}(\alpha - \varphi) - f] = 1034 [\text{tg}(45^\circ - 6^\circ) - 0,15] = 648,4 \text{ Н}$$

Осьова сила, яка припадає на одну пружину, $P_{пр(1)} = P_{пр}/Z = 648,4/12 \approx 54 \text{ Н}$.

Фрикційні муфти застосовують у разі частих короткочасних перевантажень; переважно у навантаженнях ударного характеру і значних частотах обертання і передають обертовий момент за рахунок сил тертя. Під час спрацьовування муфти поглинають механічну енергію, перетворюючи її в теплову, передача обертового моменту не припиняється [30].

Фрикційні запобіжні муфти розрізняються за:

– *формою поверхонь тертя*: дискові з плоскими поверхнями тертя, конусні з конічними поверхнями тертя;

– *умовами експлуатації*: сухі, працюючі без мастила і ті, які працюють з мастилом.

Дискові фрикційні муфти одержали найбільше розповсюдження завдяки таким перевагам: великої несучої здатності за малих габаритах, особливо за діаметром; можливості варіювання кількістю дисків, які суттєво зменшують номенклатуру муфт; плавності роботи; простоті експлуатації і догляду.

Недоліки муфт: низька точність спрацьовування, в зв'язку з непостійністю коефіцієнта тертя, прилипання дисків і непостійністю в'язкості мастила в муфтах з мастилом; значне виділення тепла під час спрацьовування, яке викликає підвищення температури поверхонь тертя, і, як наслідок, непостійність їх фрикційних властивостей і зниження міцності.

Півмуфти 1 і 6 (рис. 9.17) встановлюються на одному валу. Півмуфта 1 з'єднується з валом шпонкою і фіксується від осевого зміщення гвинтом 9. Внутрішні диски 4 і натискний диск 3 з'єднуються з півмуфтою 1 шлицями. Зовнішні диски 7 мають фрикційні накладки, які приклеюються. Вони з'єднуються шлицями з півмуфтою 6, яка складається з двох деталей, з'єднаних гвинтами.

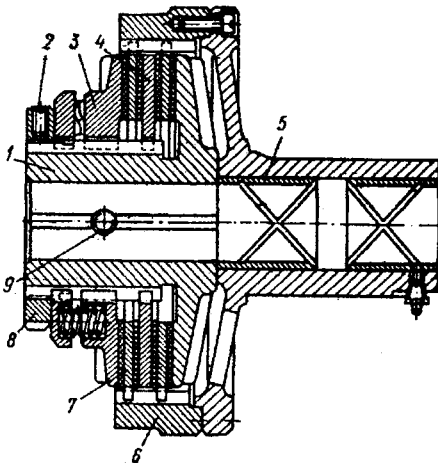


Рис. 9.17. Дискова фрикційна запобіжна муфта зі змінюваною кількістю поверхонь тертя

вільно встановленої на валу, передбачені бронзові вкладки 5 і система підведення мастила. На маточині півмуфти 6 на шпонці встановлюється зубчасте колесо (незображене), яке з'єднується з валом муфтою. Притискання дисків здійснюється пружинами стискання і регулюється гайкою 8 зі стопорним гвинтом 2. Кількість дисків може бути різною, що дає змогу ступінчасто регулювати величину обертового моменту, який передається муфтою.

Кількість поверхонь тертя визначається за формулою:

$$Z = \frac{8T_{\text{гр}}}{\pi(D_{\text{зов}}^2 - D_{\text{вн}}^2) \cdot D_{\text{сер}}[q]f_0}, \quad (9.11)$$

де $T_{гр}$ – граничний обертовий момент, який обмежується муфтою; $D_{зов}$ і $D_{вн}$ – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри кільця контакту дисків, звичайно $D_{зов} = (3 \dots 5)d_{вала}$; $D_{вн} = (0,5 \dots 0,6) D_{зов}$; $D_{сер}$ – середній діаметр контакту дисків; $D_{сер} = (D_{зов} + D_{вн})/2$; $[q]$ – допустимий тиск на поверхнях тертя; f_0 – коефіцієнт тертя спокою.

Сила стискування пружин визначається за формулою:

$$P_{пр} = \frac{2T_{гр}}{D_{сер} \cdot Z \cdot f_0}$$

9.2. ГАЛЬМІВНІ ПРИСТРОЇ

Гальма служать для швидкої зупинки вимкненого приводу або для тимчасового утримання в нерухомому стані окремих частин обладнання.

Найчастіше застосовують електромеханічні гальма, в яких деталі, що труться, стискаються або відпускаються за допомогою електромагніту.

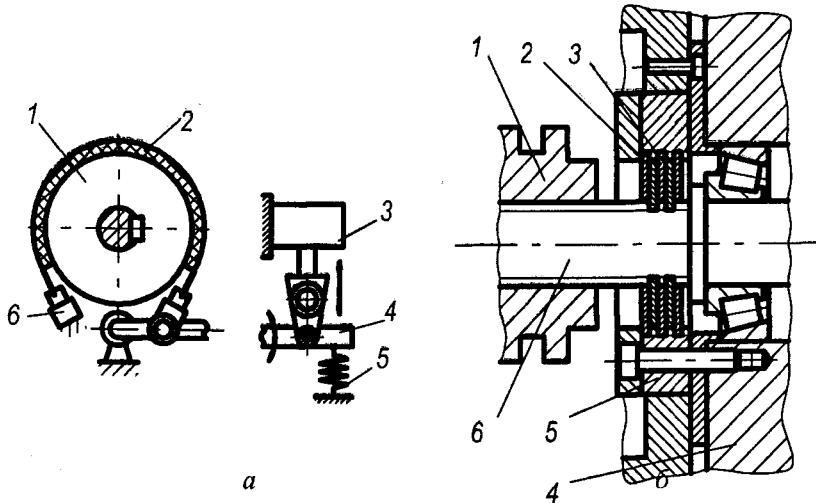


Рис.9.18. Гальмівні механізми

В стрічковому гальмі (рис. 9.18,а) диск 1 охоплений металевою стрічкою 2, внутрішня поверхня якої покрита шаром фрикційного матеріалу, наприклад, пресованим азбестом. Один кінець стрічки вмонтований в нерухомій деталі 6, другий – прикріплений до важеля 4. Пружина 5 тягне важіль і намагається повернути його за стрілкою годинника, затягуючи стрічку гальма. Електромагніт 3 у разі вмикання повертає важіль у протилежний бік, відпускаючи стрічку [5].

Найбільше поширення отримали багатодискові гальма (рис. 9.18,б), які виконані на базі фрикційних муфт і замкнені на корпус. Рухомі диски 2, які з'єднані шліцями з валом 6, чергуються з нерухомими дисками 3, які з'єднані з кільцем 5, пригвинченим до корпусу 4. Диски стискаються втулкою 1. В автоматизованому обладнанні поширене застосування отримали багатодискові електромагнітні гальма, які заблоковані із з'єднувальними електромагнітними муфтами.

9.3. МЕХАНІЗМИ ДЛЯ ЗМІНЕННЯ НАПРЯМКУ РУХУ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Реверсування рухів в металорізальних верстатах може бути здійснене за допомогою реверсування електродвигуна, гідродвигуна і механічних пристроїв. Найчастіше реверсування здійснюється за допомогою циліндричних і конічних зубчастих передач. На рис. 9.19,а,б показані механізми реверса з циліндричними колесами. У разі передачі руху через два зубчасті колеса вали I і II обертаються в різних напрямках, а у разі передачі через три зубчасті колеса – в одному напрямку.

Робота реверсивних пристроїв з конічними колесами базується на тому, що два колеса z_1 і z_3 , які знаходяться в зачепленні з колесом z_2 (рис. 9.19, в), обертаються в протилежних напрямках. У цьому випадку реверсування виконують перемиканням муфти або переміщенням блока коліс z_1-z_3 (рис. 9.19, г). У верстатах, які потребують частого реверсування, в конструкціях, зображених на рис. 9.19,а,в, встановлюють фрикційні муфти; в механізмах токарних, карусельних і фрезерних верстатів – найчастіше кулачкові муфти.

У деяких моделях зубообробних верстатів знаходять застосування реверсивні механізми із складених зубчастих коліс для отримання обертово-зворотного руху (рис. 9.19,д). Ведучою ланкою в таких механізмах є колесо 1, а

веденими – два концентричних зубчасті сектори внутрішнього 2 і зовнішнього 3 зачеплення, з'єднаних по кінцях зубчастими секторами 4 (півколесами).

Центр колеса 1, зачепленого з зубчастим сектором 2 або 3 змінює положення від кулачка 6 через систему важелів 7. Колесо 1 обертається з постійною частотою в одному напрямку, а колесо 5 змінює частоту і напрямок обертання залежно від того, з яким колесом зв'язана ведуча ланка.

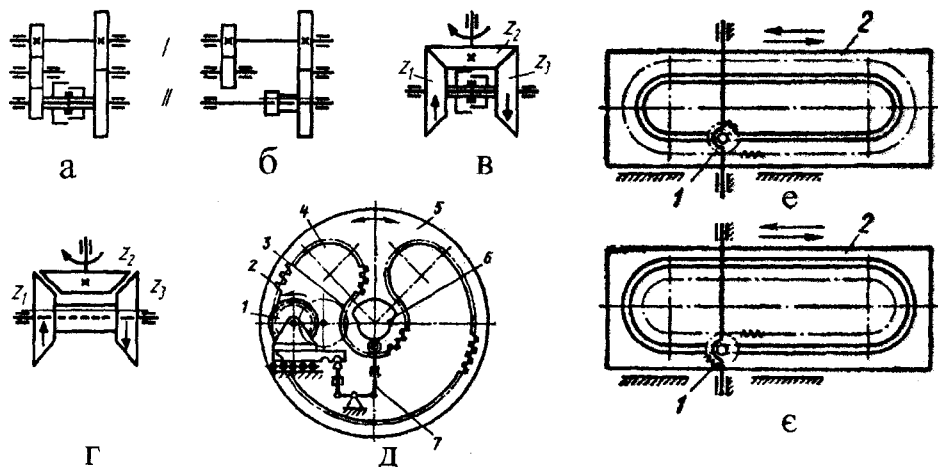


Рис. 9.19. Схеми реверсивних механізмів

Деколи знаходять застосування зубчасті механізми, перетворюючи обертотий рух колеса 1 (рис. 9.19,е,е) у прямолінійний поступально – зворотній рух вузла 2 верстата – повзуна, полозок, стола та ін. Ведучим елементом в цьому механізмі є зубчасте колесо, яке обертається, як правило в один бік з незмінною швидкістю, веденим – пара паралельних зубчастих рейок, з'єднаних по кінцях двома півшестернями. Зачеплення може бути внутрішнім (рис. 9.19,е), або зовнішнім (рис. 9.19,е).

За постійної швидкості ведучого зубчастого колеса 1 реверсивний механізм 2 забезпечує рівномірний поступально-зворотний рух веденого вузла верстата на ділянках, відповідних зачепленню колеса з рейками, і реверсування – на ділянках, відповідних зачепленню колеса із замикаючими півшестернями. Швидкість веденого вузла змінюється в періоди реверсування за косинусоїдним законом.

9.4. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВЕРСТАТИ З ПРОГРАМНИМ КЕРУВАННЯМ

Програма керування – це послідовність команд, які забезпечують задане функціонування робочих органів верстата. За ручного керування верстатом необхідну послідовність команд задає робітник, який попередньо вивчає креслення і технічну документацію, складає програму робіт, обробляє деталь, вимірює її, робить порівняння з кресленням і за наявності неузгодженості усуває неточність.

Використовуються різні системи програмного керування, які, залежно від конструктивних ознак, діляться на: керування за детермінованою програмою (копіювальні системи програмного керування); циклове програмне керування (ЦПК); числове програмне керування (ЧПК); централізоване керування від загальної електронно-обчислювальної машини (ЕОМ) групою металорізальних верстатів.

Найпростішими є копіювальні системи програмного керування. Програмоносієм в них використовуються різні аналоги переміщень: кулачки, копії, упори, які одночасно є елементами кінематичного ланцюга верстата.

9.4.1. Способи задання програми в аналоговому вигляді

В системах керування кулачками програмоносієм служать дискові, циліндричні та інші кулачки. Профіль кулачка 4 (рис. 9.20, а), який визначається профілем оброблюваної деталі 1 і технологією обробки, через важіль 5 викликає потрібне переміщення робочого органа 2 із заданою швидкістю. За один оберт вала 3, який називається розподільним, за допомогою декількох насаджених на нього кулачків можна отримати узгоджені рухи всіх робочих органів автомата, тобто здійснюється один цикл обробки. Кулачкове керування використовують в автоматах і напівавтоматах, які призначені для великосерійного і масового виробництв. Основними особливостями кулачків як програмоносіїв є висока надійність і точність, порівняна простота, та поряд з цим складність і висока вартість переналагоджування, пов'язана з необхідністю заміни кулачків у разі зміни програми, а також зношування поверхонь кулачків. Однією з особливостей кулачків є також те, що вони поєднують функції програмоносія з функціями елемента приводу (тягового пристрою), який працює в цикловому режимі.

В копіювальних системах керування програмоносієм є копир 6 (рис. 9.20,б), профіль якого відповідає профілю оброблюваної деталі 1. Гідравлічним або іншим приводом переміщується супорт 2 з поздовжньою подачею s_x . Результатом роботи копіювального приладу 4 під час переміщення щупа 5 по копіру 6 є поперечне переміщення полозок 3 із слідкувальною подачею s_y .

Копіювальні системи використовуються у разі обробки фасонних деталей на токарних, фрезерних, шліфувальних, стругальних та інших верстатах. Програ-

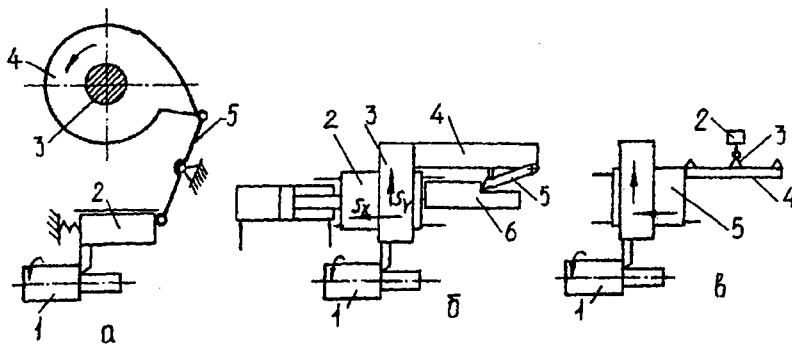


Рис. 9.20. Схеми пристроїв аналогового керування циклом: а – кулачками; б – копірами; в – упорами

моносієм у цих системах служать плоский копир, еталонна деталь (наприклад, вал), об'ємна модель або контур креслення, який виконує роль копіра. Копіювальні системи можуть бути механічні, гідравлічні, пневмогідравлічні і електричні. Найширше застосовують гідрокопіювальні супорти. Копіри виготовляються з вищою точністю, ніж оброблювана деталь. Завдяки швидкій зміні програмоносія копіювальні верстати застосовуються в серійному виробництві. Недоліком копіювальних систем є: неможливість автоматизації роботи декількома інструментами; висока трудомісткість виготовлення копирів.

В системах керування упорами програмоносієм служать упори 3 (рис. 9.20,в), які встановлюються на лінійці 4, яка закріплена на супорті 5 (упори можуть бути встановлені і на обертовому барабані). Під час переміщення супорта упори діють на електричні кінцеві перемикачі 2, гідравлічні або пневматичні розподільники, які формують відповідного роду сигнали і надсилають їх в систему керування. Ці сигнали використовують для керування циклом робочого вузла (перехід зі швидкого підведення на робочу подачу, з однієї робочої подачі

на іншу, реверс, зупинка у вихідному положенні). Для того, щоб можна було здійснити керування упорами, в кінематичну схему ланцюга повинні бути встановлені електромагнітні муфти і гальма, багатошвидкісні або регульовані електродвигуни. Ці системи прості за конструкцією, універсальні, забезпечують дистанційне керування, потребують менше часу на переналагодження в порівнянні з кулачковою системою керування. Для підвищення надійності в системах керування застосовують безконтактні шляхові перемикачі.

9.4.2. Циклове програмне керування верстатами

В системах ЦПК програмується цикл роботи верстата, а робочі переміщення задаються спрощеним способом, наприклад, з допомогою упорів, кулачків або шляхових перемикачів.

В системах ЦПК програму ділять на етапи, кожний з яких відповідає певній комбінації одночасно працюючих апаратів і пристроїв, тобто одночасних рухів. У спрощеному випадку програмі відповідає ґратка, яка реалізується у вигляді *штекерної панелі* (рис. 9.21). Кожний рядок відповідає етапу програми E_1, E_2, \dots, E_k , а кожна вертикаль – програмованому увімкненню відповідного робочого органа. Точки у перехрестях (ґніздах) ґратки вказують, яка саме увімкнена комбінація рухів. У кінці етапу спрацьовує керування за шляхом, і кроковий шукач, який

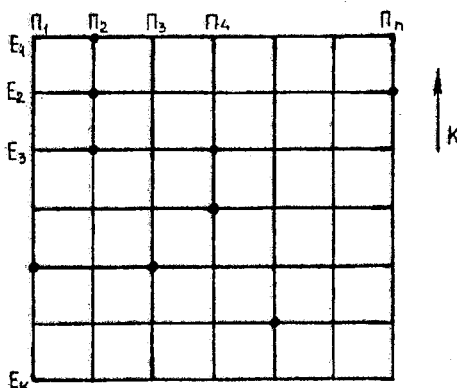


Рис.9.21. Спрощена схема штекерної панелі

зсувається на крок і вводить в дію наступну комбінацію команд, подальший етап програми. Наприклад, у разі переходу від другого етапу E_2 до третього E_3 продовжує діяти привід P_2 , вмикається P_4 і вимикається привід P_1 . Для зміни циклу достатньо переставити штекери з одних гнізд панелі в інші, оскільки штекери з'єднують електричні кола, які проходять через гнізда.

Кулачковий командоапарат аналогічний за принципом дії панелі, яка згорнута у циліндр. Ряд гнізд вздовж твірної барабана відповідає етапу програми, а кільцевий ряд гнізд – програмованому параметру. У гніздах розташовують кулачки, штифти або кульки, які натискають на кінцеві вимикачі, які керують електричними колами, реле, двигунами. Про закінчення етапу програми свідчить натискання на певний кінцевий перемикач, який викликає поворот барабана на один крок.

Верстати з системами ЦПК є напівавтоматами, найпростіші і найдешевші, не потребують високої кваліфікації операторів; їх застосовують у серійному виробництві. Такими системами оснащують верстати токарної групи (токарно-револьверні, карусельні, лоботокарні), фрезерної (вертикально- і горизонтально-фрезерні) і порівняно рідко верстати свердлильно-розточувальної групи (свердлильні з револьверною головкою, координатно-розточувальні). В порівнянні з універсальними верстатами з системами ЦПК забезпечують підвищення продуктивності праці внаслідок обслуговування одним робітником двох-трьох верстатів і скорочення частки допоміжного часу в циклі. Вони забезпечують високу якість обробки і знижують потребу в спеціальному технологічному оснащенні.

9.4.3. Числове програмне керування

Історія розвитку систем ЧПК. Прогрес техніки прискорив змінність зразків машин, які виготовлялися. Безперервно зростаючі темпи модернізації (удосконалення) виробів викликають максимального скорочення термінів і вартості підготовки їх виробництва на заводах. Це вимагало використання принципово нових методів автоматизації машинобудівного виробництва, висувало як головне завдання – досягнення високої мобільності виробництва застосуванням технологічно гнучкого автоматичного обладнання з високим рівнем його спадковості за зміною виробів, а також з широким використанням комп'ютерних технологій.

З'явилися такі нові програмоносії, як перфокарта, перфострічка, магнітна стрічка, магнітний барабан, магнітний диск та ін. Легше автоматизується процес

підготовки таких програм, зменшується трудомісткість виготовлення програмноносіїв. Вони практично мало зношуються, їх легко транспортувати, зберігати і встановлювати у пристрій вводу програми верстата.

Система ЧПК працює за програмою, у якій кожна команда задана відповідною сукупністю цифр, букв, крім того програмуються не тільки технологічна, але і геометрична та допоміжна (службова) інформації.

Шифрування програми роботи будь-якої машини у формі пробиття отворів на перфокартах, перфострічках або на інших носіях програм застосовують давно. Цей принцип застосовувався в ткацькому верстаті Жаккара, який створено у 1801 р. Ця машина працювала за принципом: є отвір – дія відбувається, немає отвору – дія не відбувається. Дії були дуже прості і не залежали від складності програми. У верстатобудуванні програмне керування почало застосовуватися значно пізніше через складність процесів металообробки. Вирішення цього завдання стало можливим, після того, як машинобудування, електроніка, обчислювальна техніка досягли певного рівня розвитку.

Системи ЧПК можна класифікувати за трьома ознаками: 1) рівнем функціональних можливостей; 2) технологічним призначенням; 3) кількістю потоків інформації.

Класифікація систем ЧПК за рівнем функціональних можливостей. Відповідно до міжнародної класифікації всі пристрої ЧПК (ПЧПК) за рівнем функціональних можливостей діляться на декілька основних класів [5,10]. Нижче наводяться основні характеристики цих систем.

NC(Numerical Control) – системи з покадровим зчитуванням перфострічки протягом циклу обробки кожної деталі. Під час такого зчитування трапляються помилки через недостатню надійність роботи зчитувального пристрою ЧПК. В результаті окремі деталі з партії можуть бути бракованими. Підвищена ймовірність помилок пояснюється великою кількістю кадрів перфострічки, оскільки для роботи таких систем у програмі повинна бути записана кожна елементарна дія верстата. Крім того, за такого режиму роботи перфострічка швидко зношується і забруднюється, що збільшує ймовірність виникнення помилок під час читання. Нарешті, якщо в кадрі записані дії, які верстат виконує дуже швидко, то ПЧПК за цей час може не встигнути прочитати наступний кадр, що також веде до виникнення помилок.

Усі верстати з ПЧПК класу NC випускалися з вмонтованим інтерполіатором і працювали безпосередньо від перфострічки, однак такі верстати зараз не випускаються. Інтерполіатор – це обчислювальний пристрій, який автоматично розраховує і видає поточну геометричну інформацію в унітарному коді про від-

повідне взаємне переміщення робочих органів в проміжках між двома запрограмованими точками.

SNC (Speicher Numerical Control) – системи зберігають всі властивості систем класу NC, але відрізняються від них збільшеним об'ємом пам'яті. Ці системи дають змогу прочитати усі кадри програми і розташувати інформацію в запам'ятовувальному пристрої великої місткості. Перфострічка читається тільки один раз перед обробкою цілої партії однакових деталей і тому мало зношується. Усі заготовки обробляються за сигналами із запам'ятовувального пристрою, який зменшує ймовірність виникнення помилок, а також браку деталей.

Системи класів CNC, DNC, HNC.

Перехід обчислювальної техніки до великих інтегральних схем, мікропроцесорних інтегральних схем і створені на їх основі мікро-ЕОМ дали змогу об'єднати функції керування верстатом і розв'язання окремих завдань підготовки керуючих програм.

CNC (Computer Numerical Control) – системи, основу яких складають мікро-ЕОМ, які запрограмовані на виконання функцій ЧПК. Такі системи складаються з блоків зв'язку з координатними приводами, блоків видачі технологічних команд у потрібній логічній послідовності, системних органів керування та індикації, каналів обміну даними з центральною ЕОМ верхнього рівня.

Особливість системи класу CNC полягає в можливості змінювати та коректувати під час експлуатації як керуючу програму обробки деталі, так і програму функціонування системи з метою максимального врахування особливостей даного верстата.

DNC (Direct Numerical Control) – системи, які можуть керувати безпосередньо від центральної ЕОМ, минаючи зчитувальний пристрій верстата. Однак наявність ЕОМ не означає, що необхідність комплектування ПЧПК повністю відпадає. В одному з найбільш розповсюджених варіантів систем DNC кожний вид обладнання на дільниці зберігає свої ПЧПК класів NC, SNC, CNC. Нормальним для такої дільниці є режим роботи з керуванням від ЕОМ, але в умовах тимчасового виходу з ладу ЕОМ така дільниця зберігає працездатність, оскільки кожний вид обладнання може працювати від перфострічки, підготовленої заздалегідь на випадок аварійної ситуації.

У функції DNC входить керування і іншим обладнанням автоматизованої дільниці, наприклад, автоматизованим складом, транспортною системою і промисловими роботами, а також вирішення деяких організаційно-економічних завдань планування і диспетчеризації роботи дільниці. Підготовлені і відредаговані керуючі програми для обладнання дільниці зберігаються в пам'яті ЕОМ, звідки вони передаються на верстата по каналах зв'язку.

HNC (Handled Numerical Control) – системи з ручним введенням програм в електронну пам'ять мікро-ЕОМ з пульта ПЧПК. Сучасні ПЧПК класу HNC побудовані на базі кращих ПЧПК класу CNC, які лише формально відрізняються від останніх відсутністю фотозчитувального пристрою (ФЗП) для введення керуючих програм з перфострічки. Але ПЧПК класу HNC мають вхідний пристрій для увімкнення переносних ФЗП та інших зовнішніх пристроїв. Найновіші моделі мають підвищений об'єм пам'яті вмонтованої ЕОМ. Подібні пристрої можуть вводити програму з пульта ПЧПК в режимі діалогу за використанням великого архіву стандартних підпрограм, які зберігаються в пам'яті вмонтованої ЕОМ. Ряд ПЧПК цього класу дають змогу вводити програму в запам'ятовувальний пристрій паралельно з роботою верстата за попередньою програмою. Це виключає можливі простоювання верстатів.

VNC (Voice Numerical Control) – системи дають змогу вводити інформацію безпосередньо голосом. Прийнята інформація перетворюється в керуючу програму, і потім у вигляді графіка і тексту відтворюється на дисплеї, чим забезпечується візуальний контроль введених даних та їх корегування. Ці системи поки що не отримали розповсюдження в промисловості, але, ймовірно, в найближчому майбутньому будуть широко використовуватись як найдосконаліші конструкції, які забезпечать сервісні можливості найвищого рівня.

Системи класів NC і SNC випускаються від початку впровадження ЧПК в промисловості і відносяться до першого, другого і третього поколінь ПЧПК.

Пристрої першого покоління виконувалися на реле і елементах з низькими частотними параметрами, вони характеризуються обмеженими функціональними можливостями. До цієї групи відносяться ПЧПК типів "Координата Р-82", "Контур 4МИ", "Контур 2П", "Контур 3П" "Контур 2ПТ-71", "Контур 2ПТ-71/3".

Пристрої другого покоління виконувалися на електронних елементах з вищими частотними характеристиками і відрізняються від попередніх порівняно високими функціональними можливостями. До цієї групи відносяться пристрої типів "Координата С-70", "Координата С-70/3", П32-3, П32-3А, П-32-3В, Н33-1, Н33-2, У33-1, У22-1 і ЭМ-907А.

Пристрої третього покоління виконані на базі інтегральних елементів, вони характеризуються великими функціональними можливостями. До цієї групи відносяться пристрої Н22-1М, Н33-1М, Н33-2М, Н55-1, Н55-2, які є першими пристроями контурного і комбінованого керування.

До сучасних систем класу CNC відносяться ПЧПК Фанук (Японія), Бош (ФРН), Оліветті (Італія), Сонумерік (ФРН), Хайденхайн (ФРН), 2У22, 2Р22, 2У32-61, 2С42, 2М42, 2М43-22, 2С85, 2Р32, 2Р32М, 2С85-63, ИЦО-П, "Електроніка НЦ80-31" (Росія). Усі вони відносяться до ПЧПК четвертого і

п'ятого покоління. Системи Росії реалізуються переважно на базі мікро-ЕОМ класу "Електроніка-60".

ПЧПК типу ЗС150 є найновішою системою з високими експлуатаційними і сервісними можливостями. Пристрій багатопроцесорний, керування може вестися не менш ніж по 10 каналах. ПЧПК призначений для керування багатоцільовими верстатами різних типів.

Класифікація систем ЧПК за технологічним призначенням. За технологічною ознакою залежно від призначення СЧПК діляться на позиційні, прямокутні, контурні, комбіновані, групові.

Позиційні системи ЧПК (рис. 9.22, а) призначені для переміщення робочих органів верстата з позиції на позицію, тобто з однієї точки з координатами x_1y_1 робочого простору в іншу точку з координатами x_2y_2 , але траєкторія переміщень не задається, а обробка відбувається не під час переміщення, а лише після зупинки. У цих системах програмуються окремі точки. Одночасний рух за двома координатами не обов'язковий, але доцільний для заощадження часу. Швидкість руху – максимально можлива на більшій частині шляху, сповільнена перед зупинкою (для підвищення точності позиціонування). Такі системи застосовуються переважно в свердлильних і розточувальних верстатах для обробки плоских і корпусних деталей з великою кількістю отворів [5, 20].

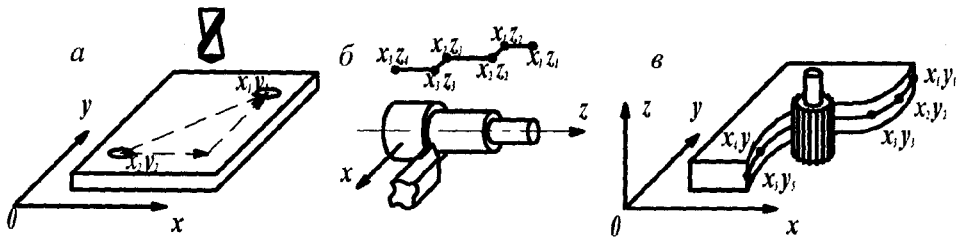


Рис. 9.22. Технологічне призначення систем ЧПК верстатами: а – позиційної; б – прямокутної; в – контурної

Прямокутні системи ЧПК (рис. 9.22, б) призначені для програмування відрізків ($x_1z_1-x_1z_2$, $x_1z_2-x_2z_2$, $x_2z_2-x_2z_3$ тощо.), паралельних осям координат, тобто для почергової обробки поверхонь, розташованих вздовж осей координат. Точність траєкторії рухів залежить від прямолінійності ходу робочих органів верстата. Швидкість руху визначається режимами обробки. Такі системи засто-

совуються для обробки ступінчастих валів на токарних верстатах і деталей з прямокутним контуром на фрезерних верстатах.

Контурні системи ЧПК (рис. 9.22 ,в) забезпечують задану складну форму траєкторії відносного руху інструмента і заготовки і дають змогу обробляти фасонні поверхні. ЧПК для контурної обробки здійснюють безперервне керування швидкостями робочих рухів інструмента відносно заготовки і забезпечують автоматичний обхід різального інструмента за заданим контуром деталі.

Задані точки з координатами x_1y_1 , x_2y_2 та інші називаються опорними. Вони обмежують ділянки контуру у вигляді відрізків прямої або дуг різних радіусів.

Траєкторія обумовлюється функціональним зв'язком між окремими рухами робочих органів верстата весь час. Для обробки плоских деталей використовують системи контурної двокоординатної, а для об'ємних деталей – трикоординатної обробки.

Комбіновані системи ЧПК можуть працювати у режимі позиційної або контурної системи.

Система групового керування верстатами від ЕОМ призначена для керування групою верстатів з ЧПК та іншого обладнання (наприклад, роботів, вимірювальних машин та ін.) безпосередньо від ЕОМ. Відомі системи “одна ЕОМ-група верстатів” або “центральна ЕОМ – підпорядковані ЕОМ (більш низького рівня) – група верстатів і іншого обладнання з ЧПК”. Для безпосереднього керування від ЕОМ характерна відсутність програмоносія, що є великою перевагою. Команди програми у вигляді електричних сигналів передаються від ЕОМ безпосередньо до пристроїв ЧПК, які обслуговують верстати. Пульта зв'язку з ЕОМ дає можливість вводити різні корекції. Керування від ЕОМ дає змогу автоматизувати також підготовку і організацію виробничого процесу на дільниці (планування, диспетчеризацію, облік).

Системи з цифровою індикацією і попереднім набором координат можна виділити в окрему групу. В цих верстатах є електронний пристрій, якому задаються координати потрібних точок (попередній набір координат) і хрестовий стіл, який оснащений датчиком положення, виводиться в задану позицію, а на екрані висвітлюються координати кожного миттєвого положення стола (цифрова індикація). У цих верстатах (найчастіше у розточувальних) вихідна програма роботи задається верстатником.

Класифікація систем ЧПК за кількістю потоків інформації. СЧПК верстатами можуть створюватись з керуванням приводами подач (рис. 9.23) без зворотного зв'язку (розімкнені), зі зворотним зв'язком (замкнені) і адаптивні.

Розімкнені СЧПК створюють на основі застосування силових або несилових крокових двигунів (КД). В останньому випадку КД використовують у комплексі з гід-

ропідсилювачем (ГП) (рис.9.23,а). У зв'язку з відсутністю контролю дійсного положення робочого органа верстата, на точність переміщення робочих органів будуть впливати похибки крокового електродвигуна, гідропідсилювача і передавальні механізми приводу подач (зубчасті передачі, пари гвинт-гайка та ін.). Ці системи з одним потоком інформації, джерелом якої є програма, яка вводиться з програмоносія у зчитувальний пристрій, або вручну з пульта оператора. Сьогодні такі системи практично не випускають.

Замкнені СЧПК можуть бути трьох типів.

У *СЧПК першого типу* (рис. 9.23,б) здійснюється опосередковане визначення положення робочого органа за допомогою датчика зворотного зв'язку (ДЗЗ), який встановлений на ходовому гвинті. Ця схема досить проста і зручна з огляду встановлення ДЗЗ. Габарити колового ДЗЗ, який застосовується, не залежать від вимірюваного переміщення.

У разі застосування колових ДЗЗ, які встановлюються на ходовому гвинті, високі вимоги ставляться до точностних характеристик передачі гвинт-гайка (точність встановлення, найменші пружні зміщення, відсутність зазорів), яка у цьому випадку не охоплена зворотним зв'язком.

Застосування у приводах подач верстатів з ЧПК точно виготовлених передач гвинт-гайка кочення і створення в них попереднього натягу для усунення зазорів і збільшення жорсткості дає змогу широко застосовувати замкнені СЧПК першого типу в багатьох верстатах з ЧПК для одержання високої точності переміщення робочих органів.

В *СЧПК другого типу* (рис. 9.23, в) застосовують коловий ДЗЗ, який вимірює через рейкову передачу безпосередньо переміщення робочого органа верстата. Хоча система зворотного зв'язку охоплює усі передавальні механізми приводу подачі, включаючи і передачу гвинт-гайка, у вимірювання вноситься лише похибка рейкової передачі. Тому необхідно використовувати прецизійну рейкову передачу з рейкою, довжина якої буде залежати від ходу робочого органа верстата. Це ускладнює і подорожчує систему зворотного зв'язку.

Третій тип СЧПК – з лінійним ДЗЗ (рис. 9.23, г). Така система забезпечує безпосереднє вимірювання переміщення робочого органа верстата. Це дає змогу охопити зворотним зв'язком усі передавальні механізми приводу подачі, чим досягається висока точність переміщень. Але лінійне ДЗЗ складніше і дорожче, ніж колові. Його габарити залежать від довжини ходу робочого органа верстата.

Встановлення лінійного ДЗЗ на верстаті і його експлуатація – трудомісткі процеси. На точність роботи таких ДЗЗ можуть мати вплив похибки верстата (наприклад, зношення напрямних, теплові деформації та ін.).

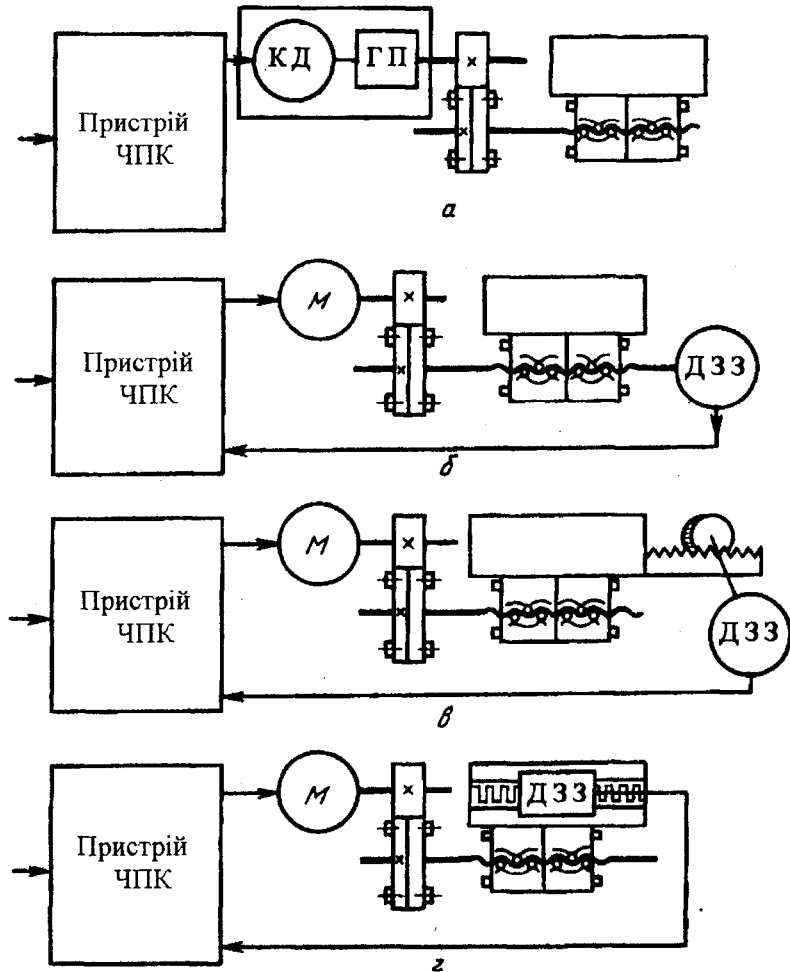


Рис. 9.23. Структурні схеми керування приводами подач верстатів з ЧПК:
 а – розімкнена; б – замкнена з коловим ДЗЗ на ходовому гвинті; в – замкнена з коловим ДЗЗ і рейковою подачею; г – замкнена з лінійним ДЗЗ

Три типи замкнених систем ЧПК мають два джерела інформації – один який іде від керуваної програми до виконавчих механізмів, другий – від датчика зворотного зв'язку.

Адаптивна система ЧПК побудована на використанні зворотного зв'язку, який забезпечує автоматичне пристосування процесу обробки заготовки до змінних умов за певними критеріями. Найпростіші адаптивні системи стабілізації (інваріантні), які служать для підтримання заданого значення сили різання або іншого параметра. Сила різання змінна з причини непостійності твердості оброблюваного матеріалу, припуску заготовки, поступового затуплення інструмента. Зменшення подачі, яке не допускає зростання сили, запобігає збільшенню деформацій, а отже зниженню точності обробки. Збільшення подачі у випадку зменшення сили різання дає змогу підвищити продуктивність обробки.

Для стабілізації сили різання за рахунок зміни швидкості руху подачі в систему верстат-присрій-інструмент-заготовка, крім датчика шляху ДШ (рис. 9.24, а) вмонтований ще один датчик зворотного зв'язку – датчик сили ДС. Сигнали від цього датчика про фактичне значення сили різання надходять у блок порівняння сили БПС. Тут сила в ньютонах порівнюється із заданим значенням сили, яке надійшло із задаючого пристрою сили ПС. На виході БПС формується сигнал, який через присрій керування ПК збільшує або зменшує частоту імпульсів, які подаються у блок порівняння шляху БПШ. Внаслідок цього швидкість регульованого приводу РП змінюється так, щоб фактичне значення сили зрівнялося із заданим значенням. Отже, верстат автоматично пристосовується (адаптується) до умов обробки, які змінюються.

Більш складні порівняно з системами стабілізації є адаптивні системи оптимізації. В оптимальній СЧПУ у разі зміни керованих параметрів процесу різання під дією збурювальних факторів забезпечується екстремум обраних критеріїв (продуктивності, собівартості та ін.). Якщо обраний економічний критерій, то повинен бути забезпечений мінімум зведених витрат Π , які дорівнюють $\Pi = V/Q$, де V – вартість витрат (грн.) на зняття деякого об'єму Q матеріалу ($\text{см}^3/\text{хв}$). Чим напруженіший режим обробки, тобто чим вища швидкість різання v і подача s , тим більший об'єм матеріалу, який зрізується в одиницю часу; зростають і витрати (особливо на інструмент). Ступінь зростання V і Q різний, тому існує мінімум Π_{\min} (рис. 9.24, б); Q_0 – оптимальний, оскільки за менших або більших його значеннях приведені витрати зростають. Відповідно існують оптимальні значення v і s .

Поведінка системи верстат-присрій-інструмент-заготовка (рис. 9.24, в) за змінних умов обробки фіксується комплексом датчиків зворотного зв'язку. Датчик коливальних ДК дає змогу опосередковано зробити висновок про шорсткість обробленої поверхні, а разом з датчиком температури в зоні різання ДТ – про зношування інструмента. Датчик ДМ дає інформацію про обертовий момент. Блок адаптації БА обробляє дані, отримані від датчиків, і за певною програмою веде пошук оптимальних значень v_0 і s_0 .

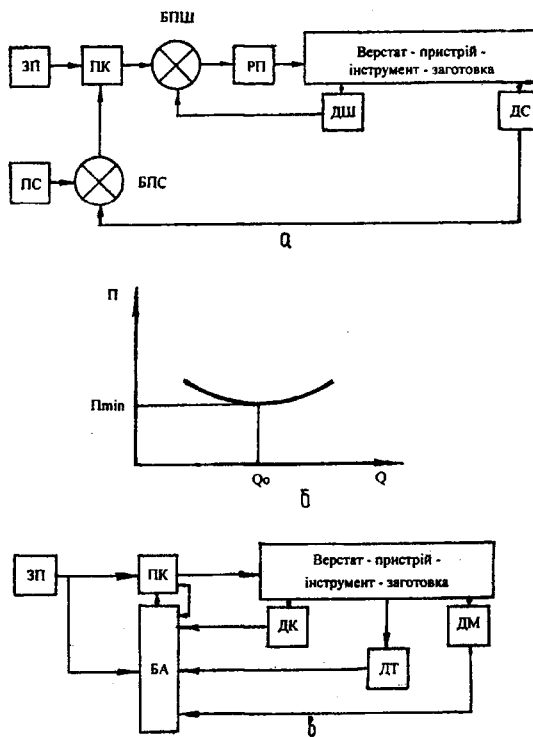


Рис. 9.24. Адаптивні системи: а – структурна схема адаптивної системи стабілізації; б – до поняття про оптимальну величину зведених витрат; в – структурна схема адаптивної системи оптимізації

9.4.4. Умови раціонального використання і основні переваги верстатів з ЧПК

Використання того чи іншого виду обладнання залежить від складності деталі, яка виготовляється і серійності виробництва. Чим менша серійність виробництва, тим більшу технологічну гнучкість повинен мати верстат. В одиничному виробництві у разі виготовлення деталей малими партіями (1...3 шт) можна застосовувати для автоматизації верстати з попереднім набором координат і цифровою

індикацією. У разі виготовлення складних деталей в одиничному виробництві, а також для автоматизації дрібносерійного виробництва найефективніше застосовувати верстати з ЧПК. Сьогодні для таких виробництв широко використовують верстати з оперативною системою програмного керування. Вона дає змогу робітнику вести діалог з вмонтованим керуючим пристроєм багатопроцесорної міні-ЕОМ. Програма вводиться безпосередньо на верстаті з пульта керування. Відпрацьована програма зберігається в оперативній пам'яті міні-ЕОМ (або переноситься в касету зовнішньої пам'яті для довшого зберігання).

В серійному виробництві доцільно використовувати верстати як з ЦПК, так і без.

В умовах великосерійного виробництва широко використовують верстати з ЧПК для виготовлення корпусних деталей і деталей типу тіл обертання.

У разі виготовлення деталей зі складним профілем (наприклад, гребний гвинт) використання верстатів з ЧПК є майже єдиним технічно виправданим розв'язком. Це обладнання доцільно застосовувати і тоді, коли неможливо швидко виготовити оснащення.

Основні переваги застосування верстатів з ЧПК:

- продуктивність підвищується в 1,5...6 разів;
- поєднується гнучкість універсального обладнання з точністю і продуктивністю верстатів-автоматів;
- якісно переоснащується машинобудування на базі сучасної електроніки і обчислювальної техніки;
- знижується потреба в кваліфікованих робітниках-верстатниках, а підготовка виробництва переноситься у сферу інженерної праці;
- скорочується час слюсарних робіт в процесі складання, за рахунок підвищення точності;
- скорочується термін підготовки виробництва і переходу на виготовлення нових виробів (деталей) завдяки централізованому запису програм і застосуванню універсального технологічного оснащення;
- різко знижується брак деталей під час виготовлення, оскільки відсутній суб'єктивний фактор;
- зменшується тривалість циклу виготовлення деталей і зменшується запас незавершеного виробництва;
- покращуються умови праці робітників.

Основні недоліки верстатів з ЧПК:

- висока вартість;
- великі витрати на обслуговування (необхідність створення відділів підготовки керуючих програм і обслуговування систем керування), які можуть окупилися тільки за наявності певного парку верстатів на підприємстві.

9.4.5. Системи координат верстатів з ЧПК

Осі координат розташовують паралельно до напрямків руху робочих органів верстатів, що спрощує програмування обробки за напрямками і величинами переміщень. За єдину систему координат для усіх верстатів з ЧПК згідно з ГОСТ 23597-79 прийнята стандартна (права) Декартова система, у якій напрямки осей X , Y , Z (рис. 9.25) вказують додатні переміщення інструментів відносно умовно нерухомих частин верстата. Додатний напрям руху заготовки відносно нерухомих частин верстата вказують осі X' , Y' , Z' , які спрямовані протилежно до осей X , Y , Z . Отже додатними завжди є такі рухи, за яких інструмент і заготовка віддаляються один від одного.

Колові рухи інструмента (наприклад, кутові зміщення осі шпинделя фрезерного верстата) позначають літерами A (навколо осі X), B (навколо осі Y), C (навколо осі Z), а колові переміщення заготовки (наприклад, керований програмою поворот стола на розточувальному верстаті) відповідно літерами A' , B' , C' . У поняття “колові переміщення” не входить обертання шпинделя, який несе інструмент або шпинделя токарного верстата. Для позначення вторинних кутових рухів навколо спеціальних осей використовують літери D і E .

Для позначення переміщень двох робочих органів вздовж одного напрямку використовують вторинні осі: U (паралельно X), V (паралельно Y), W (паралельно Z). У разі переміщення трьох робочих органів в одному напрямку застосовують третинні осі: P , Q , R .

У стандартній системі координат додатні напрямки осей приймаються за правилом правої руки. Великий палець (рис. 9.26, а) вказує додатний напрямок осі абсцис – (X), вказівний – осі ординат (Y), середній – осі аплікат – (Z). Додатні напрямки обертання навколо цих осей визначаються іншим правилом правої руки. Згідно з цим правилом, якщо розташувати великий палець за напрямком осі, то зігнуті пальці вкажуть на додатний напрямок обертання (рис. 9.26, б).

Можна користуватись правилом гвинта: напрямок обертання правого гвинта у разі його просування вздовж відповідної осі вкаже на додатний напрямок обертального руху.

Орієнтація осей стандартної системи координат верстатів зв'язана з напрямком руху під час свердління на свердлильних, розточувальних фрезерних і токарних верстатах. Напрямок виведення свердла із заготовки прийнято як додатне для осі Z , тобто вісь Z завжди суміщається з віссю обертального робочого органа верстата – шпинделем.

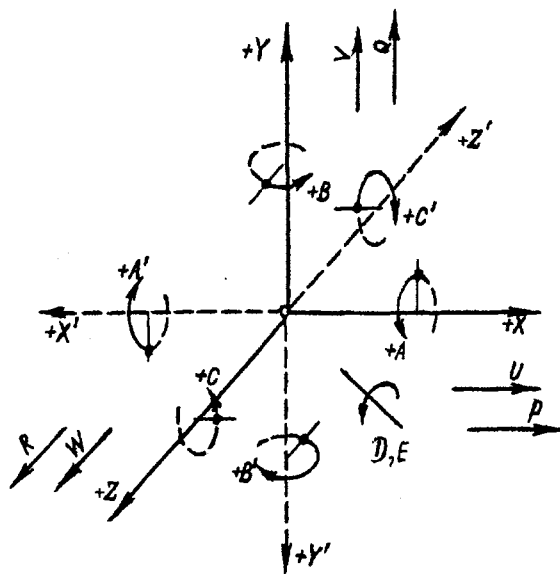


Рис. 9.25. Стандартна система координат верстатів з ЧПК

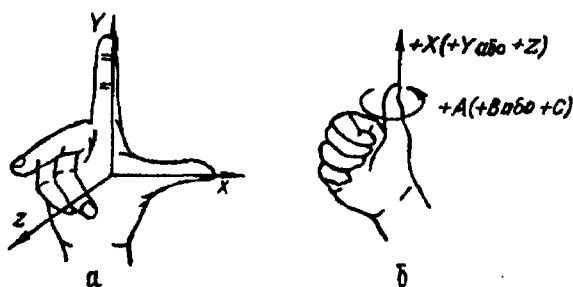


Рис. 9.26. Правило правої руки: а – додатні напрямки осей координат; б – додатні напрямки обертання

Вісь X завжди горизонтальна і перпендикулярна до осі Z. Якщо такому визначенню відповідають дві осі, то за ось X приймають ту, вздовж якої можливе більше переміщення вузла верстата. За відомих осей X і Z вісь Y однозначно

визначається з умови розташування осей у правій прямокутній системі координат. Для забезпечення єдності трактування міжнародного стандарту ISO-R841 і ГОСТ 23597-79 встановлюють номенклатуру і одини напрямки осей координатних систем металорізальних верстатів, обов'язкових для усіх виготовлювачів.

На рис. 9.27 показано деякі типи верстатів з вказаним положенням і напрямком осей їх координатних систем: верстати токарно-револьверний (рис. 9.27,а), лоботокарний (рис. 9.27,б), токарно-карусельний (рис. 9.27,в), консольно-фрезерний вертикальний (рис. 9.27,г), консольно-фрезерний горизонтальний (рис. 9.27,д), поздовжньо-фрезерний одностояковий (рис. 9.27,е), поздовжньо-фрезерний двостояковий (рис. 9.27,е), поздовжньо-фрезерний двостояковий з рухомих порталом (рис. 9.27,ж), фрезерний з поворотним столом і поворотною бабкою (рис. 9.27,з), горизонтально-розточувальний з нерухомих переднім стояком (рис. 9.27,и), горизонтально-розточувальний з поздовжньо-рухомих переднім стояком (рис. 9.27,і), поздовжньо-стругальний одностояковий (рис. 9.27,к), круглошліфувальний (рис. 9.27,л), плоскошліфувальний (рис. 9.27,м), діркопробивний прес з револьверною голівкою (рис. 9.27,н), намотувальна машина (рис. 9.27,о), газорізальна машина (рис. 9.27,п) і графопобудовувач (рис. 9.27,р).

9.5. ЕЛЕМЕНТИ ПРИСТРОЇВ ЧИСЛОВОГО ПРОГРАМНОГО КЕРУВАННЯ

9.5.1. Пристрої введення програм

Пристрої ЧПК містять у собі низку елементів, з яких розглянемо тільки пристрої введення програм і датчики зворотного зв'язку.

Пристрої введення програм об'єднують пристрої зчитування інформації з програмоносія і передачі її у вигляді електричних сигналів у пристрій керування верстатом або інтерпольований пристрій.

У разі паралельного способу одночасно зчитується інформація всього кадру і тому запам'ятовуючий пристрій не потрібен.

Для зчитування інформації з перфострічок застосовуються електромеханічні і фотоелектричні пристрої, останні більш досконалі і надійні і мають достатньо велику швидкість зчитування (300...1000 рядків/с) [11].

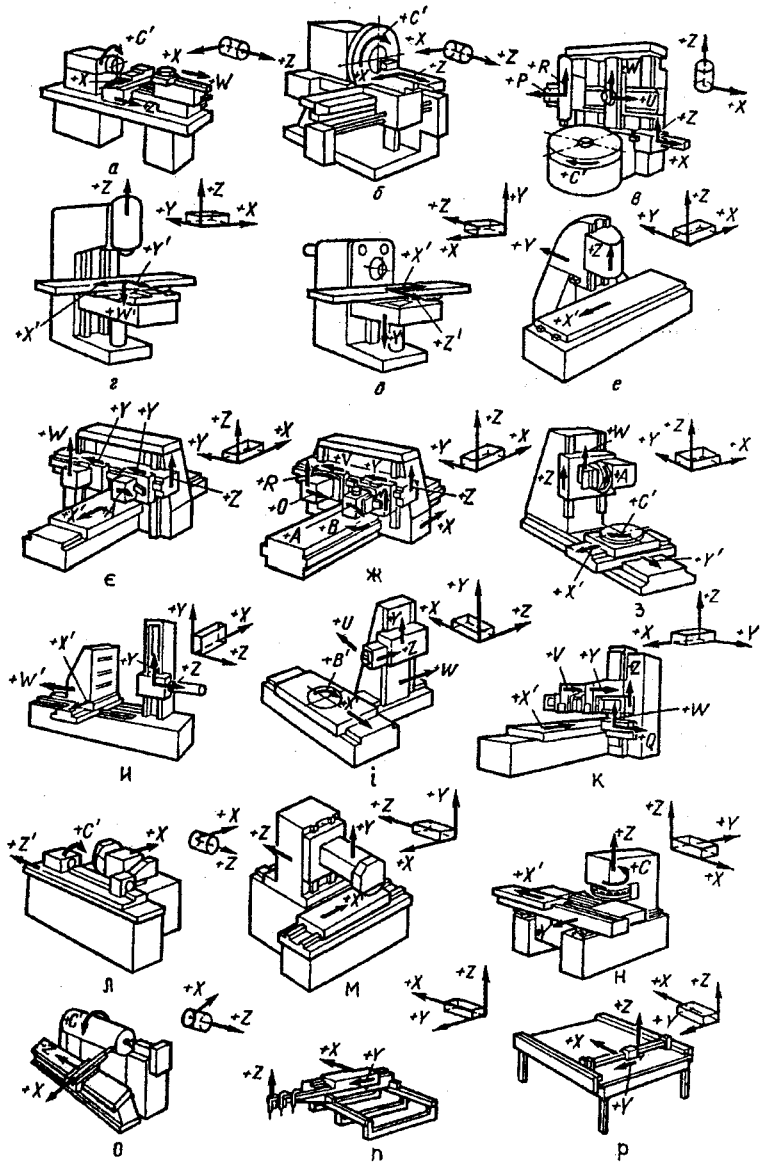


Рис. 9.27. Розташування осей координат в обладнанні з ЧПК

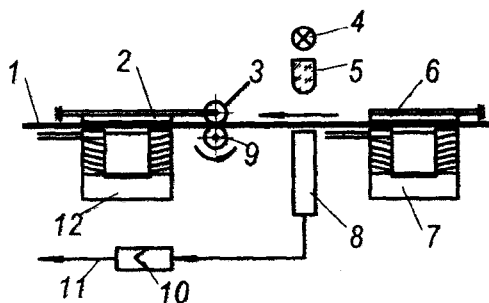


Рис. 9.28. Кінематична схема фотозчитувального пристрою

Широко застосований фотозчитувальний пристрій (рис. 9.28) складається з блоку роликів електромагнітів, оптичного блоку, блоку підсилення і формування імпульсів та ін. Працює пристрій так. Транспортний ролик 9, що приводиться в рух електродвигуном (на схемі не зображений) неперервно обертається. Під час подачі команди на протягування стрічки 1 (стартовий сигнал дається від пристрою ЧПК) вмикається транспортний магніт 12 (гальмівний магніт 7 в цей час

вимикається), якір 2 якого притискає до стрічки притискний ролик 3, в результаті чого перфострічка починає протягуватися пришвидшуючись до швидкості, яка визначається частотою обертання транспортного ролика. Час розгону складає 4...5 мс.

У разі переміщення перфострічка протягується через оптичний блок, який складається з освітлювальної лампи 4 і циліндричної лінзи 5, які знаходяться зверху перфострічки, і фотодіодів 8, які знаходяться знизу перфострічки.

Освітлювальна система створює смугу, яка світиться (оптичну щелину) шириною 0,3...0,5 мм і довжиною, рівною ширині перфострічки. В мить, коли оптична щілина (під час переміщення стрічки) через отвори у перфострічці освітлює певні фотодіоди, вони формують паралельний код числа (або знака), пробитого на даному рядку перфострічки у вигляді відповідної комбінації напружень, які після підсилення і формування у блоці 10 подаються на інформаційний вихід 11.

Під час завершення протягування перфострічки здійснюється її гальмування якорем 6 вмиканням гальмівного магніту 7 і вмиканням транспортного магніту 12. Час гальмування складає 1,5...2 мс.

Такий фотозчитувальний пристрій забезпечує три режими роботи:

– покадрове зчитування, за якого стрічка після поступлення стартового сигналу рухається до кінця кадру, який перфорується спеціальним знаком. Це найрозповсюдженіший режим роботи фотозчитувального пристрою (нормальний режим);

– відрядкове зчитування інформації (старт-стоп режим), за якого стрічка після поступлення стартового сигналу переміщується на один рядок і зупиняється

до поступлення наступного стартового сигналу, але стрічка не встигає розігнатися до номінальної швидкості. Цей режим роботи звичайно використовується під час налагодження пристроїв ЧПК;

– режим перемотування, за якого стрічка переміщується, у зворотному напрямку неперервно до початку програми, яка перфорується спеціальним знаком.

Незважаючи на широке розповсюдження фотозчитувальних пристроїв, вони мають низку недоліків, наприклад обмежену надійність (приблизно 25% відмов у пристроях керування припадає на частку їх і перфострічки) і невисоку стійкість перфострічок з паперу (такі перфострічки витримують не більше 200 прогонів, а якщо на них попадають частинки оливи або емульсії, то вона потребує негайного замінення). Тому в останній час у пристроях ЧПК стали використовувати вмонтовані блоки електронної пам'яті, які дають змогу запам'ятати всю програму керування для обробки досить складних деталей.

9.5.2. Датчики зворотного зв'язку

Загальні поняття. Датчики зворотного зв'язку (ДЗЗ) є невід'ємною частиною замкнених пристроїв ЧПК і використовуються для опосередкованого контролю розмірів оброблюваної деталі. Вони здійснюють вимірювання переміщень робочого органа верстата і перетворюють результати вимірювання в електричні імпульси зворотного зв'язку. ДЗЗ можна класифікувати за принципом вимірювання переміщень і за типом конструкції. За першою ознакою (принципом вимірювання переміщень, тобто за абсолютним значенням, або приростом від нульової точки) датчики зворотного зв'язку діляться на абсолютні і циклічні [11].

Абсолютні датчики забезпечують покази значень поточних координат відносно прийнятого на верстаті початку координат по усій довжині вимірювальної ділянки. Їх характерною особливістю є те, що вони забезпечують кожному значенню контрольованого переміщення єдине значення вихідного сигналу. До цього різновиду датчиків відносяться ємкісні датчики (зі змінним зазором), магнітні датчики (зі змінним повітряним зазором) та ін.

Циклічні датчики характеризуються тим, що в них вимірювання параметрів вихідного сигналу в функції зміщення або обертання вимірювальних елементів має циклічний характер, тобто приймає однакові значення у різних точках ділянки вимірювань. Вихідний сигнал циклічного датчика може рівнозначно визначити положення кожної точки вимірювального елемента тільки за наявності у

вимірювальній системі лічильника повних циклів, який визначає миті вимірювання положення робочого органа верстата. Циклічні датчики тепер є найрозповсюдженішими.

За другою ознакою (тобто за типом конструкції) датчики зворотного зв'язку діляться на лінійні та колові.

Лінійні датчики використовуються для вимірювання лінійних переміщень, а колові – кута повороту контрольованих елементів. ДЗЗ приєднуються або безпосередньо до робочих органів верстата, або до проміжної ланки механізму передачі руху до робочого органу (наприклад, до ходового гвинта). Точність контролю буває тим вища, чим ближче до робочого органу верстата у ланцюзі приводу встановлюється датчик зворотного зв'язку. Це пояснюється тим, що усувається частина похибок, які обумовлені люфтами і віджимками проміжних ланок ланцюга подачі.

Датчики зворотного зв'язку характеризуються низкою метрологічних характеристик, наприклад величиною контрольованого переміщення, точністю датчика та ін.

Величина контрольованого переміщення - це максимальна величина лінійного або кутового переміщення, яка може бути перетворена в даному датчику в змінення відповідного параметра.

Точність датчика визначається максимальною похибкою по всій довжині контрольованого переміщення.

Чутливість датчика – це коефіцієнт перетворення, який являє собою відношення змінення параметра до величини, яка викликала це змінення переміщення.

Поріг чутливості – величина мінімального переміщення, яке може бути надійно і достовірно перетворено у змінення відповідного фізичного параметра.

Стабільність роботи датчика визначається максимальною різницею значень змінного параметру, яка відповідає одній і тій же величині контрольованого переміщення, яка здійснюється багаторазово.

У пристроях ЧПК широке застосування знаходять такі датчики: лінійний магнітний зубчастий; лінійний фотоелектричний імпульсний; лінійний фотоелектричний з дифракційними решітками; лінійний магнітний фазоімпульсний; обертовий трансформатор; індуктосін.

Лінійний магнітний зубчастий датчик. Принципова схема цього датчика зображена на рис. 9.29 [11]. Він складається з магнітної шкали 1 з нанесеними зубцями кроку r_1 і чутливої головки, що містить два П-подібних осердя 2 і 4, намагнічувальну обмотку 3 і дві вторинних обмотки 5 і 6. На торцях осердь нанесені зубці кроку r_2 , якщо $r_1 = K \cdot r_2$, де K – ціле число. Осердя головки розташовані так, що зубці одного з них зсунуті по відношенню до зубців іншого на

півкроку нарізки. Завдяки цьому можна застосувати диференціальну трансформаторну схему. Принцип дії датчика такий. За відносного переміщення шкали і головки провідність в магнітних ланцюгах осердь періодично змінюється. Період змінення відповідає кроку нарізки осердь головки.

В результаті магнітний потік Φ_1 , який створений первинною обмоткою, перерозподіляється пропорційно магнітним провідностям, тобто

$$\Phi_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_2 + \lambda_3} \cdot \Phi_1; \quad \Phi_3 = \frac{\lambda_3}{\lambda_2 + \lambda_3} \cdot \Phi_1, \quad (9.12)$$

де Φ_2, Φ_3 , – відповідно потоки, пронизуючі вторинні обмотки; λ_2 і λ_3 – відповідно провідності магнітних ланцюгів з осердями 2 і 4.

Змінення магнітного потоку призводить до змінення електрорушійної сили (ЕРС) у вторинних обмотках, значення яких після випрямлення такі:

$$E_2 = E_{2n} + E_2 \cdot (\Delta l); \quad E_3 = E_{3n} + E_3 \cdot (\Delta l), \quad (9.13)$$

де E_{2n} і E_{3n} – сталі складові; $E_2(\Delta l)$ і $E_3(\Delta l)$ – змінні складові; Δl – переміщення шкали відносно головок.

Функції $E_2(\Delta l)$ і $E_3(\Delta l)$ – парні, одна з яких зміщена по відношенню до іншої. Після розкладання їх в ряд Фур'є:

$$E_2(\Delta l) = a_{0(2)}/2 + \sum_{n=1}^{\infty} a_{n(2)} \cdot \cos n\varphi;$$

$$E_3(\Delta l) = a_{0(3)}/2 + \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \cdot a_{n(3)} \cdot \cos n\varphi,$$

де $a_{0(2)}, a_{0(3)}, a_{n(2)},$ і $a_{n(3)}$, – коефіцієнти.

Результуючий сигнал:

$$E_e = E_2 - E_3 = E_{2n} - E_{3n} + 0,5 \cdot (a_{0(2)} - a_{0(3)}) + \left(\sum_{n=1}^{\infty} a_{n(2)} \cdot \cos n\varphi - \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \cdot a_{n(3)} \cdot \cos n\varphi \right). \quad (9.14)$$

Припускаючи, що $E_{2n} = E_{3n}$, $a_{n(2)} = a_{n(3)}$, $a_{0(2)} = a_{0(3)}$, коли $n = 1 \dots \infty$, одержимо

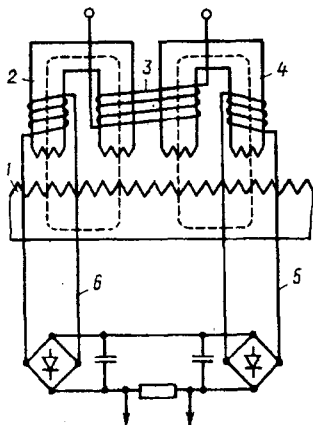


Рис. 9.29. Схема пристрою лінійного магнітного зубчастого датчика

$$E_e = 2(a_1 \cos \varphi + a_3 \cos 3\varphi + \dots), \quad (9.15)$$

де $\varphi = 2\pi \Delta l / p_2$.

Крива результуючого сигналу (рис. 9.30) проходить через нуль коли $\varphi = \pi/2, 3/2\pi, \dots$ і коли нульові значення розташовані один від іншого на половину кроку p_2 . Отже, значення результуючого сигналу характеризують величину переміщення шкали відносно головки датчика.

Для більшої точності датчика зубці осердя мають малий крок і він звичайно підбирається таким, щоб ціна імпульсу була рівна 0,02 мм. Крок зубця шкали відрізняється від кроку зубців осердя. Шкалу і осердя виготовляють з електротехнічних сталей.

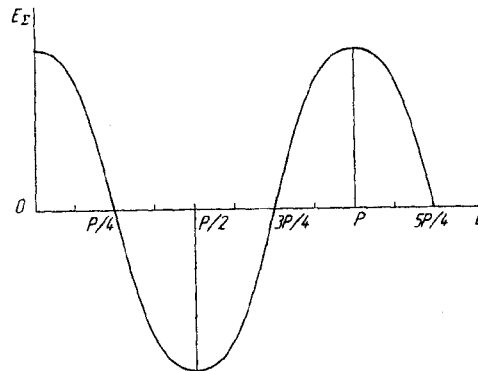


Рис. 9.30. Змінення результуючого сигналу залежно від зміщення магнітної шкали датчика

Лінійний магнітний фазоімпульсний датчик. Цей датчик є точним датчиком зворотного зв'язку і досить широко застосовується в сучасних імпульсно-фазових пристроях ЧПК.

Основними елементами датчика (рис. 9.31) є:

– магнітна зубчаста шкала 1 з нанесеними зубцями кроку $p_{ш} = 1$ мм. На великій довжини вона виготовляється стикованою з відрізків довжиною 800 мм. Завдяки тому, що над зубцями шкали знаходяться одночасно декілька зубців гвинта, вплив місця стику на амплітуду сигналу датчика практично відсутній;

– два осердя 2, виготовлених у вигляді магнітно – ізольованих один від одного обертових гвинтів (башмаків). Вони виконують роль ротора датчика. Під час роботи датчика ротор приводиться в обертання синхронним електродвигуном М. На зовнішньої циліндричної поверхні осердь нарізана різь з кроком $p_p = 1$ мм. Досить часто вона виконується багатозахідною для створення підвищеної частоти вимірювального сигналу, якій дає змогу застосовувати датчик у швидкодіючих системах керування і контролю;

– коловий магнітний зубчастий датчик, якій виробляє опорний сигнал (не зображений на схемі);

– коловий магнітний зубчастий датчик 3, виконуючий роль тактируючого датчика. Він живиться від блока живлення 4.

Ротори колових магнітних зубчастих датчиків встановлені на одному валу з ротором основного датчика і приводяться в рух від синхронного двигуна М.

Отже, на виході датчика одержуємо такі сигнали:

– *вимірювальний сигнал* E_v – в результаті електромагнітної дії зубців шкали і витків гвинтової нарізки ротора датчика, який під час роботи неперервно приводиться в обертання синхронним електродвигуном;

– *опорний сигнал* E_0 – коловим магнітним зубчастим перетворювачем, ротор якого встановлений на одному валу з основним ротором, а статор закріплений нерухомо в корпусі датчика. Кількість зубців колового магнітного зубчастого перетворювача вибирається такою, щоб частота його вихідних сигналів дорівнювала частоті вимірювального сигналу;

– *тактируючий сигнал* E_T – коловим магнітним перетворювачем, ротор якого встановлений на одному валу з основним ротором. Частота сигналів тактируючого датчика має постійне значення і в n_T разів вище, ніж частота вимірювального сигналу.

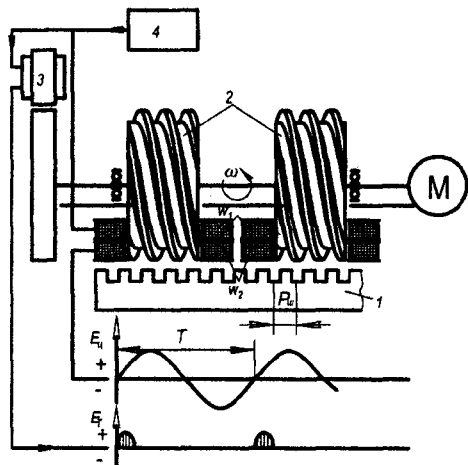


Рис. 9.31. Схема лінійного магнітного фазоімпульсного датчика

Принцип роботи датчика. Під час обертання ротора датчика і за нерухомої шкали 1 вершини зубців осередь 2 в осьовому січненні будуть пересуватись вздовж осі ротора з відповідною лінійною швидкістю і, отже, періодично по часу буде змінюватись магнітна провідність між осередями і шкалою. Це викликає зміну ЕРС у вторинній обмотці. Одержаний сигнал називається вимірювальним.

У разі зміщення шкали відносно ротора відбувається зсув за фазою вимірювального сигналу відносно опорного, причому переміщення на величину, рівну кроку нарізки шкали, відповідає фазовому зсуву на 360 ел. град.

Зсув шкали на величину Δl ($0 \leq \Delta l \leq p_m$) викликає зсув фази вимірювального сигналу відносно опорного (рис. 9.32)

$$\varphi_B = 2\pi \Delta l / p_{ш}, \quad (9.16)$$

де $p_{ш}$ – крок шкали.

Величина фазового зсуву може бути визначена також кількістю півперіодів тактируючого датчика в імпульсному виді. Тоді дискретність вимірювання в інтервалі кроку шкали

$$\Delta s_B = p_{ш} / 2n_T = f_B \cdot p_{ш} / 2f_T, \quad (9.17)$$

де $2n_T$ – кількість півперіодів тактируючого датчика або кількість імпульсів датчика на довжині кроку шкали ($n_T = f_T / f_B$); f_B і f_T – частоти вимірювального і тактируючого сигналів, Гц. Для розглядуваного датчика $\Delta s_B = 0,01$ мм.

Вимірювальний сигнал у виді синусоїдної напруги зі змінною фазою

$$[U_B = U_{\max} \sin(\omega t \pm \varphi_B)]$$

спрямовується у фазовий дискримінатор контура керування імпульсно – фазового пристрою ЧПК. У фазовому дискримінаторі відбувається порівняння фаз вимірювального сигналу і сигналу програми і у відповідності з одержаним результатом формування керуючої напруги, яка потім через підсилювач передається в електродвигун постійного струму.

Тактируючий сигнал під час роботи датчика поступає до блоку додавання і віднімання і потім до імпульсного ділильника (фазового перетворювача) контура керування пристрою ЧПК.

Імпульсний ділильник сумісно з іншими вузлами пристрою ЧПК перетворює послідовність імпульсів програми у фазу задаючого каналу. За ємності імпульсного ділильника, рівної n_T , зсув фази φ_n керуючих сигналів за m_B імпульсів програми дорівнює:

$$\varphi_n = 2\pi m_B / n_T. \quad (9.18)$$

Сигнали програми з імпульсного ділильника у виді синусоїдної напруги зі змінною фазою $[U_n = U_{\max} \sin(\omega t + \varphi_n)]$ спрямовуються у фазовий дискримінатор,

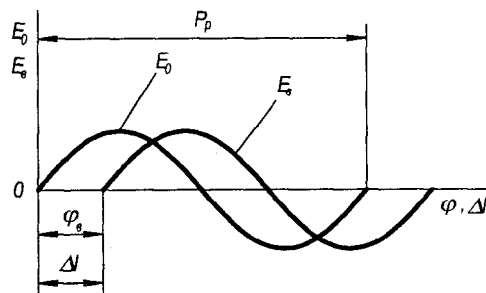


Рис. 9.32. Зміщення вимірювального сигналу у разі переміщення магнітної шкали: E_0 – ЕРС опорного сигналу; E_B – ЕРС вимірювального сигналу

в якому відбувається порівняння фаз φ_v і φ_n і формування сигналу для керування електродвигуном постійного струму. Для тактируючого датчика завжди цікавляться кількістю імпульсів N_T , відповідних одному оберту ротора:

$$N_T = k_p \cdot p_p / \Delta s_v, \quad (9.19)$$

де k_p і p_p – відповідно кількість заходів і крок різі ротора.

Для датчика, який розглядається, $N_T = 1000$ імп/об.

Обертові трансформатори (ОТ) являють собою електричні мікромашини змінного струму, в яких вихідна напруга є функцією вхідної напруги і кута повороту ротора. Залежність вихідної напруги від вхідної є лінійною, а від кута повороту ротора може бути як лінійною, так і синусною (косинусною.). Обертові трансформатори призначаються для перетворення кута повороту ротора в зміну фази синусоїдної напруги. Обертові трансформатори залежно від схеми вмикання і виконуваних функцій можна класифікувати за низкою ознак [11]:

- синусно-косинусні ОТ (СКОТ), вихідна напруга яких змінюється за синусоїдним і косинусоїдним законом залежно від кута повороту ротора;
- лінійні ОТ (ЛОТ), у котрих вихідна напруга змінюється за лінійним законом залежно від кута повороту ротора;
- масштабні ОТ (МОТ), вихідна напруга в яких змінюється пропорційно куту повороту ротора. Ці ОТ є регульовальними і оснащені спеціальним стопорним пристроєм, який дає змогу фіксувати ротор у потрібному положенні.

За характером струмоз'єму обертові трансформатори діляться на контактні і безконтактні (рис. 9.33). В перших струмоз'єм з роторних обмоток здійснюється контактними кільцями або гнучкими провідниками, а у інших – за допомогою кільцевих трансформаторів. Контактні ОТ порівняно з безконтактними є більш точними, але мають менший термін служби. Живлення ОТ здійснюється від джерела змінної синусоїдної напруги.

В системах ЧПК частіше за все застосовують СКОТ. Конструктивно СКОТ являють собою електричні мікромашини неявнополюсного типу. Вони складаються з двох основних частин: нерухомої – статора і рухомої – ротора (рис. 9.33).

На статорі і роторі складених з листів електротехнічної сталі або пермалою і відокремлених один від одного ізоляційним лаком, є рівномірно розподілені пази, в яких розміщуються по дві однакові взаємоперпендикулярні обмотки.

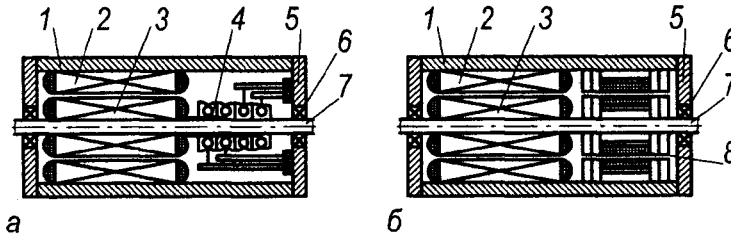


Рис.9.33. Схема контактного (а) і безконтактного (б) обертових трансформаторів:
 1-корпус; 2-статор; 3-ротор; 4 – щитково – колекторний вузол; 5 – фланець;
 6 – підшипник; 7 – вал; 8 – кільцевий трансформатор

Первинні обмотки (які розташовані на статорі) називаються: одна – обмоткою збудження, інша – квадратурною обмоткою, а вторинні (які розташовані на роторі) – синусною і косинусною.

Принцип роботи обертових трансформаторів полягає в тому, що у разі подавання на обмотку збудження змінної напруги у повітряному зазорі виникає пульсуючий магнітний потік Φ_3 , який наводить у вторинних обмотках ЕРС, пропорційні синусу і косинусу кута повороту θ

$$E_c = K_{\text{тр}} U_3 \sin \theta; \quad E_k = K_{\text{тр}} U_3 \cos \theta, \quad (9.20)$$

де $K_{\text{тр}}$ – коефіцієнт трансформації; E_c , E_k – відповідно ЕРС синусній і косинусній обмоток.

Ці рівняння (9.20) відповідають тільки для режиму неробочого ходу.

За кінцевого опору навантаження однієї з вторинних обмоток (наприклад, синусній) на електромагнітні процеси ОТ починають відбиватися вплив поздовжньої (дуже мало) і поперечної (достатньо сильно) складових магнітного потоку синусної обмотки.

У відповідності з [2] фактична ЕРС синусної обмотки

$$E_{c,\phi} = K_{\text{тр}} U_3 \sin \theta / (1 + B \cos^2 \theta), \quad (9.21)$$

де B – комплексний множник, який не залежить від кута повороту ротора.

У відповідності з [2]

$$B = j\omega W_p \lambda / [R_n + R_p + j(X_n + X_p)], \quad (9.22)$$

де ω – кутова частота напруги обмотки збудження; W_p – кількість витків синусної обмотки ротора; λ – магнітна провідність; R_n, R_p, X_n, X_p – опір навантаження і синусної обмотки ротора; $j = (-1)^{1/2}$ – уявна одиниця.

З (9.21) випливає, що за навантаження синусного обертового трансформатора відбувається спотворення синусного характеру залежності $E_{c,ф}$ від кута θ , тобто має місце порушення основної вимоги, яка ставиться до ОТ, і полягає в тому, щоб вихідна напруга ОТ найточніше змінювалася за синусоїдним законом. Фізичне спотворення синусоїдної залежності обґрунтовується появою у разі навантаження поперечного магнітного потоку, тобто поперечної реакції ротора. Для усунення спотворення синусної залежності вихідних сигналів застосовується симетрування обертових трансформаторів. Воно здійснюється або з боку статора (первинне симетрування), або з боку ротора (вторинне симетрування). За первинного симетрування використовується квадратурна обмотка. У разі її замикання на зовнішній опір виникає додатковий поперечний магнітний потік, за допомогою якого практично можна звести результуючий поперечний магнітний потік до нуля.

Можна показати [2], що вплив поперечної реакції ротора зникає повністю, якщо увімкнути в квадратурну обмотку опір, $Z_k = Z_{зоз}$ (де $Z_{зоз}$ – зовнішній опір ланцюга обмотки збудження, тобто вихідний опір джерела живлення). Якщо ОТ підімкнений до затискачів досить потужного джерела живлення, вихідний опір якого близький до нуля, то умовою первинного симетрування є $Z_k = 0$ (тобто квадратурна обмотка замикається накоротко).

За вторинного симетрування до обох роторних обмоток підключаються відповідні опори. Тоді створюються поперечні магнітні потоки, які спрямовані у протилежні боки, послаблюючи один одного. В [2] показано, що для повного компенсування поперечного потоку (за однакових обмотках ротора) необхідно, щоб $Z_c = Z_k$, де Z_c і Z_k – відповідно опір синусної і косинусної обмоток ротора. Для досягнення найменшого спотворення функційних залежностей ОТ первинне і вторинне симетрування дуже часто застосовуються сумісно.

Обертові трансформатори можуть працювати в різних режимах, наприклад, в режимі синусно – косинусного ОТ, в режимі фазообертача. Перший режим використовується для позиційного керування, інший – для контурного. Схеми вмикання ОТ стосовно до цих режимів зображені на рис. 9.34.

Режим фазообертача в порівнянні з режимом СКОТ відрізняється тим, що в первинні обмотки ОТ підводяться два однакових за амплітудою, але зсунутих за фазою на 90° синусоїдних напруг. За умовою симетричності обмоток у повітряному зазорі утворюється обертове магнітне поле, яке індуктує у вторинній

обмотці ЕРС, фаза якої залежно від кута повороту ротора змінюється лінійно. У символічній формі ця залежність виражається :

$$E_c = K_{TP} U_3 e^{-j\theta} \quad (9.23)$$

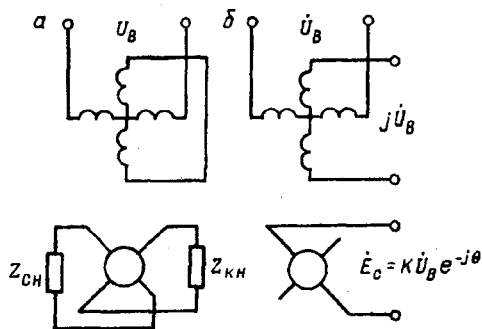


Рис. 9.34. Схема вмикання обертових трансформаторів в режимі СКОТ (а) і фазообертача(б)

У разі використання ОТ як датчиків положення вони видають фактичне поточне положення координат керованого робочого органа. Ця інформація порівнюється у фазових дискримінаторах (індикаторах) з інформацією програми керування. Фазовий дискримінатор видає сигнал керування в аналоговій формі, величина якого пропорційна відхиленню фактичної координати від заданої, а полярність відповідає знаку відхилення.

Обертові трансформатори випускаються різних типів і класів точності. Класи точності характеризують похибку відображення синусної залежності у певних точках в процентах і можуть бути: 0,005; 0,01; 0,02; 0,05; 0,1; 0,2.

Широко використовувані у промисловості обертові трансформатори таких класів точності: 0,02; 0,05; 0,1.

10. МЕХАНІЗМИ ЗАТИСКАННЯ ЗАГОТОВОК

10.1. КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ ЗАТИСКАННЯ ЗАГОТОВОК

Затискні механізми призначені для закріплення заготовок на робочих позиціях верстатів і автоматичних ліній і повинні забезпечувати стале їх положення під час обробки.

Застосовують дві групи затискних механізмів: 1) для затискання деталей симетричної форми (прутки, труби, штучні заготовки), які затискаються по круглій, квадратній, шестигранній поверхнях; 2) для затискання заготовок довільної форми (корпусні деталі, кронштейни, плити, важелі та ін.).

За джерелом, яке створює силу затискання, усі механізми діляться на механізми з силовим і жорстким замиканням.

Тип джерела і затискного органа, який створює силу затискання звичайно незалежні, оскільки їх вибирають, виходячи з різних умов, тому, наприклад, цангові механізми можуть приводитись в дію вручну, пружиною, пневмоциліндром (силове замикання) або за рахунок деформування передавальної системи (жорстке замикання).

Механізми затискання повинні відповідати таким основним вимогам: сила затискання (необхідна умова); надійність затискання (виникаючі під час обробки сили не повинні змінювати початкове положення оброблюваної деталі); концентричність затискання симетричних профілів незалежно від коливань розмірів заготовки; точність за умови стабільності затискання заготовок по довжині; міцність, швидкодія, енергоекономічність; достатня жорсткість затискання, яка усуває можливість виникнення вібрацій під час обробки; висока надійність і довговічність в роботі; конструктивна простота і малі габарити[13].

В кожному конкретному випадку можуть виникнути додаткові вимоги, які залежать від виду заготовки, вибраного способу обробки та ін.

До таких вимог можна віднести вимоги: швидкозмінюваність і легкість регулювання для універсальних верстатів і автоматів, які працюють в умовах швидкозмінного виробництва; мінімальна похибка базування закріплюваних заготовок; захищеність від попадання стружки та інших відходів виробництва; швидкопереналаджованість, широкодіапазонність, ремонтпридатність; можливість автоматичного регулювання характеристик затискання або дистанційного керування; безшумність і безпечність експлуатації та ін. Отже, основні і додаткові

вимоги до затискних механізмів (ЗМ) впливають з вимог, які ставляться до верстата, технологічного процесу і які визначають точність і продуктивність обробки з високою якістю продукції.

Будь-який ЗМ як система складається з декількох елементів. Аналіз різних ЗМ показав, що незалежно від призначення, схеми роботи і конструктивного виконання системи ЗМ мають загальну структуру і функціональну схему (рис.10.1), які містять джерело і перетворювачі енергії (ПЕ) та рушійні сили (моменти), вузол керування (ВК), привід (Пр) з передавально-підсилювальним механізмом (ППМ) і пружними ланками (ПЛ) для перенесення рушійної сили і передачі на виконавчий механізм – патрон (П) (або пристрій), перетворюючий рушійну силу в затискну, безпосередньо діючу на деталь (або декілька деталей). Патрон складається з передавально-підсилювальних ланок (ППЛ) і затискних елементів (ЗЕ).

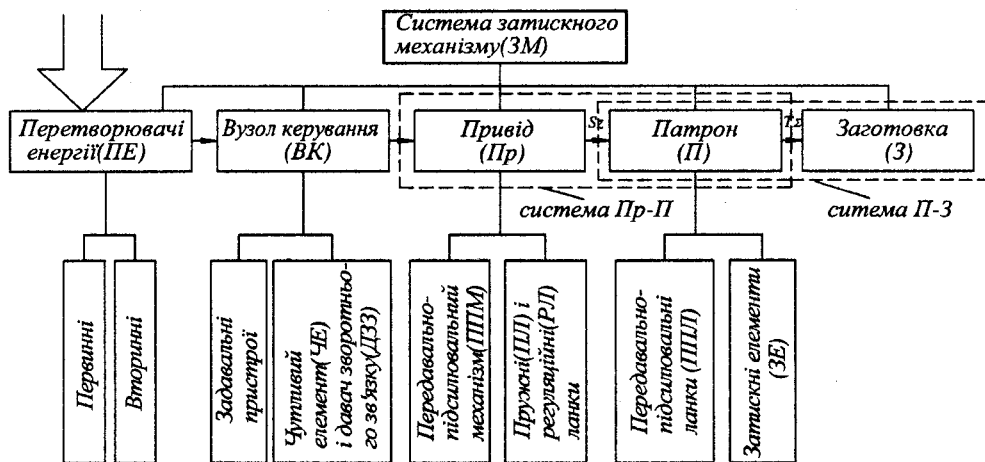


Рис. 10.1. Узагальнена структурно-функційна схема ЗМ

В будь-якій системі ЗМ є підсистеми, які можна розглядати як самостійні системи і роль їх різна для різних станів ЗМ. До них відносяться системи привід-патрон (Пр-П) і патрон-заготовка (П-З), кожна з яких може бути в свою чергу багатоланковою і складною.

Залежно від джерела енергії розрізняють ЗМ: механічні, гідравлічні, пневматичні, вакуумні, електричні, електромеханічні, магнітні, електромагнітні, відцентрові, електрогідравлічні та ін.

Залежно від характеру замикання силового пристрою-приводу ЗМ сталої структури діляться на чотири види: 1) з непружним силовим замиканням внаслідок дії зовнішніх сил на протязі всього періоду роботи ЗМ, у затисненому стані, тобто силовий контур ЗМ відкритий і завжди зв'язаний з джерелом і перетворювачем енергії; 2) з пружним силовим замиканням за рахунок потенційної енергії пружної ланки у вигляді пружини або пакету тарільчастих пружин, які натягуються у разі відпускання заготовки; 3) з геометричним замиканням, за якого сила затискання визначається натягом (пружною деформацією), вимкненого від приводу ланцюга, у бік об'єкта закріплення; 4) з фрикційним замиканням у вигляді самогальмування, яке визначається геометрією передавальних ланок і забезпечує зростання сили тертя з подальшим вимкненням навантаження від приводу після досягнення потрібної величини і заклинювання. Останні два види ЗМ економічні, оскільки мають закритий силовий контур, від'єднаний від джерела енергії. В одному ЗМ можливі різні замикання: силові, геометричні і фрикційні. Такі ЗМ відносяться до комбінованих.

Непружне силове замикання (рис.10.2,а,б) здійснюється за рахунок об'ємних сил тиску рідини, газу, магнітних, відцентрових і електростатичних сил, яке визначає його основну перевагу – стабільність незалежно від відхилень розмірів заготовки, можливість безступеневого і автоматичного регулювання сили затискання, зміненням тиску, напруженістю магнітного або електростатичного поля, центра тяжіння інерційної системи та ін. Суттєвим недоліком непружного силового замикання – великі втрати електроенергії і низька надійність за умов нестабільного електропостачання, яке вимагає додаткових запобіжних засобів. Цей недолік усунений у ЗМ з пружним силовим замиканням, якщо затискання здійснюється пружиною, а відпускання – тиском рідини або повітря.

Силове замикання може бути прямої дії (рис.10.2, а), тобто без передавально-підсилювальних, перетворюючих і самогальмівних передавальних ланок. У цьому випадку осьова сила S_{Σ} від приводу дорівнює нормальній (радіальній) силі затискання W , яка не вимагає додаткових виконавчих органів, наприклад, патрона із затискними кулачками. В цьому випадку, якщо сила різання, яка направлена проти сил затискання, стане більшою S_{Σ} і сил тертя, то шток може переміститися вліво, попередньо зсунувшись на величину пружних деформацій ланок і контактів, тобто на величину попереднього натягу. Наявність в ЗМ з силовим замиканням патронів з замкненим силовим контуром (кулачкових, клинових, цангових та ін.) не викличе великих переміщень передавальної ланки – штока у разі дії сил різання P_p (рис. 10.2,б).

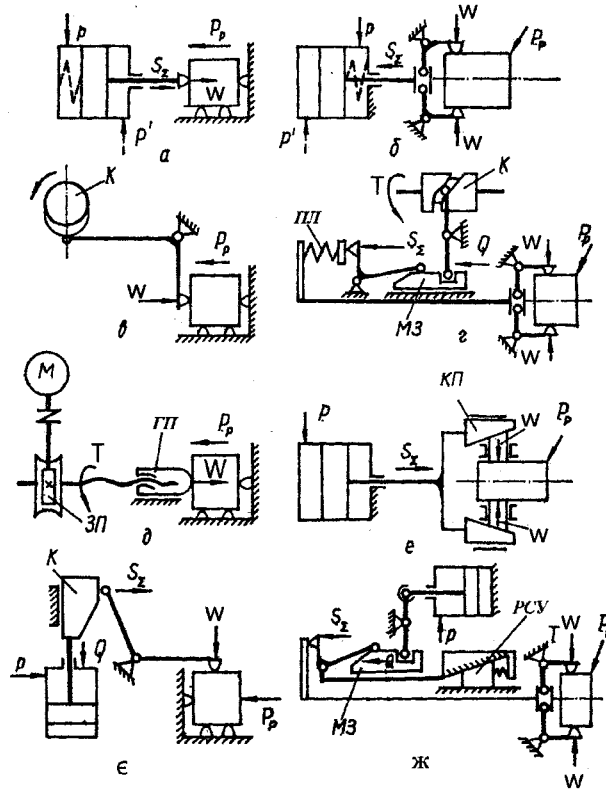


Рис. 10.2. Схеми затискних механізмів: а, б – з силовим замиканням; в, з – з геометричним замиканням; д, е – з фрикційним замиканням (самогальмуванням); е, ж – комбінованих

Геометричне замикання здійснюється за рахунок геометричної форми і розмірів деталей – кулачків К (рис.10.2, в) і муфт затискання (МЗ) (рис.10.2, з), які мають фасонну ділянку з підйомом і ділянку постійного радіуса або висоти, на якій відбувається замикання. Геометричне замикання може бути жорстким, тобто без додаткової пружної ланки (рис.10.2, в), і пружним, з додатковою пружною ланкою ПІ (рис.10.2, з), які мають лінійну або нелінійну характеристику. В системі ЗМ може бути декілька елементів з геометричним замиканням, наприклад, з кулачком К на розподільному валу і муфтою затискання МЗ на шпинделі (рис.10.2, з), яка широко розповсюджена на токарних пруткових автоматах. Основна перевага геометричного замикання – швидкодія, економічність і надійність,

а суттєві недоліки – короткий хід і нестабільність сили затискання, яка залежить від відхилень розмірів деталей, які затискаються, і жорсткості ланок ЗМ.

Ці недоліки усунуті у ЗМ з фрикційним замиканням (самогальмуванням) за рахунок виконання в приводі або патроні самогальмівних гвинтових (ГП), черв'ячних зубчастих (ЗП) і клинових (КП) передач (рис. 10.2, д, е), а також у вигляді фрикційних муфт. Основні переваги – великий хід і стала (регламентована) сила затискання, яка настраюється запобіжною ланкою, наприклад, у виді муфти граничного моменту або напірного золотника. Недолік – недовговічність самогальмівних елементів.

Приклад комбінованого ЗМ з сило-геометричним замиканням постійної структури даний на рис. 10.2, е, а змінної структури з рухомим самогальмівним упором (РСУ) – на рис. 10.2, ж.

10.2. МЕХАНІЗМИ ЗАТИСКАННЯ СИМЕТРИЧНИХ ЗАГОТОВОК

Залежно від особливостей симетричних заготовок затискними органами можуть бути цанги, кулачки, оправки, прихоплювачі, мембрани та ін. Для затискання симетричних заготовок і прутків діаметром від 0,5 до 100 мм широко використовуються цангові затискні механізми різних типів [24].

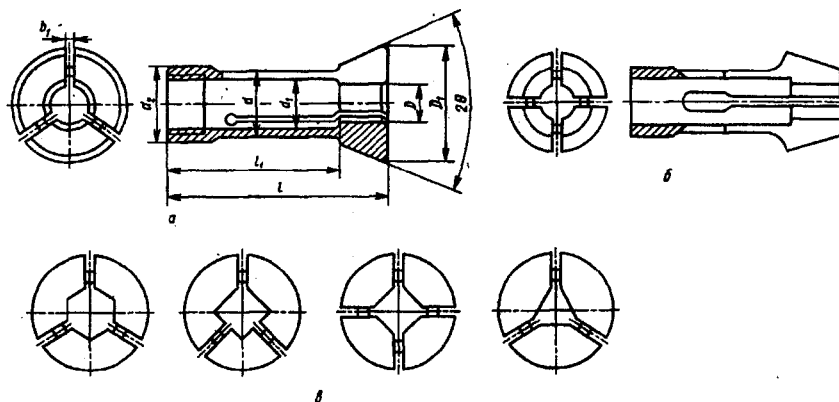


Рис. 10.3. Затискні цанги: D – діаметр губок цанги; D_1 – зовнішній діаметр конуса цанги; θ – кут конуса цанги; l – загальна довжина цанги; l_1 – довжина циліндричної частини цанги; d, d_1 – зовнішній і внутрішній діаметри циліндричної частини цанги

Затискна цанга (рис.10.3, а, б) являє собою сталю загартовану втулку з прорізними шліцами, які утворюють пружинисті пелюстки цанги. Кінці цих пелюстків виконані у вигляді губок, які мають на зовні шліфований конус (повернений в той або інший бік) і внутрішню поверхню, за формою повторюючу профіль прутка. Звичайно використовують прутки з круглим, шестиграним і квадратним перерізом, і цанги мають губки відповідної форми (рис.10.3, в).

Кількість шліців (і відповідно губок) в цангах звичайно рівне трьом, рідше чотирьом. Трипелюсткові цанги забезпечують прилягання цанги до прутка в трьох точках (за трьома пелюстками). У чотирипелюсткових цангах розподіл сил між окремими пелюстками невизначено, але цанги цього типу простіші у виготовленні.

Типи цангових механізмів затискання зображені на рис. 10.4.

Тип I – цанга 1 (рис. 10.4, а) з прямим конусом затискає пруток під час стискання її пелюстків у результаті упора в гайку 4, нагвинчену на шпindel 2. Переміщення цанги вправо здійснюється затискною трубою 3. Такий механізм простий за конструкцією – немає складного з'єднання між цангою і трубою затискання. Але нагвинчена упорна гайка 4 не забезпечує доброго центрування цанги; осьова складова сили різання P_0 послаблює силу затискання, оскільки вона направлена в бік, протилежний зусиллю затискання Q_0 ; під час подачі матеріалу може відбутися самозатягування цанги і пруток буде поданий на меншу величину.

Тип II – цанга 1 (рис. 10.4, б) із зворотнім конусом затискає пруток у разі переміщення її вліво разом із затискною трубою 3, які з'єднані за допомогою різі (цанга працює на розтяг). У порівнянні з цангою 1 (рис. 10.4,а) така конструкція забезпечує краще центрування цанги, оскільки конус розточений у шпindelі; осьова складова сили різання P_0 збільшує зусилля затискання прутка; під час подачі прутка не може бути самозатягування прутка. Недоліки: зношування конусної розточки шпинделя; наявність різевого з'єднання цанги із затискною трубою є слабкою ланкою, по якій часто відбувається розривання; не забезпечується точна подача прутка за довжиною, оскільки під час затискання за рахунок відходу цанги пруток також дещо відходить від упору.

Тип III – цанга 1 (рис. 10.4, в) має зворотний конус, але вона спирається в гайку 6 передньою частиною пелюстків, які мають відповідну форму. Для затискання прутка цангою 1 на її конус насувається стакан 3, до якого прикладається зусилля затискання Q_0 . У разі відпускання прутка затискна труба 4 і стакан 3 (від пружини 5) відходять вліво, цанга 1 лишається притиснутою до гайки 6. Цанговий механізм цього типу не має недоліків попередніх конструкцій: забезпечує точну подачу прутка, оскільки в процесі затискання цанга не

пересувається в осьовому напрямі; немає слабких місць у з'єднанні труби 4, стакана 3 і цанги 1; зусилля передається лише через головку пелюстків цанги, яка вивільнює цангу від перенапружень і робить її достатньо міцною ланкою. Основним недоліком цангового механізму (рис. 10.4,в) є великі габарити за діаметром, тому вони не знайшли застосування у багатошпindelних автоматах, де особливо важливо зменшити діаметр шпindelного блока, але вони широко використовуються в одношпindelних автоматах. В багатошпindelних автоматах широко застосовуються цангові механізми типу II (рис. 10.4,б).

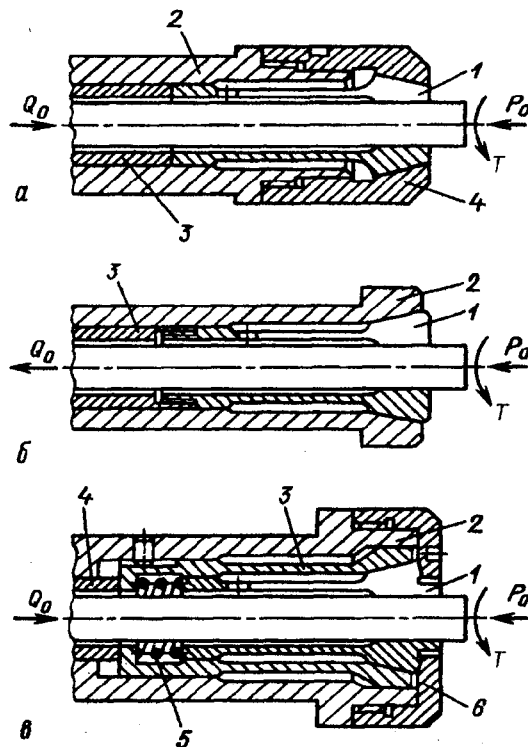


Рис. 10.4. Типи цангових механізмів затискання: P_0 – сумарна осьова сила, яка діє від різців і осьових інструментів; T – обертовий момент від інструментів; Q_0 – сила затискання, яка прикладена до затискної труби

Прикладом може бути механізм подачі і затискання прутка одношпиндельного автомата, основними елементами якого є подавальна 9 (рис.10.5) і затискна 11 цанги, які знаходяться у шпинделі 7. Подавальна цанга вгвинчена в трубу 4 і переміщується разом з нею за допомогою важеля 17 у разі повороту барабанного кулачка 16 [15].

Пруток, який має оброблятися, подається вправо на потрібну довжину (до упора в револьверній головці) завдяки силам тертя між ним і цангою. Хід каретки 1 і, отже, довжина поданого для обробки прутка регулюється зміною довжини верхнього плеча важеля 17 за допомогою гвинта 3 і гайки 2. В прямокутному пазу важеля 17 ковзає камінь 18, одягнений на палець 20 гайки 2, яка знаходиться в поздовжньому пазу кронштейна 19 каретки 1.

В отворі передньої частини шпинделя встановлений стакан 10, в який вставлені пружина 12 і змінна затискна цанга 11. Затискання прутка здійснюється, коли важіль 15 переміщує вліво муфту затискання 5 і вона натискає на довгі кінці важелів 6 і 13. Останні спираються на нерухоме кільце 14 і під час повертання відносно точок опори, своїми короткими плечами зміщують вправо трубу 8 і стакан 10, який внутрішнім конусом стискає затискну цангу 11. Відбувається затискання прутка. У разі відпускання прутка муфта 5 переміщується вправо,

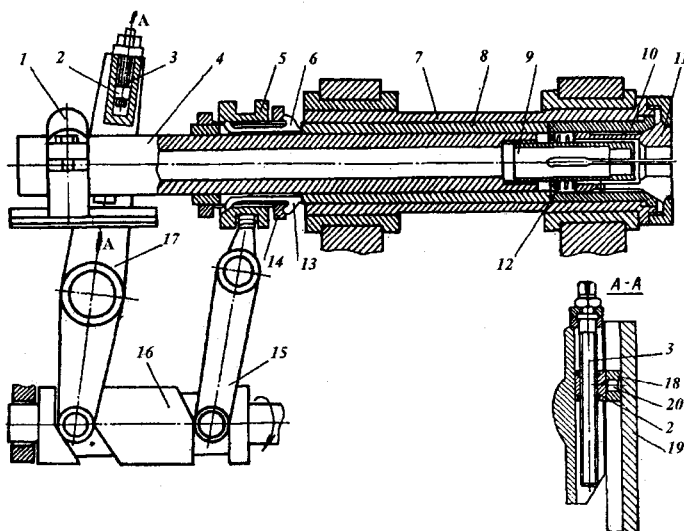


Рис. 10.5. Схема цангового механізму подачі і затискання прутка токарного автомата

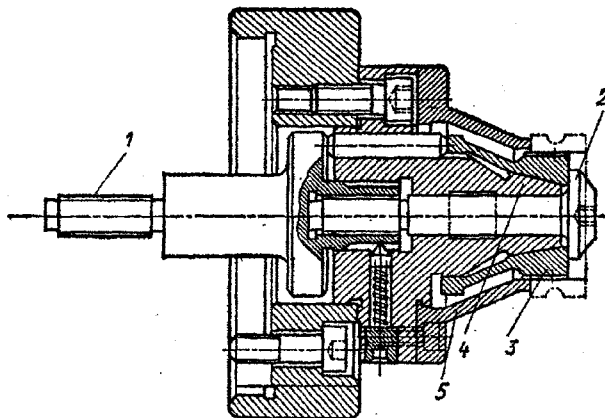


Рис. 10.6. Цанговий механізм для затискання заготовки по внутрішньому діаметру

довгі плечі важелів 6 і 13 вивільнюються і під дією пружини 12 розводяться, даючи можливість відійти вліво трубі 8 і стакану 10.

Після відрізання готової деталі подавальна цанга 9 відходить вліво, ковзаючи по прутку, затиснутому цангою 11. Навпроти прутка встановлюється упор револьверної головки. Далі цанга 11 відпускається, а подавальна цанга 9 разом з прутком переміщується до упора, і цанга 11 затискається.

Цанговий механізм для затискання підшипникового кільця по внутрішньому діаметру зображений на рис.10.6. В патроні застосована цанга спеціальної конфігурації, пелюстки якої спираються на конічну оправку [9].

У разі переміщення тяги 1 вліво головка 2 насуває цангу 3 на конус 4, пелюстки цанги розсуваються і затискають заготовку по внутрішній циліндричній поверхні. Спеціальне упорне кільце 5 фіксує заготовку в осьовому напрямі.

10.2.1. Розрахунок цангового механізму затискання

Розглянемо окремі стадії роботи цангового затискного механізму з жорстким замиканням (рис.10.7). Муфта 1 переміщується вліво так, що спочатку плече важеля 2 ковзає по фасонній ділянці муфти. Важіль 2, повертаючись навколо осі опори 3, переміщує вліво трубу 4 і цангу 5, яка контактує зі шпинделем 6, починає

стискатись і доходить до торкання з поверхнею прутка діаметром d_1 . Ця (перша) стадія роботи механізму характеризується тим, що ланки мають малі напруження, відбувається як би підготовка до закріплення у цанзі. За подальшого руху муфти 1 (друга стадія) відбувається власне закріплення прутка, в результаті чого всі ланки затискного механізму опиняються деформованими – відбувається затискання прутка.

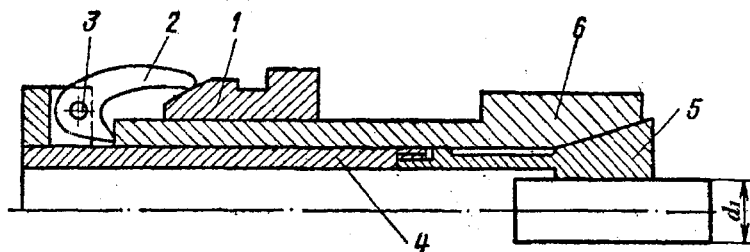


Рис. 10.7. Цанговий механізм з жорстким замиканням

Щоб запобігти самовідкриттю, необхідно перемістити муфту 1 так, щоб довгий кінець важеля 2 вийшов на циліндричну ділянку (третя стадія). У цьому випадку механізм надійно замкнений, а встановлений у цанзі пруток затиснутий пружними силами ланок затискного механізму. Якщо розмір заготовки $d_2 > d_1$, напруження у ланках механізму можуть різко зрости.

Дійсно під час закріплення заготовки діаметром d_2 перша стадія роботи механізму закінчується раніше, у разі подальшого руху муфти 1 і ковзання важеля 2 всі ланки механізму починають деформуватись на більшу величину, що і приводить до збільшення напружень у порівнянні із закріпленнями заготовки діаметром d_1 , а в окремих випадках – до поламання.

Отже, у разі постійного ходу затискної муфти напруження у ланках механізму змінюються у широких межах.

Конструювання і розрахунок механізмів з жорстким замиканням має деякі особливості.

Розглянемо розрахунок механізмів з жорстким замиканням в найпростішому виді, припускаючи, що ланки механізму можуть піддаватися стисканню або розтягу, яке є найбільш типовим (рис.10.8, а, б).

Якщо механізм відрегульований на силу Q_0 у разі найменшого розміру заготовки d_{\min} , то за найбільшого розміру d_{\max} мить жорсткого контакту настає

раніше і за подальшого руху ведучої ланки в механізмі з'являються зусилля, значно більші.

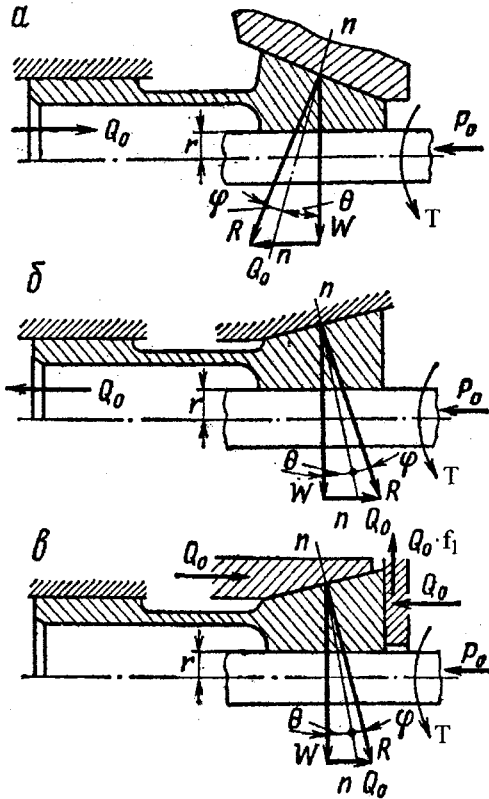


Рис. 10.8. Схеми сил, які діють в цанговому механізмі затискання: а – цанга типу I; б – цанга типу II; в – цанга типу III

Якщо заготовка має найменший розмір, то ведена ланка деформується на величину λ_0 , яка призводить до виникнення внутрішніх напружень, затискаючих заготовку:

$$\lambda_0 = \frac{Q_0 \cdot l_1}{E \cdot F}, \quad (10.1)$$

де l_1 – довжина веденої ланки; F – площа перерізу ланки, яка працює на розтяг або стискання; E – модуль пружності першого роду.

Нестабільність діаметра заготовки призводить до зміни зусилля затискання.

Максимальна деформація веденої ланки λ_{\max} під час затискання заготовки найбільшого діаметру складає (рис.10.8, б)

$$\lambda_{\max} = \lambda_0 + \Delta\lambda, \quad (10.2)$$

де $\Delta\lambda$ – додатковий приріст деформації веденої ланки з причини коливань діаметрів заготовок.

Під час конструювання механізму необхідне виконання умови, щоб λ_{\max} не викликала залишкових деформувань або поламання механізму.

Максимальна деформація веденої ланки λ_{\max} , яка призводить до максимального значення зусилля затискання Q_{\max} , складає

$$\lambda_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot l_1}{E \cdot F}, \quad (10.3)$$

Відомо, що величина деформації пропорційна діючому зусиллю (закон Гука). Тоді позначимо відношення

$$\frac{Q_{\max}}{Q_0} = \frac{\lambda_{\max}}{\lambda_0} = K, \quad (10.4)$$

де K – коефіцієнт зростання зусиль.

Отже

$$Q_{\max} = Q_0 \cdot K. \quad (10.5)$$

Підставимо у формулу (10.2) значення λ_{\max} і λ_0 і, розв'язуючи його відносно $\Delta\lambda$, одержимо:

$$\begin{aligned} \Delta\lambda = \lambda_{\max} - \lambda_0 &= \frac{Q_0 \cdot K \cdot l_1}{E \cdot F} - \frac{Q_0 \cdot l_1}{E \cdot F}, \\ \Delta\lambda &= \frac{Q_0 \cdot l_1}{E \cdot F} K - 1. \end{aligned} \quad (10.6)$$

Під час конструювання механізму необхідно виконувати умову міцності, тобто розміри кожної ланки мають бути вибрані так, щоб напруження, які ви-

кликані максимальними навантаженнями, не перевищували допустимих $[R_q]$. Для розтягу (стискання)

$$R_q = \frac{Q_{\max}}{F} = \frac{Q_0 \cdot K}{F}. \quad (10.7)$$

У разі роботи ланок на згин максимальна деформація ланки f_{\max} під час затискання заготовки найбільшого діаметра

$$f_{\max} = f_0 + \Delta f, \quad (10.8)$$

де f_0 – деформація ланок на згин під дією сили за мінімального діаметра заготовки; Δf – приріст деформації ланок, які працюють на згин під час затискання заготовки найбільшого діаметра

$$f_0 = C \cdot \left(\frac{Q_0 \cdot l^3}{E \cdot J} \right), \quad (10.9)$$

де l – довжина веденої ланки; J – момент інерції перерізу ланок; C – коефіцієнт, який залежить від виду ланки і навантаження. Так, для консольної балки з навантаженням на кінці $C = 1/3$; для балки на двох опорах з навантаженням посередині $C = 1/48$; для балки, яка закріплена з двох боків і з навантаженням посередині $C = 1/192$.

Максимальна деформація всіх ланок f_{\max} залежно від коефіцієнта зростання зусиль K

$$f_{\max} = K \cdot f_0. \quad (10.10)$$

Тоді з рівняння (10.8) можна визначити приріст деформації ланок, підставивши значення f_0 і f_{\max} з формул (10.9) і (10.10):

$$\Delta f = f_{\max} - f_0 = f_0 \cdot (K - 1); \quad (10.11)$$

або

$$\Delta f = C \cdot \left(\frac{Q_0 \cdot l^3}{E \cdot J} \right) \cdot (K - 1). \quad (10.12)$$

Максимальне напруження згину у ведених ланках

$$R_z = \frac{M_{\max}}{W_{зг}} = \frac{C_1 \cdot Q_0 \cdot l \cdot K}{W_{зг}}, \quad (10.13)$$

де $W_{зг}$ – момент опору згину; C_1 – коефіцієнт згинального моменту. Для консольної балки з навантаженням на кінці $C_1 = 1$; для балки на двох опорах з навантаженням посередині $C_1 = 1/4$; для балки, яка закріплена з двох боків, $C_1 = 1/8$.

У разі роботи ланки на кручення максимальна її деформація φ_{\max} під час затискання заготовки найбільшого діаметра дорівнюватиме

$$\varphi_{\max} = \varphi_0 + \Delta\varphi, \quad (10.14)$$

де φ_0 – деформація ланок на кручення під дією сили Q_0 за мінімального діаметра заготовки; $\Delta\varphi$ – приріст деформації ланцюгів у разі затискання заготовки найбільшого діаметра

$$\varphi_0 = \frac{T \cdot l}{J_0 \cdot G}, \quad (10.15)$$

де T – обертовий момент; J_0 – полярний момент інерції перерізів ланок; G – модуль пружності другого роду.

Залежно від коефіцієнта зростання зусиль

$$\varphi_{\max} = K \cdot \varphi_0. \quad (10.16)$$

Тоді з рівняння (10.14), підставляючи в нього значення (10.15) і (10.16), одержимо

$$\Delta\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_0 = \varphi_0 \cdot (K - 1); \quad (10.17)$$

або

$$\Delta\varphi = \left(\frac{T \cdot l}{J_0 \cdot G} \right) \cdot (K - 1). \quad (10.18)$$

Максимум напруження кручення у ведених ланках

$$\tau_q = \frac{T_{\max}}{W_{кр}} = \frac{C_2 \cdot T \cdot K}{W_{кр}}, \quad (10.19)$$

де $W_{кр}$ – момент опору крученню.

Як видно з рівностей (10.6), (10.7), (10.12), (10.13), (10.18) і (10.19), для визначення приросту деформацій і розмірів ланок необхідно обрати значення коефіцієнта зростання зусилля K .

Знаючи приріст деформацій кожної ланки, можна визначити величину сумарного приросту деформацій усіх ланок ланцюга (з врахуванням передавальних відношень) і величину коливань діаметра заготовки Δ , які виникають в ланцюзі. Задаючись величиною коливання діаметра Δ , зміною розмірів ланок можна одержати сумарний приріст деформації, рівний заданій величині. Але необхідно вибрати таке значення коефіцієнта K , яке забезпечить максимальне значення приросту деформації з врахуванням міцності окремих ланок.

За умови оптимальності конструкції механізмів з жорстким замиканням у разі збереження міцності усіх ланок можна рекомендувати допустимі значення коефіцієнтів зростання зусиль в межах $K=3\dots 4$.

Для зменшення зростання зусиль і поперечних розмірів ланцюга, можна рекомендувати здійснювати розрахунок за $K=3$. Наприклад, для ланок, які працюють на згин і кручення у разі розрахунку за $K=3$ замість $K=4$, втрачаємо у прирості деформації всього 2,5%, в той час як вага ланки зменшується на 18%. У разі розтягу(стискання) розрахунок за $K=3$ замість $K=4$ втрати приросту деформації складуть 10%, а вигаш у вазі – 25%.

Отже, під час жорсткого замикання збільшенням міцності слабкої ланки не можна забезпечити працездатність механізму, оскільки збільшення міцності ланки збільшенням розмірів зв'язане з збільшенням і його жорсткості, тобто зменшенням його деформації, яке призводить до ще більшого зростання зусиль у ланцюзі і, відповідно, до виходу з ладу іншої ланки.

Розрахунок затискних механізмів полягає у визначенні сил, з якими затискні ланки повинні утримувати заготовку, і до визначення параметрів приводу, яким забезпечують це затискне зусилля.

Розглянемо основні етапи розрахунку затискних механізмів на прикладі цангового затискного механізму (рис.10.7). Під час затискання заготовки всі ланки механізму – цанга, труба, важелі, упорні гайки і сам шпindel – знаходяться під навантаженням.

Знаючи роботу, яка здійснюється на даному шпindelі, можна визначити зусилля, яке повинно забезпечити затискання.

1. Визначаємо сумарне колове зусилля P , яке діє на поверхні заготовки у цанзі:

$$P_k = \sum_{i=1}^{i=n} P_i (r_i/r) + T/r, \quad (10.20)$$

де $\sum P_i(r_i/r)$ – сума зусиль різання, яка приведена до зовнішнього діаметра заготовки; r_i – радіус дії зусиль різання P_i , мм; r – радіус заготовки, мм; T – обертовий момент від осьового інструмента, Н·мм; n – кількість різців, які одночасно приймають участь в обробці.

2. Визначаємо результуючу силу P_p , яка намагається повернути деталь в цанзі:

$$P_p = \sqrt{P_k^2 + P_0^2}, \quad (10.21)$$

де P_0 – сумарне осьове зусилля, яке діє на оброблювану заготовку від різців і осьового інструмента.

3. Визначаємо необхідну силу стискання пелюсток цанги:

$$W \cdot f_1 > P_p, \quad (10.22)$$

де $W \cdot f_1$ – колове зусилля, яке передається затискнуою цангою; f_1 – коефіцієнт тертя між заготовкою і цангою (для цанг з насічкою термін “коефіцієнт тертя” є умовним – це “коефіцієнт зчеплення”, який може бути більшим одиниці). Можна приймати такі значення коефіцієнта f_1 : гладкі губки – 0,25; губки з пониженою за рахунок кільцевих канавок площею затискання – 0,3...0,35; губки з насічкою хрест-навхрест – 0,45...0,5; губки з гострими зубцями за можливістю врізання в метал – 0,8...1 і більше. Тоді сила затискання цанги

$$W = k_3 \cdot P_p / f_1, \quad (10.23)$$

де W – сумарна сила затискання заготовки; $k_3 = 1,2...1,5$ – коефіцієнт запасу сили затискання.

Для більшої надійності розрахунку рекомендується робити перевірку одержаного результату за потужністю верстата:

$$W \cdot f_1 \geq 716200 [P \cdot \eta / n \cdot r \cdot q], \quad (10.24)$$

де η – ККД приводу; P – потужність верстата; n – частота обертання шпинделя, хв^{-1} ; r – радіус заготовки; q – радіус шпинделя.

4. Визначаємо тягове зусилля Q_0 , яке необхідно прикласти до затискнуої труби, щоб забезпечити затискання заготовки.

З рис. 10.8, а, б для цанг типів I і II одержимо:

$$Q_0 = W \cdot \text{tg} \cdot (\theta + \varphi), \quad (10.25)$$

де θ – половина кута конуса цанги, $\theta = 12^\circ \dots 15^\circ$; φ – кут тертя між цангою і шпинделем ($f_2 = \operatorname{tg} \varphi$).

Для шліфованих поверхонь цанги і шпинделя за відносно великих питомих тисків приймають $f_2 \leq 0,2$.

Для цанг типу III (рис. 10.8, в) з перпендикулярним торцем ця залежність має вигляд:

$$Q_0 = W / [\operatorname{ctg}(\theta + \varphi) - f_2]. \quad (10.26)$$

5. Визначаємо необхідне зусилля в затискній муфті.

Сила Q_1 , яка діє на затискній муфті і направлена вздовж осі шпинделя, необхідна для створення осьової сили Q_0 , залежить від конструкції затискної муфти. Для типових конструкцій важільних муфт (рис. 10.9, а, б, в, г) можна одержати таку залежність:

$$Q_1 = Q_0 \cdot \operatorname{tg}(\beta_1 + \varphi_1) \cdot \frac{h + (a+r) \cdot f_2}{b \pm \operatorname{ctg}(\theta + \varphi)}, \quad (10.27)$$

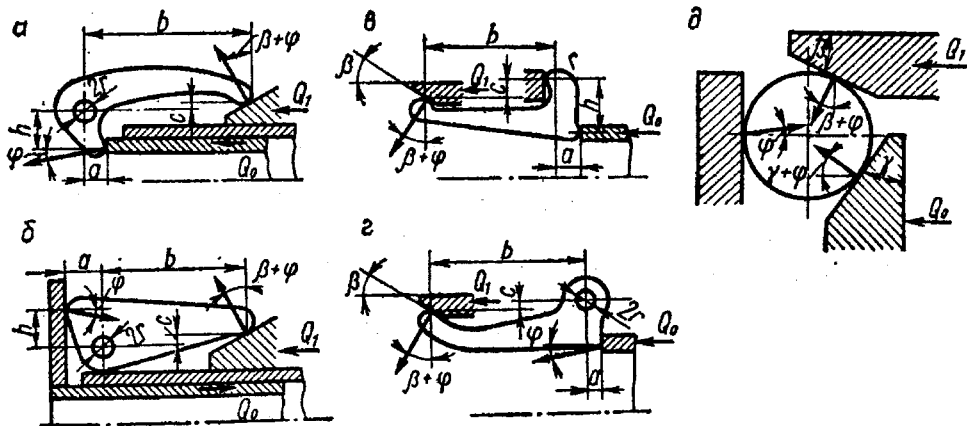


Рис. 10.9. Сили в затискних муфтах

де Q_1 – сила на затискній муфті, яка направлена вздовж осі шпинделя; β_1 – кут підйому конуса муфти; f_2 , φ_1 – коефіцієнт тертя і кут тертя в механізмі; h , b – плечі важелів.

Знак “+” в знаменнику береться для конструкцій із зовнішнім конусом затискної муфти, а знак “-” приймається для конструкцій із внутрішнім конусом.

Для кулькової затискної муфти (рис.10.9, д) існують такі співвідношення:

$$Q_0 = Q_1 \cdot \frac{\sin(\gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}{\cos(\beta + 2\varphi) \cdot \cos(\gamma + \varphi)}; \quad (10.28)$$

або

$$Q_0 = Q_1 \cdot \frac{\sin(\gamma + 2\varphi) \cdot \sin(\beta + \varphi)}{\cos(\gamma - \varphi) \cos\varphi}, \quad (10.29)$$

де кути γ , β позначені на рис.10.9, д.

Подальші етапи розрахунку залежать від того, чи є розглядуваний механізм з силовим або жорстким замиканням.

У разі силового замикання на зусилля Q_1 або Q_0 розраховують цілий механізм затискання (цангу, різь, важелі та ін.) і здійснюють підбір необхідних параметрів джерела зусилля затискання (діаметр пневмо- або гідроциліндра, діаметр дроту пружини та ін.).

Напруження в усіх ланках не повинні перевищувати допустимі. Для ланки, яка працює на розтяг(стискання),

$$\sigma_p = Q_0/F \leq [\sigma_p], \quad (10.30)$$

де σ_p – фактична величина напруження; F – площа поперечного перерізу труби, цанги та ін.; $[\sigma_p]$ – допустима величина напружень під час роботи на розтяг (стискання).

У разі розрахунку затискних механізмів з приводом від механізмів з жорстким замиканням здійснюється оцінка коливань діаметрів оброблюваного матеріалу, а отже затискних зусиль.

Якщо цанга або інша ланка розрахована, виходячи з нормальної сили затискання Q_0 , то у разі збільшення діаметра заготовки в ланках механізму виникає перенапруження, внаслідок чого слабка ланка виходить з ладу. Звичайно такою ланкою є затискна цанга. Тому відбувається або руйнування цанги у разі затискання перших же заготовок з верхніми межами допусків на діаметр, або руйнування від втоми після багаторазових перевантажень інших ланок.

Розрахунок механізмів з жорстким замиканням містить у собі такі етапи:

1. Складання принципової схеми механізму і проектування з конструктивних міркувань габаритів усіх ланок.

Габарити деяких ланок визначаються з конструктивних міркувань і можуть знаходитись у дуже незначних межах, але можуть бути такі ланки, розміри яких можна змінити у більш широких межах.

Вибирають матеріал ланок.

2. Визначення величини деформації пружної системи під дією сили Q_0 .

Для заготовок з мінімальними діаметрами деформація ланок складає

$$\lambda_0 = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 \dots, \quad (10.31)$$

де $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – деформації цанги, затискної труби, компенсатора та ін.

Деформації цанги, труби і компенсатора:

$$\lambda_0 = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = \frac{Q_0 \cdot l_1}{E \cdot F_1} + \frac{Q_0 \cdot l_2}{E \cdot F_2} + \frac{15,4 \cdot Q_0 \cdot d_B^3}{E \cdot n^4 \cdot b \cdot h^3} = \frac{Q_0}{E} \left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2} + \frac{15,4 \cdot d_B^3}{n^4 \cdot b \cdot h^3} \right), \quad (10.32)$$

де l_1 – довжина частини цанги, яка деформується (див. рис.10.3); l_2 – довжина затискної труби; F_1, F_2 – площі перерізу цанги і труби; d_B – середній діаметр виступів компенсатора; n – кількість згинів (або кількість виступів з одного боку компенсатора); $b = (D_k - D_0)/2$ – ширина кільця; D_k, D_0 – діаметри компенсатора і його отвору; h – товщина компенсатора.

3. Визначення приросту деформації пружної системи (цангового механізму) $\Delta\lambda$ під час затискання заготовок з максимальним діаметром (рис. 10.10):

$$\Delta\lambda = \lambda_{\max} - \lambda_0 = \lambda_0(K - 1), \quad (10.33)$$

де λ_{\max} – деформація цанги за максимального діаметру заготовки d_{\max} ; λ_0 – деформація цанги за мінімального діаметру заготовки d_{\min} ; K – коефіцієнт зростання деформації або коефіцієнт зростання зусиль, який залежить від допуску на розмір заготовки.

На рис. 10.10 $\Delta r / \Delta\lambda = \text{tg}\theta$. Отже, залежність між допуском Δd на діаметр заготовки, деформацією ланок і коефіцієнтом зростання зусилля має вигляд:

$$\Delta d = 2\Delta r = 2\Delta\lambda \text{tg}\theta; \quad (10.34)$$

$$\Delta d = 2\lambda_0(K - 1)\text{tg}\theta; \quad (10.35)$$

$$\Delta d_{\max} = 2\lambda_0(K_{\max} - 1)\text{tg}\theta. \quad (10.36)$$

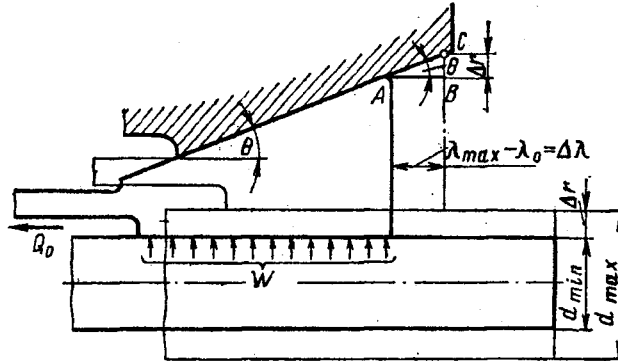


Рис. 10.10. Залежність між допуском на діаметр заготовки і приростом деформації

З формули (10.36) випливає, що чим більша деформація ланок механізму за даного коефіцієнта K , тим більші відхилення діаметра заготовки допускає даний механізм. З цієї ж формули можна зробити висновок: якщо допуск на розмір заготовки $\delta < \Delta d_{\max}$, то механізм працездатний, усі розміри вибрані правильно; якщо $\delta > \Delta d_{\max}$, то в механізмі можливе руйнування і необхідно змінити його конструктивні розміри, тобто потрібно збільшити Δd_{\max} .

Звідси можна запровадити основне правило з конструювання затискних механізмів: в конструкцію затискних механізмів необхідно вводити спеціальну ланку, яка допускала би підвищення деформації. Наявність такої ланки забезпечує надійне затискання у разі відхилення діаметра заготовки і запобігає перевантаженню у ланках механізму, у першу чергу у затискних цангах. Вводячи спеціальну ланку-буфер, яка допускає деформації у більших межах, для надійності розрахунку можна знехтувати деформаціями інших ланок.

Формула (10.35) дає змогу виконувати і перевірні розрахунки по визначенню коефіцієнта K за заданого допуску заготовки за формулою:

$$K = [\Delta d / 2\lambda_0 \operatorname{tg} \theta] + 1. \quad (10.37)$$

У разі проектних розрахунків допустиме значення Δd визначається, коли $K=3$ і $K=2$, і оцінюють необхідність застосування пружних ланок.

Приклад. Зробити перевірний розрахунок цангового затискного механізму, в якому використана цанга типу II і для її осьового переміщення застосована роликова муфта з компенсаційною ланкою (шайба, яка пружинить).

Сили різання складають: колова сила $P_Z = 1900$ Н; сумарне осьове зусилля $P_0 = 750$ Н; обертовий момент $T = 35$ Н·м; діаметр заготовки $d = 30$ мм; діаметр, на якому діє колове зусилля $P_Z, d_1 = 25$ мм.

1. За формулою (10.20) визначаємо сумарне колове зусилля P_K , яке діє на поверхні заготовки в цанзі:

$$P_K = P_Z \frac{r_1}{r} + \frac{T}{r} = 1900 \frac{12,5}{15} + \frac{35000}{15} = 3917 \text{ Н.}$$

2. Визначаємо результуючу силу за формулою (10.21)

$$P_P = \sqrt{P_K^2 + P_0^2} = \sqrt{3917^2 + 750^2} = 3988 \text{ Н.}$$

3. Визначаємо необхідну силу затискання заготовки за формулою (10.23)

$$W = \frac{k_3 P_P}{f_1} = \frac{1,5 \cdot 3988}{0,35} = 17091,43 \text{ Н.}$$

Приймаємо $k_3 = 1,5$ і $f_1 = 0,35$.

4. За формулою (10.25) визначаємо тягове зусилля Q_0 , яке потрібно прикласти до затискної труби, щоб забезпечити затискання заготовки:

$$Q_0 = W \cdot \text{tg}(\theta + \varphi) = 17091,43 \cdot 0,495 = 8460,26 \text{ Н.}$$

Кут $\theta = 15^\circ$, $\text{tg}\varphi = 0,2$, тоді $\varphi = 11^\circ 20'$.

5. За формулою (10.32) визначаємо величини деформацій пружних ланок механізму:

а) затискна цанга

$$\lambda_1 = \frac{Q_0 \cdot l_1}{E \cdot F_1} = \frac{8460,26 \cdot 135}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 840} = 0,00647 \text{ мм.}$$

Довжина цанги $l_1 = 135$ мм.

Площа поперечного перерізу цанги $F_1 = 840$ мм².

б) затискна труба

$$\lambda_2 = \frac{Q_0 \cdot l_2}{E \cdot F_2} = \frac{8460,26 \cdot 270}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 110} = 0,099 \text{ мм.}$$

Довжина труби $l_2 = 270$ мм.

Площа перерізу труби $F_2 = 110$ мм².

в) компенсатор у вигляді кільця зі згинами або виступами з одного боку

$$\lambda_3 = \frac{15,4 \cdot Q_0 \cdot d_B^3}{E \cdot n^4 \cdot b \cdot h^3} = \frac{15,4 \cdot 8460,26 \cdot 125}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 81 \cdot 7,29 \cdot 13,8} = 0,0095 \text{ мм.}$$

Середній діаметр виступів компенсатора $d_B = 5$ мм. Кількість згинів або кількість виступів з одного боку компенсатора $n = 3$. Ширина компенсаторного кільця $b = 7,29$ мм. Товщина компенсатора $h = 2,4$ мм.

Сумарна деформація ланок затискного механізму:

$$\lambda_0 = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 0,00647 + 0,099 + 0,0095 = 0,115 \text{ мм.}$$

У разі забезпечення такої сумарної деформації цанга може затиснути заготовку з допуском згідно формули (10.35)

$$\Delta d = 2\lambda_0(K - 1)\text{tg}\theta.$$

Застосовуючи для усіх ланок механізму $K = 3$:

$$\Delta d = 2 \cdot 0,115 \cdot (3 - 1) \cdot 0,27 = 0,124 \text{ мм.}$$

Отже, розрахунки свідчать, що цанга може затиснути заготовку з допуском до 0,124. Калібровані прутки діаметром 30 мм (за 11 квалітетом) мають допуск 0,14 мм.

Отже у разі закріплення прутків з більш широким допуском (а саме більше 0,14 мм) може відбутися руйнування слабкої ланки, оскільки сили закріплення зростають згідно формули (10.37) у

$$K = \frac{\Delta d}{2 \cdot \lambda_0 \cdot \text{tg}\theta} + 1 = \frac{0,14}{2 \cdot 0,115 \cdot 0,27} + 1 = 2,85 \text{ рази.}$$

На практиці за таких перевантажень механізми в багатьох випадках продовжують працювати успішно. Це можна пояснити наявністю контактних деформацій між ланками затискного механізму.

10.2.2. Затискні самоцентрувальні патрони

Для консольного закріплення заготовок ззовні і зсередини найбільш широке застосування одержали трикулачкові патрони з клиновими і важільними пристроями для перетворення поступального переміщення тяги приводу в радіальне переміщення кулачків.

На рис. 10.11. зображений клиновий трикулачковий патрон для штучних заготовок [13].

В термічно оброблених напрямних корпуса 3 (рис.10.11, а) переміщуються основні кулачки 4, до яких кріпляться робочі кулачки 5. Втулка 2 з клиновими пазами пересувається в отворі корпуса за допомогою тяги приводу, з якою вона з'єднана гвинтом 1. Кут клина служить для збільшення коефіцієнта підсилення. Під час складання патрона втулку 2 встановлюють в таке положення, яке не перешкоджає встановленню основних кулачків у радіальному напрямку, після чого втулку 2 повертають за стрілкою годинника і здійснюють спраження робочих клинових поверхонь з відповідними клиновими поверхнями кулачків 4.

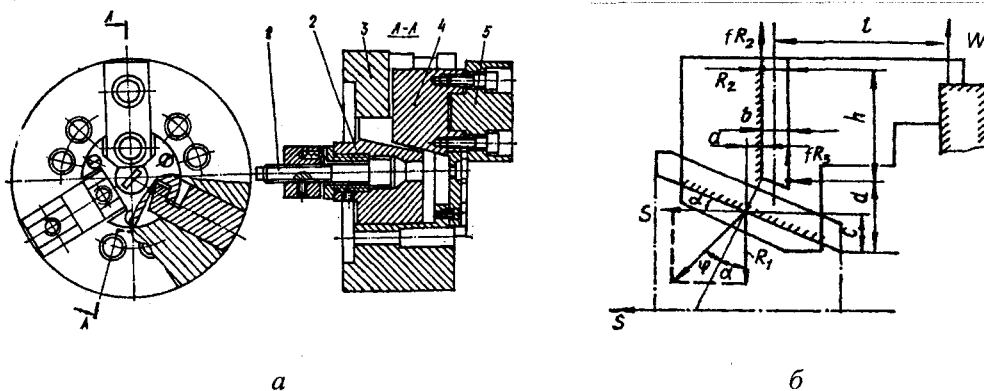


Рис. 10.11. Клиновий кулачковий патрон: а – конструкція; б – розрахункова схема для визначення сил у необерттовому патроні

Розрахункова схема для визначення сил в клиновому патроні у необерттовому шпинделі наведена на рис. 10.11, б. На підставі рівнянь статки одержано вираз для коефіцієнта підсилення патрона:

$$K_n = \frac{W}{S} = \frac{0,5hf - a \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + d + c + 0,5 \cdot (h + bf)}{0,5 \cdot hf + l}, \quad (10.37)$$

де W – радіальна сила затискання одного кулачка; S – сила на тяги, прикладена вздовж осі патрона, яка відповідає одному кулачку; α – кут клина, звичайно $\alpha=15^\circ$; φ – кут тертя; f – коефіцієнт тертя в напрямних кулачка; звичайно $f=0,08\dots 0,2$; a, b, c, d, h, l – плечі прикладання сил.

ККД патрона $\eta_n = K_n \operatorname{tg} \alpha$, оскільки $i_n = \operatorname{tg} \alpha$, де i_n – передавальне відношення патрона.

Після затискання заготовки і вмикання обертання шпинделя з патроном внаслідок дії відцентрових сил, прикладених до центрів тяжіння кулачків, останні зсунуться в радіальному напрямку, кожний на деяку величину δ і створена у необертовому патроні сила затискання W заготовки зменшується на ΔW , а радіальна складова R_1 сили реакції клина збільшиться на ΔR_1 . Відношення ΔW і ΔR_1 визначається відношенням жорсткості заготовки C_3 і патрона C_n , оскільки $\Delta R_1/j_n = \delta = \Delta W/j_3$, тобто

$$\Delta W/\Delta R_1 = j_3/j_n. \quad (10.38)$$

Коефіцієнт підсилення патрона, який обертається, може бути одержаний з рівняння рівноваги кулачка під дією прикладених до нього сил, включаючи і відцентрову. Тоді слід мати на увазі, що сили тертя від реакцій R_2 і R_3 будуть мати напрямок, протилежний зображеному на схемі (рис. 10.11, б).

У обертового патрона внаслідок дії відцентрових сил, які прикладені до кулачків, понижується сила затискання, а отже жорсткість утримання затиснутої заготовки. Жорсткість, яка протидіє вириванню заготовки з патрона, визначається відношенням моменту, який прикладений у площині сил заготовки, до кута її повороту відносно осі шпинделя. Цей момент утворюється силою, прикладеною на заданій відстані від базової поверхні патрона. Жорсткість затискання залежить від напряму навантаження по відношенню до положення кулачків. Як показали досліди, жорсткість затискання, виміряна під час обертання трикулачкового патрона певної конструкції з частотою 500 хв^{-1} , приблизно на 50 % менша порівняно з жорсткістю необертового патрона.

10.3. МЕХАНІЗМИ ЗАТИСКАННЯ ЗАГОТОВОК ДОВІЛЬНОЇ ФОРМИ

Затискні пристрої агрегатних верстатів і автоматичних ліній є їх спеціальними вузлами. Конструкція пристрою залежить від форми заготовки, яка обробляється, виконуваних даним верстатом операцій, його продуктивності і компонування. Прогресивним напрямком в конструюванні пристроїв є уніфікація і агрегування їх вузлів та деталей. До цих пристроїв ставляться такі додаткові вимоги. Вони повинні забезпечувати точне базування і надійне закріплення заготовки в умовах важкої багатоінструментальної обробки; максимальну механізацію і автоматизацію закріплення; компактність для розміщення в обмежений простір верстата [26].

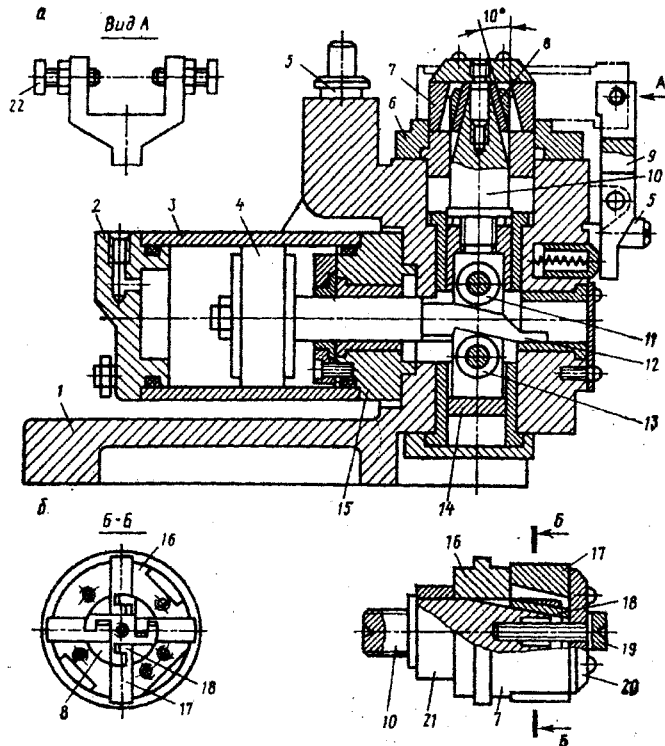


Рис. 10.12. Пристрій для закріплення заготовок на агрегатному верстаті

На рис. 10.12 зображений пристрій для обробки заготовок типу "корпус". Заготовку центрують по отвору за такою умовою, щоб не перешкоджати обробці верхньої частини заготовки. На корпусі 1 пристрою закріплений пневмоциліндр 3 з фланцем 15 і кришкою 2. Кінець штоку 12 поршня 4 виконаний у вигляді двостороннього клина, який контактує з роликками 11 і 13, розташованими на плунжері 14. Заготовку встановлюють площиною на базову планку 6, яка закріплена на верхній площині корпусу, і отвором на чотирикулачкову оправку 7. Встановлювальні гвинти 22 в підпружиненій поворотній вилці 9 орієнтують хвостовик заготовки. У разі подачі стиснутого повітря в поршневу порожнину пневмоциліндра, поршень 4 переміщується вправо. Верхній двопохилий клин штока 12, діючи на ролик 11, переміщує вгору плунжер 14 і вгвинчений в нього шток 10 з чотирма клиновими пазами 8, виконаними під кутом 10° . В пази входять похилі виступи кулачків 18. Під час переміщення штока 10 вгору, кулачки переміщуються в радіальному напрямі, центруючи і затискаючи заготовку по отвору. Відпускають заготовку у разі подачі стиснутого повітря в штокову порожнину циліндра, в результаті чого поршень 4 переміщується вліво, нижній клин штока 12, діючи на ролик 13, переміщує плунжер 14 вниз. Виступи 18 кулачків 17 переміщуються в радіальному напрямі до центра, відпускаючи заготовку.

Примусовий відвід сухарів пневмоприводом забезпечує надійність роботи пристрою.

Для досягнення високої точності центрування ($0,01\text{мм}$) оправку шліфують у складеному вигляді. Для цього на шток 10 одягають технологічне кільце 21 і втулку 16. Кулачки 17 встановлюють в пази втулки 16 і штока 10, на торці встановлюють диск 20 і закріплюють технологічним гвинтом 19. В штоці 10 і гвинті 19 виконують центрові отвори, по яких оправку встановлюють у разі шліфування. Встановлювальні пальці 5 пристрою призначені для направлення кондукторних плит агрегатних головок.

Розрахунок коефіцієнта підсилення на чотирикулачковій оправці 7 пристрою можна здійснювати за формулою (10.37) з врахуванням додаткового підсилення на клині штоку 12.

11. СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ, ПРИСТРОЇ ДЛЯ ВІДВЕДЕННЯ СТРУЖКИ

У сучасних верстатах існує дві гідравлічні системи – змащування і охолодження. Перша система повинна забезпечувати надійне змащування всіх рухомих спряжень верстата. Завдяки цьому зменшується зношування механізмів, шум під час роботи, втрати енергії, нагрівання поверхонь, які труться, збільшується довговічність верстата, плавність роботи передач, підвищується тривалість збереження точності і зростає ККД. Охолодження різального інструмента і оброблюваної заготовки значно підвищує стійкість інструмента і впливає на точність обробки, зменшуючи теплові деформації заготовки і вузлів верстата. Чим досконаліша системи змащування і охолодження верстата, тим триваліше він зберігає свою точність.

Широке впровадження у масовому виробництві високопродуктивних металорізальних верстатів і автоматичних ліній потребує механізації і автоматизації операцій відведення і переробки стружки.

11.1. ЗМАЩУВАННЯ ВЕРСТАТІВ

Змащування поверхонь тертя верстатів усуває їх безпосереднє торкання, завдяки чому значно зменшуються сили тертя і створюються умови для усунення або значного зменшення зношування поверхонь. У спряженнях механізмів верстатів мають місце різні види тертя.

Рідинне тертя, за якого поверхні тертя повністю розділені шаром мастила є найкращим з точки зору зменшення зношування. Воно може бути забезпечене двома основними способами – гідродинамічним і гідростатичним (подача мастила під тиском).

Рідинне тертя у спряженнях верстатів, крім його позитивних якостей, має низку недоліків: вони пов'язані із суттєвим ускладненням системи змащування; з наявністю мастильного шару між поверхнями, величина якого залежить від навантаження, може порушити точність переміщення вузла; із ускладненням точного фіксування вузла, який переміщується. Більшість спряжень верстатів працює в умовах неповного змащування, коли між поверхнями має місце *граничне тертя* (шар мастила 0,1 мкм і менше) або *напіврідинне тертя* (змішане тертя, одночасно

рідинне і граничне або сухе). У цьому випадку зношування поверхонь менші, ніж за відсутності змащування.

Мастильними матеріалами у верстатах є рідкі мінеральні і густі (консистентні) мастила. Переважаюче розповсюдження одержали мастила, найпридатніші для змащування швидкохідних спряжень і такі, які дають змогу здійснити централізоване змащування з циркуляцією і очищенням мастила від забруднення.

Вибір мастила залежить у першу чергу від швидкості відносного ковзання і навантажень, які діють у спряженнях. У разі високих швидкостей відносного ковзання і менших тисках у спряженні застосовуються менш в'язкі оливи. Для прецизійних механізмів частіше обирають мастила з меншою в'язкістю.

Вибір мастила для верстатів ускладнюється тим, що вони використовуються у різноманітних парах тертя, які працюють на різних швидкостях і навантаженнях. Застосування різних мастил не виправдано ускладнило би конструкцію змащувальної системи і утруднило експлуатацію такого верстата. У верстатах застосовують різні системи змащування: зануренням, розбризуванням, циркуляційне, крапельне, мастильним туманом, під тиском. Найдосконаліше циркуляційне змащування, яке достатньо надійно забезпечує змащування всіх основних вузлів.

Продуктивність насоса визначається за припущенням, що вся кількість тепла, яке виділяється під час тертя, відводиться мастилом, циркулюючим у системі змащення. Кількість тепла визначається, виходячи з роботи сил тертя, а отже її кількість (дж/с) дорівнює

$$w_1 = P(1 - \eta), \quad (11.1)$$

де P – потужність приводу, кВт; η – ККД верстата.

Кількість тепла, яке відводиться мастильною рідиною

$$w_2 = Q_H \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta t, \quad (11.2)$$

де Q_H – витрати об'єму мастила, м³/с; c – питома теплоємність, дж/кг.град ($c \approx 1700$); ρ – щільність мастила, кг/м³, ($\rho \approx 0,9 \cdot 10^3$); Δt – перепад температури мастила у разі поступлення до поверхонь тертя і під час виходу, град.; за дослідними даними для зубчастих передач $\Delta t = 5 \dots 8^\circ$, для підшипників ковзання – $\Delta t = 30 \dots 40^\circ$.

Порівнюючи (11.1) і (11.2), знайдемо продуктивність насоса системи змащення (м³/с)

$$Q_H = \frac{1}{c \cdot \rho \cdot \Delta t} \cdot P(1 - \eta) = k_T \cdot P(1 - \eta), \quad (11.3)$$

де $k_T = (2 \dots 5) \cdot 10^{-7}$ – коефіцієнт, який залежить від перепаду температури нагрівання мастила.

Деколи для охолодження мастила встановлюються спеціальні теплообмінники.

Особливе значення для верстатів має змащування шпинделів і напрямних ковзання поступального і колового руху (див. розділи 5 і 7).

Надійне змащування має велике значення для напрямних колового руху. У разі великих колових швидкостей можливе рідинне тертя завдяки гідродинамічному ефекту. Під час зрушування з місця і великих навантажень має місце граничне тертя. Для покращення умов роботи напрямних доцільно застосовувати комбінований спосіб забезпечення рідинного тертя – гідростатичний, до якого додається гідродинамічний ефект під час руху стола верстата [23]. Від гідронасоса 1 (рис. 11.1) через фільтр 2 мастило подається до каналок: відкритих 5 з клиноподібними скосами (див. розд. 7) для створення гідродинамічного тиску і закритих 4 для створення гідростатичного тиску під час пуску планшайби і малих швидкостях. У відкриті каналки мастило подається густо, що сприяє відведенню тепла. Дросель 3 дає змогу регулювати гідростатичний тиск, збільшуючи його у разі обробки важких деталей і чорновій обробці і зменшуючи під час точної обробки. У системі передбачена також мастильна ванна 6, рівень мастила у якій вищий за робочу поверхню напрямних. Наявність ванн підвищує надійність роботи колових напрямних у випадку перебоїв у подачі мастила.

Змащування шпинделів має забезпечувати рідинне тертя у підшипниках ковзання і наявності тонкого шару мастила у підшипниках кочення. У випадку циркуляції мастило виконує також функцію охолодження.

Для швидкохідних шпинделів сучасних верстатів одержало розповсюдження змащування мастильним туманом. Останній утворюється дробленням або розпиленням механічним або пневматичним способом струменя мастила на дрібні частки (до 2 мкм в діаметрі). З допомогою повітряного потоку частинки туману у разі подачі їх до поверхонь тертя пересуваються по трубопроводу на відстань декількох метрів. Для розпилення мастила застосовують пульверизатори, інжектори, або ежектори. Змащування мастильним туманом має ту перевагу, що повітря виносить тепло, яке

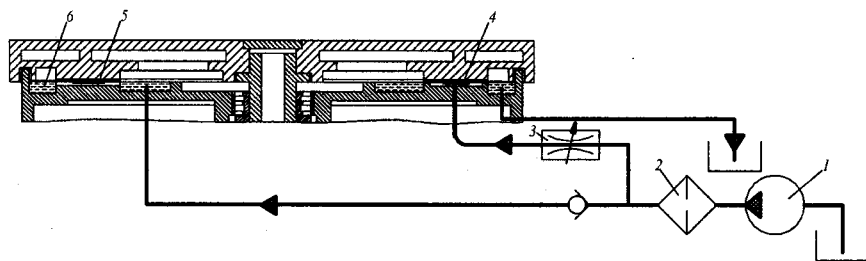


Рис. 11.1. Комбінована система змащування колових напрямних

утворюється під час тертя, а витрати мастила незначні (не перевищують $0,3 \text{ см}^3/\text{год}$. на 1 см^2 поверхні тертя). Крім цього, витікання мастила через зазори тут практично відсутнє, що дає змогу зменшити кількість пристроїв для ущільнення.

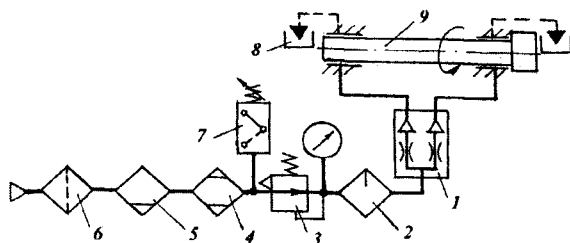


Рис. 11.2. Схема змащування мастильним туманом

Струмінь стиснутого повітря з розпилим мастилом подається до механізму верстата 9 (наприклад, шпинделя) (рис. 11.2). Повітря проходить через фільтр 6, вологовідокремлювач 5, осушувач 4 і регулятор тиску 3, попадає у розпилювач 2, звідки мастильний туман по рукаву надходить у подільник 1. Після змащування вузлів мастильний конденсат зливається у бак 8. Реле тиску 7 служить для подачі електричного сигналу керування у разі зміни тиску.

11.2. СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ ПІД ЧАС РІЗАННЯ

Мастильно-охолоджувальні речовини (МОР) суттєво впливають на процес різання. Тепло, яке відходить від інструмента, і високі контактні тиски активізують адгезійні і дифузійні процеси на поверхнях контакту інструменту і стружки. Все це призводить до збільшення зношування інструменту і шорсткості обробленої поверхні, зниження точності обробки.

Для підвищення стійкості інструментів необхідно знизити загальну теплову напруженість процесу різання, забезпечуючи інтенсивне відведення тепла від нагрітих ділянок зони різання і різального інструмента.

Мастильна дія різних речовин сприяє зменшенню не тільки роботи тертя, але і роботи деформування і, відповідно, зменшенню загальної кількості тепла, яке виділяється. Оскільки поверхні тертя звичайно мають значну шорсткість, то у місцях торкання виступів тиски дуже великі, а в порожнинах утворюється вакуум. Частинки мастильних речовин засмоктуються в порожнини і проникають у мікрозазори. Проникаюча дія середовища зв'язана з явищами капілярності і адсорбції.

Ефективність дії МОР залежить не тільки від фізико-хімічних властивостей і способу застосування, але і від властивостей матеріалів інструмента і оброблюваної деталі, а також режимів різання.

Суттєву мастильну дію робить кисень повітря, прискорюючи окислювальні процеси вуглеводнів, які містять МОР.

Для активізації дії мастил до них додають хімічно активні речовини, які містять фосфор, сірку, хлор і йод. Під впливом високих температур і тисків ці домішки утворюють з матеріалом контактних поверхонь з'єднання, знижуючи тертя.

Основний вплив у зниженні теплонапруженості процесу різання відіграє *охолоджувальна здатність* різних речовин і способи їх підведення у зону різання. Охолоджувальні речовини повинні відрізнятися високою теплопровідністю і об'ємною теплоємністю, значною прихованою теплотою пароутворення і низькою в'язкістю. Дія охолоджувального середовища під час різання супроводжується конвективним теплообміном, який сприяє зниженню температурних деформацій і підвищенню стійкості інструмента, а також випаровуванням і випромінюванням.

Крім охолоджувально-мастильної дії активні молекули рідин, проникають у мікротвори поверхневого шару стружки або деталі, адсорбуються на поверхнях тріщин, чинить розклинюючу дію і можуть сприяти руйнуванню поверхні зрізаного шару.

Під час різання крихких матеріалів і абразивній обробці важливим є *вимиваюча здатність* МОР, тобто видалення рідиною дрібних часток стружки і продуктів зношування.

Мастильно-охолоджувальні речовини під час обробки різанням значно зменшують зношування різального інструмента та сили різання, поліпшують якість оброблюваної поверхні, підвищують експлуатаційні характеристики деталей.

МОР всіх видів повинні відповідати таким вимогам: не викликати корозію матеріалу заготовки і обладнання; не чинити шкідливого фізіологічного впливу на робітника (подразнення шкіри і слизових оболонок, запах); бути стійкими під час експлуатації і зберігання; не займатися від підвищення температур, які супроводжують процес різання.

До МОР відносяться водні розчини мінеральних електролітів, емульсії; мінеральні, тваринні і рослинні оливи; мінеральні оливи з до-

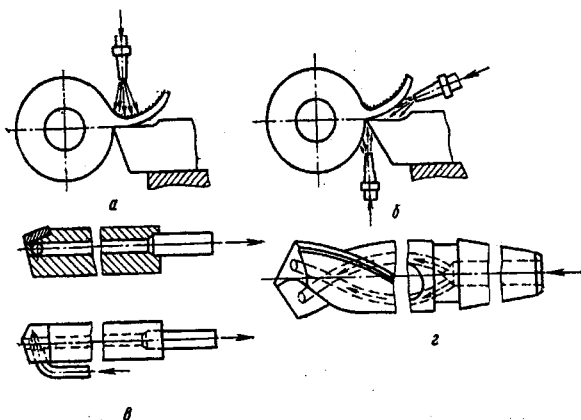


Рис. 11.3. Схема підвищення МОР до зони різання

мішками фосфору, сірки і хлору (сульфозфрезоли); гас і розчини поверхнево-активних речовин в гасі; оливи і емульсії з домішками твердих мастильних речовин.

До газоподібних охолоджувальних засобів відносяться повітря, азот, двоокис вуглецю, кисень, пари поверхнево активних речовин, розпилені рідини.

Поліпшення оброблюваності матеріалів у разі використання у процесі різання МОР є результатом їх фізико-хімічних дій на оброблюваний матеріал, основні з яких такі: мастильна, охолоджувальна, різальна, захисна і зміцнювальна.

Ефективність дії МОР у значній степені залежить від способів підведення їх до зони різання. Найбільше розповсюдження у промисловості одержав спосіб охолодження падаючим струменем (поливом) (рис.11.3,а). Спосіб простий, але має недоліки: мала швидкість струменя, велика втрата рідини (8...12 л/хв), розбризування рідини, слабка змащувальна дія [23].

Більш ефективним є високонапірне охолодження. Рідина подається під тиском 1,5...2 МПа з боків передньої і задньої поверхонь інструмента через сопла діаметром 0,4...0,5 мм (рис. 11.3, б). В результаті рідина подається тонким струменем з великою швидкістю, інтенсивніше проникає у мікротріщини і зазори зони контакту. Значна частина рідини перетворюється у пару і охолоджує нагріті поверхні, витрата рідини складає приблизно 0,5 л/хв.

За низьконапірного охолодження струмінь рідини підводиться під тиском 0,05...0,2 МПа через сопло діаметром 3...5 мм. Деколи ефект досягається підведенням рідини з боку передньої поверхні безпосередньо під стружку (рис. 11.3,б) або через тіло різця (рис. 11.3, в).

Струменеве охолодження значно підвищує стійкість інструмента, але має недоліки: необхідність застосування спеціальних насосів, ретельне очищення МОР, необхідність точного регулювання тиску струменя та його спрямування, сильне розбризування рідини, яке вимагає застосування захисних пристроїв.

Деколи, наприклад, під час свердління або точіння крихких матеріалів (чавун, бронза) застосовують внутрішнє охолодження інструмента (рис. 11.3, в, г). У разі глибокого свердління струменем рідини вимивається стружка.

Для подачі рідини в систему використовують насоси, які забезпечують продуктивність до $3,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ з тиском струменя охолоджувальної рідини на виході не більше 0,16 МПа. Якщо охолоджувальна рідина підводиться до місця обробки під високим надлишковим тиском з метою вимивання і видалення стружки, застосовують шестеренчасті насоси, здатні забезпечити тиск рідини на виході до 0,5 МПа і вище.

Якщо припустити, що вся потужність різання перетворюється в тепло, яке повністю відводиться тільки охолоджувальною рідиною, то на підставі рівняння теплового балансу одержимо

$$P = Q \cdot c \cdot \rho \cdot \Delta t, \quad (11.4)$$

де Q – необхідні витрати охолоджувальної рідини, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta t = 15 \dots 25^\circ$ – підвищення температури охолоджувальної рідини, $^\circ\text{C}$; $c = 4000$ дж/кг.град – питома теплоємність; ρ – щільність рідини ($\text{кг}/\text{м}^3$), (води $\rho = 1 \cdot 10^3$, мастила $\rho \approx 0,9 \cdot 10^3$).

Необхідні витрати охолоджувальної рідини

$$Q = \frac{P}{c \cdot \rho \cdot \Delta t} = \frac{k_T \cdot P}{\Delta t}, \quad (11.5)$$

де k_T – коефіцієнт, який залежить від перепаду температури охолоджувальної рідини, для мастила $k_T = 2,5 \cdot 10^{-7}$, для емульсії $k_T = 7 \cdot 10^{-7}$.

Якщо охолоджувальна рідина призначена одночасно і для видалення стружки, витрати її мають бути збільшені.

Об'єм бака-відстійника приймається рівним витратам системи охолодження за 10...12 хв.

Охолодження розпиленою рідиною здійснюють за допомогою інжекторного пристрою. Розпилена емульсія подається до зони різання з боку задньої поверхні інструмента. У разі малих витрат рідини (200...400 г/год) ефективно використовуються її мастильні та охолоджувальні властивості.

Нова мастильно-охолоджувальна речовина розроблена фірмою Унітед Лубрікантс (Англія), яка поставляється в аерозольних контейнерах звідки подається у зону обробки розпиленням (у вигляді туману). На оброблюваних поверхнях металевих заготовок створюється антифрикційна плівка, яка забезпечує добрий ефект під час нарізання внутрішніх і зовнішніх різей, свердлінні і чистовому розточуванні на координатно-розточувальних верстатах. У результаті підвищується на 70% швидкість різання під час нарізання різі метчиками, у порівнянні з раніше застосовуваними МОР, досягається висока стійкість різальних інструментів. У разі обробки таких металів, як фосфориста бронза, латунь, хромопідкелева сталь різко підвищується розмірна точність і знижується шорсткість викінчуваної обробки.

У разі підведення МОР до зони різання необхідно щоб:

- вона подавалась якомога ближче до зони різання;
- значно знижувалась температура її у баку-відстійнику;
- максимально полегшувался доступ кисню до зони контакту, активізуючи процес утворення плівки;
- забезпечувалось збільшення площі одночасно охолоджуваних ділянок різання;
- рідина ретельно фільтрувалась.

Правильне застосування МОР дає змогу підвищити продуктивність обробки різанням у 2...3 рази, а стійкість інструментів – у 8...10 разів.

11.3. ПРИСТРОЇ ДЛЯ ВІДВЕДЕННЯ СТРУЖКИ

У теперішній час зрізання металу в стружку складає в середньому 20...25 % маси оброблюваних заготовок. Стружка засмічує обладнання, цехи і часто призводить до зупинки верстатів. Тому необхідно відводити стружку від зони різання.

Найпростіше вирішується завдання транспортування сипкої стружки, яка утворюється під час обробки деталей з крихких матеріалів (чавуну, бронзи, алюмінію). У разі обробки деталей із сталевих заготовок утворюється зливна стружка яка незручна для транспортування і перероблення. Зливна стружка займає великий об'єм за малою щільністю, тому її подрібнюють за допомогою спеціальних стружкодробарок. Для подрібнення сталеві стружки безпосередньо на верстатах застосовують різноманітні уступи на передній поверхні різця і стружколоми, а також перервне або вібраційне різання. Оптимальною стружкою у масовому виробництві вважають циліндричну або конічну спіраль у вигляді відрізків довжиною 30...80 мм і діаметром до 15 мм.

Схема пристрою для подрібнення стружки у разі точіння зовнішніх і торцевих поверхонь зображена на рис. 11.4. Під час обробки заготовки 1 різець 2 здійснює два рухи – поступальний рух подачі і поступально-зворотний рух у цьому ж напрямку для подрібнення стружки. Поступально-зворотний рух здійснюється від кулачка 5, який діє на важіль 6, в який спирається регулювальний гвинт різця. Підтискання важіля 6 до кулачка 5 здійснюється пружиною 4.

Кожний вид стружки має свої незручності і труднощі транспортування. Зливна стружка намотується на механізми і інструменти, знижує їх надійність і довговічність, а деколи призводить до руйнування інструмента, утруднює доступ обслуговування; дрібна стружка і пил осідають на частини верстата, забруднюють повітря.

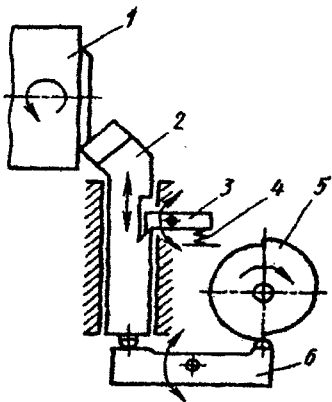


Рис. 11.4. Схема пристрою для подрібнення стружки

магістральні конвеєри для стружки, а від верстатів вона видаляється вручну або іншими способами.

Отож, проблеми механізації і автоматизації транспортування і перероблення стружки діляться на низку окремих завдань, а саме: видалення стружки від верстатів, відсмоктування дрібної стружки і пилу із зони обробки (див. розд. 15); видалення стружки від групи верстатів і з цехів; очищення і перероблення стружки. Кожне з цих завдань вирішується із застосуванням різноманітних транспортних засобів, агрегатів для відсмоктування, очищення і брикетування. Для видалення стружки від групи верстатів і з цехів застосовують стрічкові, скребкові,

ершові, шнекові, вібраційні, імпульсні, гідравлічні та ін. конвеєри.

Стрічкові конвеєри застосовують для транспортування стружки на горизонтальній і похилій (до 25⁰) площинах [23]. Вони добре переміщують суху сипку стружку з чавуну, бронзи і алюмінію, а також сталеву стружку, ломану і дрібно-в'юнкову. Типова схема стрічкового конвеєра зображена на рис. 11.5. На стійках 3 закріплені барабани 4 між якими натягується

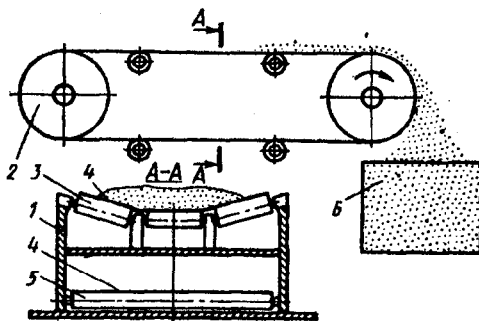


Рис. 11.5. Схема стрічкового конвеєра

стрічка 2, яка зверху лежить на трьох рядах роликів 5, а знизу – на роликах 1, які встановлюються на всій довжині конвеєра (через 1...2 м) з тим, щоб стрічка не провисала. В місці скидання стружки з конвеєра є яма, у якій встановлений контейнер 6 об'ємом 1...2 м³.

Для видалення сталеві стружки на довжину до 100м застосовують шнекові конвеєри. Під час переміщення стружки він подрібнює її і поліпшує транспортування. Конвеєр компонується з нормалізованих шнеків і корит діаметром 0,15 і 0,2 м, довжиною 1; 1,2 і 1,6 м і розміщується у бетонній траншеї під верстатами. Під час складання чавунних секцій корита 2 (рис. 11.6) встановлюють на зварній підставці 4 і закріплюють болтами 5. Для встановлення секцій корита на одній висоті між секціями корита 2 і підставкою 4 розмішують компенсаційні планки 3. Корита з'єднують штифтами 6 і ботами 7. Складені секції корита довжиною 7...8 м встановлюють в траншею і з'єднують між собою. З двох боків корита 2 встановлені щитки 1, які зберігають траншею від потрапляння до неї стружки, а також збільшують об'єм стружки, яка транспортується.

Шнек 8, який переміщує стружку вздовж корита 2 у напрямку від приводу, вільно розміщується у кориті і обертається від електродвигуна 12 через редуктор 11, подвійну суглобну муфту 10, з'єднану з хвостовиком 9 шнека. Муфта 10 дає змогу шнеку у разі зношення опускатись і щільно прилягати до корита 2. Зверху конвеєр закритий секціями ґрат, а в зоні утворення стружки під верстатами передбачені люки. В кінці конвеєра стружка очищується від МОР і брикетується на спеціальних пресах. Це дає змогу скоротити площі для її зберігання і транспортування, повніше використати плавильні агрегати під час її переробки.

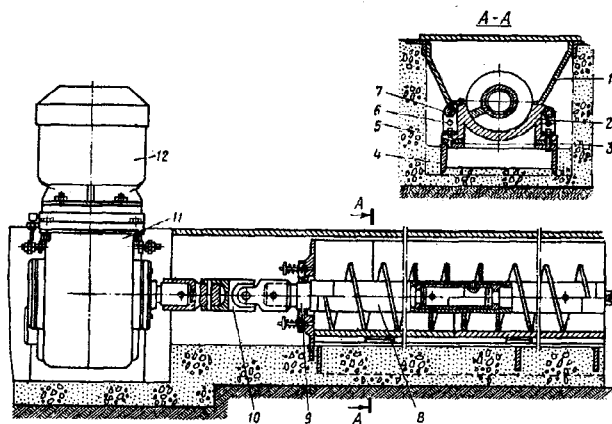


Рис. 11.6. Схема шнекового конвеєра

12. ВИПРОБУВАННЯ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Випробування верстатів здійснюють у разі приймання їх після виготовлення або ремонту. Мета випробування – визначити працездатність верстата в заданих межах за геометричною і кінематичною точністю, жорсткістю, вібростійкістю, шумом. Насамперед перевіряється справність механізмів: рухомі вузли повинні плавно переміщатися; частоти обертання і подачі – відповідати паспортним даним; зусилля на ручках і маховичках не повинні перевищувати допустимих значень.

Під час випробування верстатів на неробочому ході перевіряють стан підшипників, муфт, гальм, електродвигунів, правильність роботи системи змащування. Тоді температура опор шпинделя не повинна перевищувати 85°C для підшипників кочення і 70°C для підшипників ковзання. Для інших механізмів межа температури – не вище 50°C .

Під час випробування верстата під навантаженням обирають найбільш важкі умови обробки з короткочасними перевантаженнями електродвигунів (до 25%). Випробування здійснюють у разі обробки середньоміцних матеріалів (сталь 45, чавун) на чистових і чорнових режимах різання інструментом типової конструкції. Наприклад, у разі перевірки токарного верстата виточується вал діаметром 0,25 висоти центрів і довжиною до 300 мм. Якість обробки перевіряється за параметрами точності (конусність, овальність, плоскісність торців та ін.), шорсткості поверхні, точності розташування оброблюваних поверхонь (перпендикулярність, паралельність, співвісність).

Прогрес технології і неперервне підвищення якості виготовленої продукції висуває нові вимоги до металорізальних верстатів. Повна інформація про якісні характеристики верстата в даних виробничих умовах може бути одержана тільки в процесі експлуатації, але такий спосіб її одержання дуже тривалий і вимагає великих витрат.

Інформативність перевірки з термінами і вартістю її одержання знаходяться в протиріччі. Чим повніша інформація про верстат, тим дорожчий і триваліший процес її одержання. Завдання полягає в тому, щоб з мінімальними витратами оцінити працездатність верстата, встановити область застосування, стан його вихідних параметрів і визначити, як довго ці параметри будуть знаходитись в допустимих межах. Адже ще на стадії проектування верстата важливо знати, як будуть змінюватись його характеристики під час тривалої експлуатації в заданих

умовах, який запас точності і з якою швидкістю він втрачається в часі. З цією метою розробляється система прискорених випробувань і комплексних перевірок, які, хоча і не дають повної інформації, але з їх вдосконаленням підвищується інформативність.

12.1. ПЕРЕВІРКА ВЕРСТАТІВ НА ГЕОМЕТРИЧНУ ТОЧНІСТЬ

Система вимог точності об'єднує усі типи верстатів і встановлює п'ять класів, які позначаються за послідовністю зростання: Н, П, В, А і С [5].

ГОСТ 18097-88* передбачає перевірку геометричної точності таких параметрів токарних верстатів [47]:

1. Прямолінійність поздовжнього переміщення супорта у вертикальній площині (рис. 12.1, а).

На супорті 2, паралельно напрямку переміщення, встановлюють рівень 1. Супорт переміщують на всю довжину ходу з інтервалами (кроками), які дорівнюють 0,05...0,3 довжини поверхні, яка перевіряється.

Допустимі відхилення 20 мкм на довжині до 630 мм. Тут і далі відхилення вказані для верстатів нормальної точності (клас точності Н).

2. Прямолінійність поздовжнього переміщення супорта в горизонтальній площині (рис. 12.1, б).

У центрах передньої 5 і задньої 1 бабок встановлюють оправку 2, на супорт 3—індикатор 4 так, щоб його вимірювальний наконечник торкався бічної твірної оправки і був перпендикулярний їй. Супорт переміщують у поздовжньому напрямку на всю довжину ходу.

Відхилення визначають як найбільшу алгебраїчну різницю показів індикатора. Допустиме відхилення 12 мкм на довжині до 630 мм.

3. Одновисотність осі шпинделя передньої бабки і осі пінолі задньої бабки відносно напрямних станини (рис. 12.1, в).

У центрах передньої 3 і задньої 1 бабок встановлюють оправку 5 довжиною, яка дорівнює найбільшому діаметру обробки над станиною. На супорті 2 встановлюють індикатор 4.

Відхилення від одновисотності осей дорівнюють різниці показів індикатора у перерізах І і ІІ.

Допустиме відхилення 30 мкм для верстатів з $D_{\text{наиб}}$ до 500 мм.

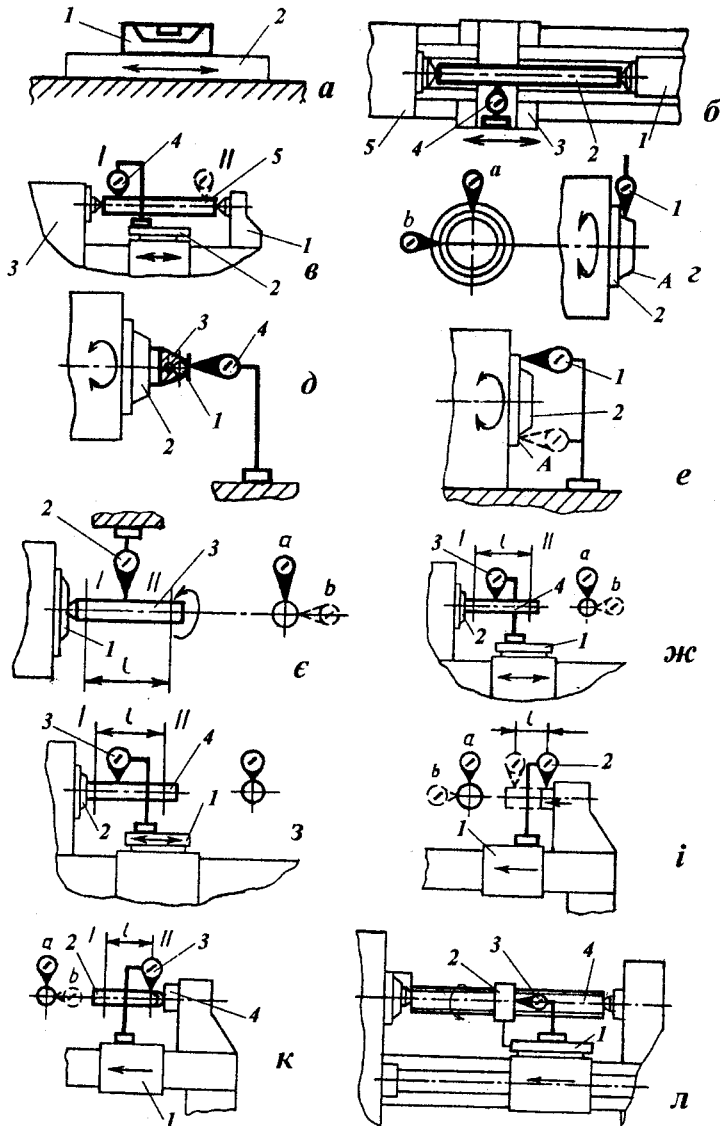


Рис. 12.1. Схеми випробування токарного верстата на геометричну точність

4. Радіальне биття зовнішньої базової поверхні шпинделя передньої бабки (рис. 12.1, з).

На нерухомій частині верстата закріплюють індикатор 1 так, щоб його вимірювальний наконечник торкався поверхні A шпинделя 2 і був перпендикулярний осі в площині вимірювання.

Вимірювання радіального биття шпинделя здійснюється у двох взаємно перпендикулярних площинах під час його обертання.

Радіальне биття дорівнює алгебраїчній різниці показів індикатора в площинах a і b .

Допустиме радіальне биття 10 мкм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 800 мм.

5. Осьове биття шпинделя передньої бабки (рис. 12.1, д).

В отвір шпинделя 2 встановлюють контрольну оправку 3 з центровим отвором під кульку 1. Індикатор 4 встановлюють на нерухомій частині верстата співвісно з оправкою 3.

Осьове биття шпинделя дорівнює найбільшій алгебраїчній різниці показів індикатора.

Допустиме осьове биття 8 мкм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 400 мм.

6. Торцьове биття опорної поверхні шпинделя передньої бабки (рис. 12.1, е).

Індикатор 1 встановлюють на нерухомій частині верстата так, щоб його наконечник торкався опорної поверхні A шпинделя 2 на можливо більшій відстані від центра.

За торцеве биття приймають найбільшу алгебраїчну різницю показів індикатора.

Допустиме торцеве биття 16 мкм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 400 мм.

7. Радіальне биття внутрішньої центрувальної поверхні шпинделя передньої бабки: біля торця шпинделя (переріз I); на відстані l (переріз II) (рис. 12.1, є).

В отвір шпинделя 1 встановлюють контрольну оправку 3, індикатор 2 – на нерухомій частині верстата.

Вимірювання роблять у перерізах I і II, де визначають алгебраїчну різницю показів індикатора в площинах a і b .

Допустиме радіальне биття біля торця шпинделя 8 мкм; на відстані $l = 200$ мм – 16 мкм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 400 мм.

8. Прямолінійність і паралельність траєкторії поздовжнього переміщення супорта відносно осі шпинделя передньої бабки: у вертикальній площині a ; у горизонтальній площині b (рис. 12.1, ж).

В отвір шпинделя 2 встановлюють контрольну оправку 4. На супорті 1 закріплюють індикатор 3.

Супорт переміщують у поздовжньому напрямку на довжину l .

Допустиме відхилення на відстані $l = 200$ мм, у площині $a - 16$ мкм; у площині $b - 8$ мкм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 400 мм.

9. Прямолінійність і паралельність траєкторії переміщення різцевих полозок супорта відносно осі шпинделя передньої бабки у вертикальній площині (рис. 12.1, з).

В отвір шпинделя 2 встановлюють контрольну оправку 4. На різцевих полозках 1 закріплюють індикатор 3.

Різцеві полозки переміщують вздовж осі шпинделя на всю довжину.

Допустиме відхилення 20 мкм на довжині $l = 100$ мм.

10. Еквідистантність траєкторій переміщень пінолі задньої бабки і супорта: у вертикальній площині a ; у горизонтальній площині b (рис. 12.1, і).

Задню бабку, із засунутою і затиснутою піноллю, закріплюють на відстані більшої або рівної $D_{\text{найб}}$ від торця шпинделя передньої бабки. На супорті 1 закріплюють індикатор 2. Піноль вивільнюють, висувають на довжину l і знову затискають. Супорт 1 переміщують у бік передньої бабки.

Допустимі відхилення в площині $a - 10$ мкм, у площині $b - 8$ мкм під час переміщення $l = 100$ мм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 400 мм.

11. Прямолінійність і паралельність траєкторії переміщення супорта відносно осі конічного отвору пінолі задньої бабки: у вертикальній площині a ; у горизонтальній площині b (рис. 12.1, к).

Задню бабку, з повністю засунутою і затиснутою піноллю, закріплюють на відстані більшої або рівної $D_{\text{найб}}$ від торця шпинделя до торця пінолі.

В отвір пінолі 4 встановлюють контрольну оправку 2, на супорті 1 – індикатор 3.

Супорт переміщують у поздовжньому напрямку на довжину l .

Допустиме відхилення на відстані $l = 200$ мм у площині a і площині $b - 20$ мкм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 400 мм.

12. Точність кінематичного ланцюга шпиндель-ходовий гвинт (рис. 12.1, л).

Контрольну пару гвинт-гайка 4 – 2 встановлюють у центрах передньої і задньої бабок верстата.

Індикатор 3 встановлюють на супорті 1 так, щоб вимірювальний наконечник впирався в торець контрольної гайки 2. Ходовому гвинту надають обертання від шпинделя.

Відхилення дорівнює найбільшій різниці показів індикатора на будь-якій ділянці контрольного гвинта.

Допустиме відхилення 40 мкм на довжині вимірювання 300 мм для верстатів з $D_{\text{найб}}$ до 800 мм.

Всі вимірювання здійснюються за способами ГОСТа 22367-76[45].

12.2. ПЕРЕВІРКА ВЕРСТАТІВ НА КІНЕМАТИЧНУ ТОЧНІСТЬ

Під кінематичною точністю розуміють степінь сталості збереження передавальних відношень у кінематичних ланцюгах, похибки яких виникають з причини похибок зубчастих передач. Перевірка кінематичної точності ланцюгів найважливіша для зубонарізних, різенарізних, зубо- і різешліфувальних верстатів.

Для перевірки кінематичної точності застосовують спеціальні прилади – кінематометри. Один з таких кінематометрів базується на методі магнітних масштабів, основу якого складає металевий диск, покритий спеціальним шаром, придатним для магнітного запису. На диску записані хвилі певної частоти. Розглянемо схему перевірки похибки передавального відношення ділильної черв'ячної передачі (рис. 12.2). На валах черв'яка 2 і черв'ячного колеса 3 закріплюють колоді масштаби 1 і 4. Кількість магнітних хвиль на них відповідає передавальному відношенню передачі, яка перевіряється. Під час роботи передачі записи зчитуються магнітними головками 5 і 6, сигнали з яких надходять до фазометра 7 і після підсилювача 8 спрямовуються на самозаписувальний прилад 9 у вигляді осцилографа або комп'ютера. Зсув за фазою обох зчитуваних сигналів вловлюється фазометром 7, який визначає величину нерівномірності обертання елементів передачі. Зсув сигналів за фазою може вимірювати під час обертання на $1/2$ частину оберта (δ_z) і обертання на один оберт (δ), який є похибкою передавального відношення передачі, яка перевіряється [26].

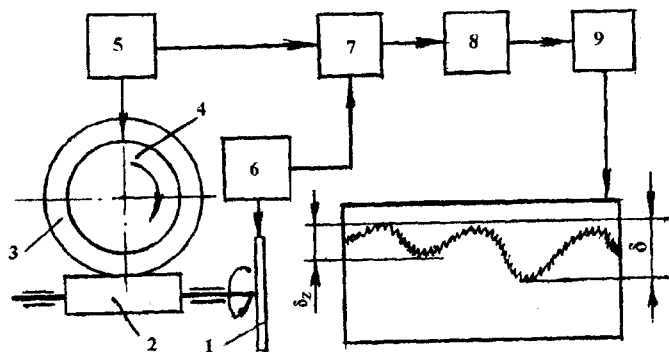


Рис. 12.2. Схема кінематометра

12.3. ВИПРОБУВАННЯ ВЕРСТАТІВ НА ЖОРСТКІСТЬ

У відповідності зі стандартом (ГОСТ 7035-75) встановлені загальні вимоги до умов випробувань, методи і засоби вимірювання жорсткості верстатів [47].

Перевірка верстата на жорсткість входить до складу державних приймальних випробувань. Програма випробувань встановлюється технічними умовами на дану модель верстата, які узгоджуються із головною установою. Перед перевіркою на жорсткість верстата мають бути повністю змонтовані і обкатані у відповідності з технічними нормами, а їх вузли – знаходитися в робочому стані.

Під статичною жорсткістю елементів верстата розуміється здатність цих елементів робити опір зміненню їх форми і взаємному розташуванню під дією навантаження. Жорсткість можна визначити за формулою:

$$j = P / \delta, \quad (12.1)$$

де P – сила, H ; δ – пружне переміщення, мкм.

Під час перевірки статичної жорсткості до частин верстата, які мають інструмент і заготовку, прикладають навантаження, яке повільно зростає до заданої межі і одночасно вимірюється відносне переміщення цих частин.

Можна давати оцінку жорсткості системи в цілому або окремо: жорсткість оброблюваної заготовки, жорсткість стиків і контактів, жорсткість окремих деталей і вузлів верстата. Жорсткість в цілому, наприклад, токарного верстата, можна оцінювати так:

$$1/j_v = 1/j_{п.б.} + 1/j_3 + 1/j_c + 1/j_{з.б.}, \quad (12.2)$$

де $j_{п.б.}$ – жорсткість передньої бабки; j_3 – жорсткість заготовки; j_c – жорсткість супорта; $j_{з.б.}$ – жорсткість задньої бабки.

Розташування вузлів, деталей верстата, точка прикладання і напрямок дії навантажувальної сили P повинні відповідати вказаним на рис. 12.3. L – найбільша відстань від торця шпинделя до торця корпусу задньої бабки (0,75...0,85 найбільшої міжцентрової відстані). Для верстатів з найбільшим діаметром оброблюваної заготовки $D_{наиб} = 400$ мм, $H = 50$ мм, $l = 140$ мм, $d = 40$ мм. Для конусного отвору в шпинделі, або пінолі Морзе № 4 – $X = 55$ мм, № 5 – $X = 70$ мм, № 6 – $X = 90$ мм. Для верстатів нормальної точності прикладена сила $P = 5600$ Н.

В отворі шпинделя 1 і пінолі 2 встановлюють оправки 3. Пристрій для навантаження закріплюють у лівому пазу різцетримача 4. Для вимірювання величини сили навантаження використовують динамометри.

Всі рухомі частини: супорт, піноль, корпус задньої бабки разом з її плитою перед кожним випробуванням переміщують і встановлюють у задане положення, різцеві полозки вирівнюють за торцем А, а шпиндель повертають навколо осі в інше положення. Поперечні полозки супорта підводять у положення перевірки, переміщуючи їх до лінії центрів верстата.

Між шпинделем (або піноллю) і супортом під кутом 60° до напрямку поперечної подачі, створюють плавно зростаючу до заданої межі силу P . Одночасно індикатором вимірюють відносне переміщення різцетримача і оправки в радіальному напрямку, паралельному напрямку подачі. За величину відносних переміщень приймають середнє арифметичне значення результатів двох випробувань.

Допустиме відносне переміщення під навантаженням різцетримача і оправки, встановлених:

- у шпинделі передньої бабки – 20 мкм;
- у пінолі задньої бабки – 27 мкм.

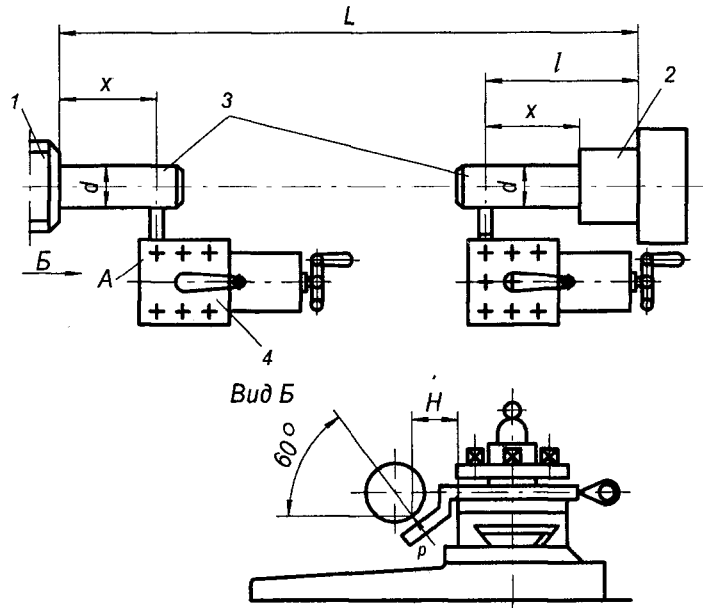


Рис. 12.3. Схема розташування вузлів верстата, точка прикладання і напрямок сили P

12.4. ВИПРОБУВАННЯ ВЕРСТАТА НА ВІБРОСТІЙКІСТЬ

Вирішення одного з головних завдань динаміки верстатів – вібростійкості можливе з використанням динамічних характеристик елементів системи. Вони дають змогу визначити умови виникнення або відсутності автоколивань у залежності від конструктивних і технологічних параметрів.

Якщо динамічна система верстата лінійна, для її аналізу частіше використовують частотні динамічні характеристики. Їх фізичне значення і спосіб одержання зручно пояснювати на прикладі часової характеристики (рис. 12.4, а).

Експериментально встановлюється залежність пружного переміщення вузлів верстата під дією сили різання P для різних значень кутової швидкості обертання шпинделя. Оскільки між зміною товщини зрізу і силою зрізання існує зсув у часі, то запис буде мати вигляд, зображений на рис. 12.4, а. Тут $2A_{вх}$ – вхідна координата зображує силу P ; $2A_{вих}$ – вихідна координата – пружне переміщення y ; δ – зміщення фази коливач [23, 24, 26].

На підставі низки значень вхідних і вихідних параметрів за певних значеннях кутової швидкості обертання ω , обчислюються співвідношенням:

$$A_1 = A_{вих1} / A_{вх1}; A_2 = A_{вих2} / A_{вх2}; \dots; A_n = A_{вих n} / A_{вх n}, \quad (12.3)$$

а також відповідні їм фази коливач за даними, які взяті з півки

$$\varphi_1 = 2\pi \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \varphi_2 = 2\pi \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \dots; \varphi_n = 2\pi \frac{\delta_n}{\lambda_n}, \quad (12.4)$$

де λ – довжина хвилі.

За цими значеннями можна побудувати амплітудно-частотну 1 і фазово-частотну 2 характеристики (рис. 12.4, б).

Передавальна функція розімкненої системи має вигляд

$$W_{роз}(p) = \frac{X_{вих}}{X_{вх}} = \frac{R(p)}{Q(p)}, \quad (12.5)$$

де $R(p)$ і $Q(p)$ – операторні багаточлени.

Перехід від передавальної функції $W(p)$ до амплітудно-фазової частотної характеристики $W(i, \omega)$ здійснюється заміною символу диференціювання p на $i \omega$, де i – уявна одиниця; ω – колова частота;

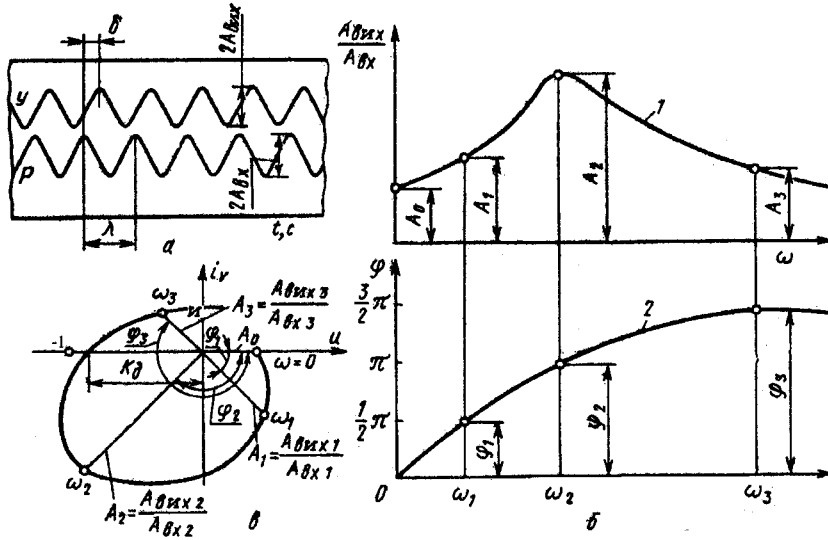


Рис. 12.4. Часова (а) і частотна (б, в) характеристики динамічної системи

$$W(i, \omega) = \frac{X_{\text{вих}}}{X_{\text{вх}}} = \frac{R(i, \omega)}{Q(i, \omega)} \quad (12.6)$$

Амплітудно-фазова частотна характеристика будується у комплексній площині, оскільки є комплексною величиною:

$$W(i, \omega) = A(\omega) e^{i\varphi(\omega)}, \quad (12.7)$$

де $A(\omega)$ – амплітуда, яка дорівнює відношенню амплітуди вхідної координати до амплітуди вихідної; $\varphi(\omega)$ – фаза між коливаннями вхідної і вихідної координат.

Для побудови амплітудно-фазової частотної характеристики маємо значення $A(\omega)$ як A_1, A_2, \dots, A_n і значення $\varphi(\omega)$, як $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ (рис. 12.4, в). Значенням $\varphi_0 = 0, \varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ відповідають значення $A_0, A_1, A_2, \dots, A_n$ за певних значеннях кутової швидкості ω . Будемо годограф розімкненої системи верстата. Чим більший відрізок k_D , який відсікається характеристикою на відємній вітці осі, тим нижча вібростійкість верстата.

Замкнена система є стійкою, якщо амплітудно-фазова частотна характеристика розімкненої системи не охоплює точку з координатою -1 , яка лежить на

від'ємній вітці осі координат u . Тому відрізок k_{∂} , який відсікається амплітудно-фазовою частотною характеристикою на від'ємній вітці осі координат, є виразом запасу стійкості даної динамічної системи. Чим менший цей відрізок, тим більш вібростійкий верстат. За розрахунками запас стійкості оцінюють величиною $(1 - k_{\partial}) \cdot 100$ %. Відрізок k_{∂} , який відсікається на додатній вітці u , характеризує технологічну жорсткість системи. Чим менший цей відрізок, тим вища динамічна якість верстата.

Динамічна характеристика різання в теперішній час може бути визначена експериментально; її складність робить розрахунок можливим тільки на ЕОМ.

Відомі такі форми механічних коливань, як поздовжні, поперечні, згинальні, осьові, крутильні. Коливання також можна розділити за ознаками і видами. Наприклад, за енергією, яка живить коливальну систему, коливання можуть бути таких видів: вільні, вимушені, параметричні, автоколивання, коливання від зіткнення пружних тіл, випадкові.

Коливання, які вивчаються у разі розгляду процесу різання на металорізальних верстатах, можна розділити на власні, вимушені і автоматичні. Мало вивчені автоколивання, природа виникнення яких ще не розкрита повністю.

Для практики є важливим не тільки розкриття природи збудження коливань, але і розрахунок параметрів механічних коливань через параметри технологічних факторів. Це можливо, якщо розділити коливання за природою їх виникнення на технологічні групи і типи, в які можуть бути об'єднані фактори, що приводять до коливань певного роду.

Для дослідження механічних коливань, а саме автоколивань, необхідно вивчити діючі в технологічній системі фактори, які можуть бути домінуючими або другорядними і давати певне розсіяння або спектр зміни коливань, що виникають.

12.5. ПЕРЕВІРКА ВЕРСТАТІВ НА ШУМ

Вплив шуму високої інтенсивності призводить до різних розладів функціональних систем людського організму. Тривала дія шуму супроводжується зниженням уваги, порушенням регулювання кров'яного тиску, виснаженням нервової системи, сповільненням психічних реакцій, підвищенням утомлюваності, погіршенням працездатності, підвищенням виробничого травматизму і призводить до зниження продуктивності праці. Систематичний вплив сильного шуму може бути причиною низки професійних захворювань: стійку втрату чутливості слуху (туго-

вухість, глухість); різні зміни нервової системи і отже нервові захворювання, виразкову хворобу, гіпертонію та ін.

Випробування металорізальних верстатів на шум необхідно для того, щоб забезпечити задовільні умови праці робітників.

Шум – це важливий показник якості верстата, який свідчить про наявність значних відхилень у точності і шорсткості поверхонь деталей, які приймають участь у передачі руху, а також якість складання вузлів і цілого верстата.

Під час типових випробувань верстатів досліджується низка їх шумових характеристик. Насамперед визначають рівень звукового тиску у третьооктавних смугах частот, які вимірюються на робочому місті у разі обкатування верстата на неробочому ході. Мікрофон розташовують на відстані 1 м від контурної лінії верстата і 1,5 м від площини його фундаменту. Потім визначають коректований рівень шуму в децибелах (дБ) за шкалою А. Ці дві характеристики встановлюють за допомогою шумоміра і аналізатора частот [23].

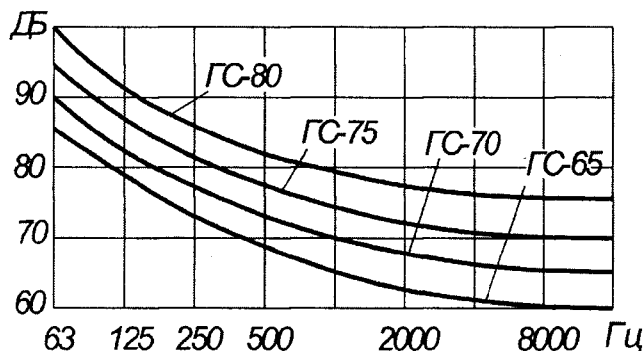


Рис. 12.5. Рівень звукового тиску

Користуючись визначеними вище величинами, розраховують рівень звукового тиску в смугах частот, приведені до опорних радіусів зі стандартними значеннями 1, 3 і 10 м, і потім визначають коректований рівень звукової потужності. Рівні звукового тиску в частотних смугах спектра не повинні перевищувати значень, які ви-

значаються нормативною кривою граничного спектра (ГС) відповідного номера (рис. 12.5).

Сам номер нормативної кривої відповідає граничному рівню звукового тиску для третьооктавної смуги зі стандартною середньгеометричною частотою 1000 Гц; обирають його в залежності від сумарної потужності працюючих приводів:

Потужність, кВт	До 1,25	1,25...4	4...12,5	12,5...40
Номер кривої	ГС-65	ГС-70	ГС-75	ГС-80

Коректований рівень шуму не має перевищувати значень, визначених доданням 7 дБ до номера нормативної кривої, яка відповідає сумарній потужності приводів.

13. ЕКСПЛУАТАЦІЯ, РЕМОНТ І МОДЕРНІЗАЦІЯ ВЕРСТАТІВ

13.1. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ВЕРСТАТІВ

Експлуатація верстатів є системою заходів: транспортування і встановлення верстатів, настроювання і налагодження, контролю геометричної і технологічної точності, доглядання і обслуговування.

Транспортування верстатів необхідно здійснювати за інструкцією по експлуатації.

Верстати нормальної точності, легкі і середні встановлюють на загальне бетонне полотно цеху з ретельним вивіренням положення рівня і регулюванням за допомогою клинів. Надійне кріплення здійснюється фундаментними болтами і заливанням основи верстата бетоном.

Останнім часом, для *встановлення* верстатів, які динамічно діють на оточуюче середовище, застосовують пружні віброізолюючі опори. У цьому випадку, встановлення верстатів відбувається в багато разів швидше, підвищується якість оброблюваних поверхонь, зменшується шум і запиленість повітря в цехах. Такі опори дуже зручні у разі встановлення обладнання на перекриттях верхніх поверхів будівель, переустановлення обладнання у зв'язку із зміною технологічного процесу та ін. Опори класифікуються за типом матеріалу пружного елемента : 1) гумові (прокладки, килими) і гумово-металеві опори; 2) суцільнометалеві опори (опори з гвинтовими, листовими, тарільчастими пружинами або з об'ємною металевою сіткою); 3) фетрові прокладки (застосовуються звичайно у разі стискального навантаження), відрізняються великим демпфіруванням; 4) пробкові прокладки (у зв'язку з високою жорсткістю) застосовуються для звукоізоляції; 5) пластмасові прокладки (шароваті, просочені вініловою пластмасою), допускають регулювання за висотою; 6) пневматичні опори .

Дослідження різних зразків пружних опор показали, що для встановлення різних машин доцільно застосовувати гумовометалеві опори з гумою, яка працює на стиск. Для прикладу розглянемо ефективну гумовометалеву опору фірми "Варрі Контрольз" (США). Лапа 2 (рис. 13.1) станини верстата встановлюється безпосередньо на кришку опори 4, яка привулканізована до гуми 3. Кришка допускає регулювання за висотою деформуванням гумового ободу обертанням регулювального гвинта 1, який спирається в металевий упорний фланець 5 [24].

Залежно від марки гуми і розміру опори вона витримує навантаження від 600 до 27000 Н. Арматура опори захищає гуму від дії оливи, розчинників, сонячного світла і сприяє збільшенню терміну служби опори. Гумовометалеві опори, у яких гума працює на стиск, забезпечують віброізоляцію і у горизонтальному напрямку, притому більш досконалу, ніж у вертикальному. Це пояснюється меншою жорсткістю опори на зсув і, відповідно, значно більш низькими частотами власних коливань верстата на опорах у горизонтальному напрямку, що цілком відповідає вимогам, які ставляться до віброізоляції верстата.

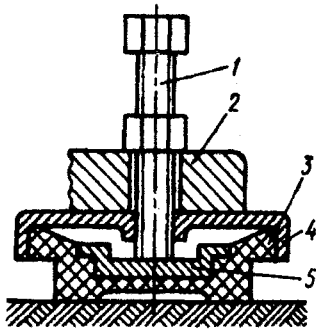


Рис. 13.1. Гумовометалева опора

Віброізолюючі опори послаблюють передачу вібрацій як від верстата до основи, так і у зворотному напрямку. Це відбувається тоді, коли частота власних коливань верстата на пружних опорах у 1,5...2 рази менша частоти збудовуючої сили. Наближення або співпадіння цих частот викликає посилення вібрації з причини явища резонансу. Це визначає вибір жорсткості віброізолюючих опор.

Частота власних коливань верстата у вертикальній площині може бути визначена за формулою:

$$f_{\text{вл}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{S}}, \quad (13.1)$$

де g – прискорення сили тяжіння; S – деформація опор від ваги верстата.

Налагодження і настроювання верстатів відбувається у відповідності з інструкцією по експлуатації.

Геометричну точність верстатів перевіряють у відповідності з ГОСТом 18097-88* (див. також розділ 12).

Застосовуючи різні пружні опори, можна одержати різноманітні власні частоти вертикальних коливань верстата $f_{\text{вл}}$:

для $f_{\text{вл}} \geq 25 \text{ Гц}$ – прокладки з гуми, пробки, фетру, пластмас та ін.;

для $25 \geq f_{\text{вл}} \geq 10 \text{ Гц}$ – гумові і гумовометалеві опори, у яких гума працює на стиск;

для $10 \geq f_{\text{вл}} \geq 5 \text{ Гц}$ – гумовометалеві опори, у яких гума працює на зсув, опори з об'ємної металеві сітки;

для $f_{\text{вл}} \leq 5 \text{ Гц}$ – найбільш доцільні спіральні або листові сталеві пружини.

Технологічну точність контролюють перед початком експлуатації обладнання. Для цього обробляють партію деталей, вимірюють їх і з використанням методів математичної статистики оцінюють розсіювання розмірів, імовірність випадання розмірів за межі заданого допуску та інші показники технологічної точності.

Доглядання і обслуговування полягає у чищенні і змашуванні, огляді і контролю стану механізмів і деталей, догляданні за гідросистемою і системою подачі МОР, регулюванні і усуненні дрібних несправностей (див. розділи 3 і 11).

Доглядання за гідросистемою передбачає контроль температури оливи, яка звичайно не повинна перевищувати $+ 55^{\circ}\text{C}$. Першу заміну оливи у гідросистемі, як правило, здійснюють через 0,5...1 місяць роботи, щоб видалити частинки, які утворилися внаслідок припрацювання механізмів. У подальшому заміну оливи роблять через 4...6 місяців. Необхідно систематично контролювати і підтримувати рівень оливи, спостерігати за станом трубопроводів, щоб не було витікання і не потрапило повітря у гідросистему, регулярно проводити чищення фільтрів.

Особливості експлуатації верстатів обов'язково вказують в інструкціях по експлуатації. Дотримання інструкцій забезпечує тривалу, безперервну роботу обладнання.

13.2. РЕМОНТ ВЕРСТАТІВ

Зношування деталей та вузлів металорізальних верстатів під час експлуатації виявляється зниженням точності обробки, виникненням підвищеного шуму, неполадок і відмов. Підтримувати верстати у працездатному стані і відновити втрачені під час експлуатації технічні показники можна тільки за періодичного огляду і ремонту [25].

Ремонт за потребою (тобто ремонт під час відмов, обумовлених поламаванням будь-яких з деталей механізмів) – застаріла, але вимушена форма обслуговування. Недоліки її: раптовість виходу обладнання з ладу, яка призводить до порушення нормального ходу виробництва і наносить йому великі збитки; надмірне зношування обладнання підвищує вартість ремонту і знижує його якість.

На промислових підприємствах діє система планово-попереджувального ремонту (ППР). Сутність системи ППР обладнання полягає в тому, що за певною кількістю відроблених годин кожного агрегату здійснюють профілактичні огляди і різні види планових ремонтів цього агрегату. Основним завданням системи є

збільшення міжремонтного терміну служби обладнання, зниження затрат і підвищення якості ремонту.

Існує три різновиди планово-попереджувального ремонту.

1. Метод післяоглядових ремонтів – планують не ремонти, а лише періодичні огляди. Якщо під час чергового огляду з'ясувалося, що верстат не пропрацює до наступного огляду, то призначають ремонт до певного терміну. Це дає змогу підготуватись до ремонту, виконати його швидше і якісніше. Недолік методу – відсутність планування.

2. Метод періодичних ремонтів – для кожного верстата складають план з вказанням термінів і обсягу ремонтних робіт. Допускається коректування плану з врахуванням фактичних результатів оглядів, які роблять систему ремонтів гнучкою, забезпечуючи найрентабельніше використання технологічного обладнання за термін його служби.

3. Метод примусових ремонтів – обов'язковий ремонт обладнання в установлені терміни. Ремонт здійснюють заздалегідь розробленою технологією з обов'язковою заміною або відновленням усіх запланованих деталей і вузлів. Метод доцільний тільки на дільницях з однотипним обладнанням і сталим режимом роботи (потокові лінії, енергетичне обладнання).

Періодичні огляди виконують слюсарі-ремонтники згідно плану ремонту. Перевіряють роботу усіх механізмів, здійснюють їх регулювання, виявляють стан і ступінь зношування вузлів. Верстати, які працюють в умовах сильного забруднення, промивають за часткового розбирання. Верстати підвищеної точності перевіряють на точність. Під час огляду виявляють всі дефекти і несправності обладнання, але усувають тільки такі, наявність яких не дає змоги нормально експлуатувати обладнання до найближчого планового ремонту. Решта дефектів підлягають усуненню за найближчого планового ремонту. Огляди роблять, як правило, поза робочим часом.

Періодичний ремонт може бути поточним, середнім і капітальним. *Поточний ремонт* – це найменший за обсягом вид планового ремонту, під час якого здійснюється заміна або відновлення невеликої кількості зношуваних деталей, термін служби яких дорівнює міжремонтному періоду або менший за нього, і регулювання механізмів, які забезпечують нормальну експлуатацію верстата до чергового планового ремонту. Під час поточного ремонту роблять очищення гідросистеми і заміну оливи.

Середній ремонт – це плановий ремонт, який включає операції поточного ремонту і допоміжні заходи по відновленню, передбачених ГОСТами або технічними умовами точності, потужності і продуктивності обладнання на термін до чергового середнього або капітального ремонту. Під час середнього ремонту

заміняють зношені деталі, термін служби яких є рівним або меншим від міжремонтного періоду або періоду між двома середніми ремонтами. Після ремонту обов'язково роблять перевірку верстата на точність.

Капітальний ремонт – це найбільший за обсягом вид планового ремонту, під час якого здійснюють повне розбирання і промивання верстата, та його деталей. Усі деталі за результатами вимірювань і візуального огляду розділяють на три групи.

До першої групи відносять справні деталі, які не потребують ремонту і можуть працювати наступні міжремонтні цикли.

У другу групу входять деталі, які потребують ремонту з причини зношування їх поверхонь, деформації чи інших причин. Для кожної деталі призначається найбільш придатний технологічний процес ремонту (відновлення поверхні напильником, наплавленням, хромуванням чи іншим методом, шліфування поверхонь до ремонтного розміру та ін.).

До третьої групи відносять деталі, які не можна чи недоцільно ремонтувати. Ці деталі замінюються новими. Типовими деталями цієї групи є: підшипники кочення, диски фрикційних муфт та ін. Для правильного розбиття деталей на групи і оцінки їх придатності для подальшої роботи у верстаті потрібно встановити їх гранично-допустимі зношування і термін служби.

Капітальний ремонт, як правило, супроводжується модернізацією обладнання. Після капітального і середнього ремонту обладнання приймається представником відділу технічного контролю.

Крім періодичних планових ремонтів може відбуватися позаплановий ремонт, не передбачений графіком і зумовлений аварією обладнання.

Період між двома капітальними ремонтами (або від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту) називають ремонтним циклом, а період часу між двома черговими плановими ремонтами – ремонтним періодом. Структура ремонтного циклу, тобто послідовність розташування і чергування ремонтів і оглядів, може бути різною, залежно від культури виробництва і стану обладнання. Для металорізальних верстатів легких і середніх (масою до 10 т) рекомендується така структура ремонтного циклу:

К–О–П–О–П–О–С–О–П–О–П–О–С–О–П–О–П–О–К,

де К – капітальний ремонт; С – середній ремонт; П – потоковий ремонт; О – огляд.

Автоматичні лінії потребують частіших профілактичних оглядів, тому їх кількість у структурі ремонтного циклу подвоюється. Для великих і важких верстатів від 10 до 100 т рекомендується до 27 оглядів, які попереджують передчасний вихід обладнання з ладу.

Тривалість ремонтного циклу визначається класом точності верстата, умовами роботи (запиленість повітря, твердість оброблюваного матеріалу, наявність

абразивного матеріалу та ін.), характером виробництва і терміном служби тих основних механізмів і деталей верстата, заміна або ремонт яких можуть бути виконані під час його повного розбирання. Середня тривалість ремонтного циклу для легких і середніх верстатів складає майже 30000 робочих годин. Ремонтний цикл для двозмінної роботи – 90 місяців, період між проміжними ремонтами (ремонтний період) – 10 місяців, між оглядами – 5 місяців.

Трудомісткість і степінь складності ремонту верстатів, які залежать від конструктивних (компоновка, кінематична схема, будова механізмів, маса та ін.) і технологічних (точнісні параметри, ремонтпридатність) особливостей, оцінюються категорією складності ремонту. За еталон прийнятий токарно-гвинторізний верстат 16К20 з висотою центрів 200 мм і міжцентровою відстанню 1000 мм. Йому надана ІІ-а категорія складності.

Номер категорії складності ремонту дорівнює кількості одиниць ремонтної складності, які характеризують обсяг робіт під час капітального ремонту. Одна одиниця ремонтної складності для механічної частини верстата складає 35 год., з яких 23 год. надається на слюсарні роботи, 10 год. – на верстатні і 2 год. – на інші роботи (зварювальні, фарбувальні та ін.). Одиниця ремонтної складності електротехнічного обладнання верстатів складає 15 год. (11 год. – електрослюсарні роботи, 2 год. – верстатні, 2 год. – інші).

Час на капітальний ремонт, за однозмінної роботи ремонтних бригад складає один робочий день на одиницю ремонтної складності; на середній ремонт – 0,6 робочого дня; на потоковий – 0,25.

Перед розбиранням необхідно перевірити верстат на геометричну точність і записати всі відхилення. Розбирання роблять по вузлах.

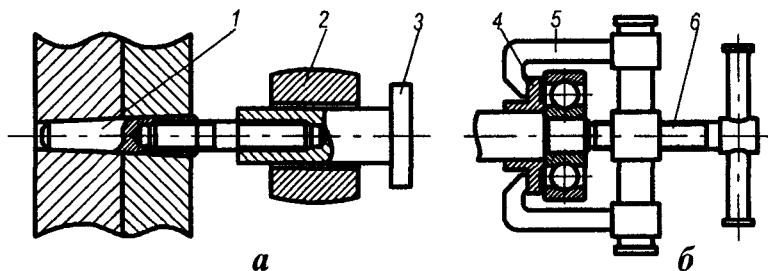


Рис. 13.2. Знімачі для демонтажу: а – штифтів з різью; б – підшипників, кілець, втулок

Видалення конічних штифтів здійснюється нагвинчуванням гайки на різь, а штифти з різевим отвором вибивають за допомогою ударного пристрою

(рис. 13.2,а), який складається із стрижня 3 з упором і вантажа 2, який ковзає по стрижню і ударом в упор вибиває штифт 1.

Тугі з'єднання розбирають під пресом або за допомогою знімача. Застосовують для розбирання і молотки з мідними ударними частинами, або удари наносять через мідний стрижень. Під час демонтажу деколи застосовують нагрів охоплювальної деталі, наприклад гарячою оливою. Для кращого розбирання з'єднані деталі корисно помістити на 8...10 годин у гас. У разі демонтажу підшипників кочення силу прикладають до кільця посадженого з натягом. Частіше застосовують знімачі (рис. 13.2,б) з гвинтом 6 і лапками 5, які натискають на деталь 4, розташовану за підшипником.

13.2.1. Встановлення граничних зношень і термінів служби деталей верстатів

Встановлення гранично допустимих зношень є надто складним завданням, оскільки до деталей будь-якого верстата ставляться різноманітні вимоги. За кожного ремонту машини необхідно вирішувати питання про можливості подальшої роботи зношених деталей.

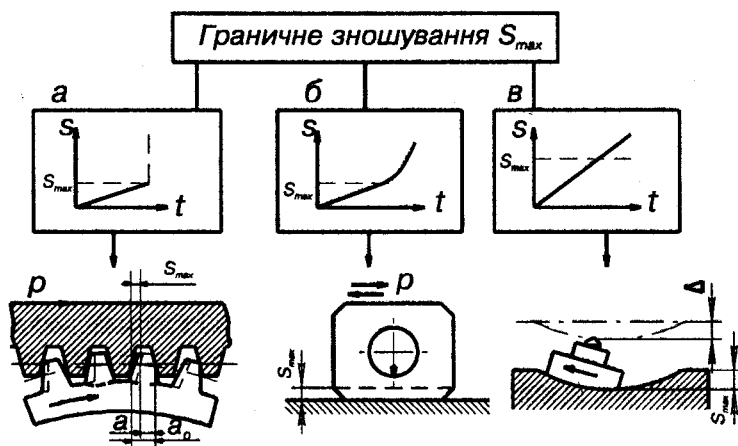


Рис. 13.3. Критерії граничного зношування деталей і вузлів верстата

У разі зниження значень граничних зношувань відбувається неповне використання термінів служби деталей; за їх завищення – зростання аварійних ремонтів, які призводять до збільшення простоїв верстата і витрат на його ремонт.

Критерії граничного зношування можна встановити в залежності від впливу зношування деталі на роботу машини. Можна виділити три групи критеріїв.

1. У результаті зношування верстат не може далі функціонувати (відбувається руйнування деталі, заклинювання механізму або механізм не виконує свого призначення (рис. 13.3,а).

Наприклад, руйнування зубців тихохідної черв'ячної передачі, яка забезпечує рух в одному напрямку з достатніми навантаженнями (наприклад, у приводі розподільних валів автоматів), може відбутися за їх зношування до такої величини $s = a_0 - a$, коли їх міцність стає недостатньою (критерій першої групи).

2. Зношування призводить до попадання верстата і його деталей у зону інтенсивного виходу з ладу (виникають удари, інтенсивне зношування поверхонь і вібрації машини, підвищується температура вузлів). Крива зношування у часі має зону інтенсивного зношування (рис. 13.3,б).

Наприклад, попадання вузла у зону інтенсивного зношування може відбутися у разі зношування цементованого шару підвищеної твердості. Це характерно для каменів кулісних механізмів (критерій другої групи).

3. В результаті зношування характеристики верстата виходять за допустимі або рекомендовані границі (погіршується якість продукції, знижується продуктивність і ККД, збільшується шум) (рис. 13.3, в).

Характерним прикладом критеріїв зношувань третьої групи для верстатів є втрата точності у разі зношування базових поверхонь, наприклад, напрямних.

13.2.2. Способи виявлення дефектів і відновлення деталей

Дефекти, які виникають у процесі експлуатації обладнання, можна розділити на три групи: зношування, сюди ж відносяться подряпини, риски, надири; механічні пошкодження (тріщини, викришування зубців, поламання, згини і зкручування); хімічно-теплові пошкодження (жолоблення, раковини, корозія) [25].

Більшість великих і середніх механічних дефектів виявляються під час зовнішнього огляду. У деяких випадках перевірку роблять за допомогою молотка. Деренчливий звук під час обстукування деталі молотком свідчить про наявність у ньому значних тріщин.

Для виявлення дрібних тріщин можна використовувати різні методи дефектоскопії. Найпростіші капілярні методи. Якщо, наприклад, опустити деталь на 15...30 хв. у гас, то за наявності тріщин рідина проникає у них. Після ретельного протирання, поверхні деталі покривають тонким шаром крейди; крейда поглинає гас з тріщин, в результаті на поверхні з'являються темні смуги, які вказують місце знаходження дефекту. Для точнішого виявлення тріщин застосовують рідини, які світяться під час опромінювання ультрафіолетовими променями (капілярний люмінесцентний метод). Такою рідиною є, наприклад, суміш з 5 частин гасу, 2,5 – трансформаторної оливи і 2,5 – бензину. Деталь занурюють на 10...15 хв. у рідину, потім промивають і просушують, після чого опромінюють ультрафіолетовими променями (ртутно-кварцовою лампою). У місцях тріщин з'являється світло-зелене світіння.

Тріщини виявляють також методом магнітної дефектоскопії. Деталь намагнічують і змочують магнітною суспензією (порошок оксиду феруму, який розмішують в оливі, гасі або водномильному розчині). У місцях тріщин нагромаджується порошок (рис. 13.4,а). Поздовжні тріщини виявляють проходженням магнітних ліній по колу деталі (рис. 13.4,б), а поперечні тріщини – поздовжньому намагнічуванню, коли магнітні лінії проходять вздовж осі деталі (рис. 13.4,в).

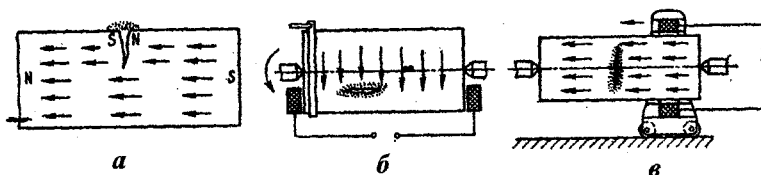


Рис. 13.4. Магнітна дефектоскопія: а – нагромадження магнітного порошку біля тріщини; б – схема ротаційного намагнічування; в – схема поздовжнього намагнічування

Дефекти у середині матеріалу, виявляють рентгеноскопічним методом. Рентгенівські промені, проходячи через деталь, потрапляють на чутливу плівку, на якій порожнечі проявляються як темніші плями, а щільні сторонні включення – як світліші плями.

Отримує розповсюдження ультразвуковий метод виявлення тріщин і інших прихованих дефектів. До деталі прикладають ультразвуковий зонд, основною частиною якого є кристалічний генератор механічних коливань високої частоти (0,5...10 МГц). Ці коливання, проходячи через матеріал деталі, відбиваються від внутрішніх тріщин, поверхонь розриву, раковин та ін. і потрапляють назад у зонд. Прилад реєструє час запізнення відбитих хвиль відносно випромінюваних. Чим бі-

льший цей час, тим більша глибина, на якій розташований дефект. Для кращого передавання коливань від зонду до деталі її занурюють у рідину (воду, оливу та ін.).

Багаторазове використання зношених деталей верстатів може бути здійснене такими методами, як відновлення початкових розмірів, переведення їх в черговий ремонтний розмір і з допомогою деталей-компенсаторів.

Відновлення деталей і механізмів верстатів здійснюють такими методами. *Обробка різанням* – метод ремонтних розмірів – застосовують для відновлення точності напрямних верстатів, зношених отворів або шийок різних деталей, різі ходових гвинтів та ін. З двох спряжених деталей ремонтують коштовнішу, трудомістку і металоємку деталь, а замінюють дешевшу. Зношені місця деталей переводять за відповідної обробки (токарної, стругальної, шліфувальної та ін.) в наступний ремонтний розмір.

Ремонтним називають розмір, до якого обробляють зношену поверхню під час відновлення деталі. Розрізняють вільні і регламентовані розміри. Вільні ремонтні розміри – це такі розміри, величина яких не встановлюється заздалегідь, а одержується безпосередньо у процесі обробки, коли будуть усунені сліди зношування і відновлена форма деталі. До одержаного розміру припасовують відповідний розмір спряженої деталі методом індивідуальної пригонки. Тоді неможливо заздалегідь виготовити запасні частини в остаточному обробленому вигляді, що є недоліком системи вільних ремонтних розмірів. Регламентований ремонтний розмір – це заздалегідь встановлений розмір, до якого здійснюють обробку зношеної поверхні під час її відновлення. Отже запасні частини можна виготовляти заздалегідь, з'являються умови для застосування методу взаємозамінності під час ремонту і пришвидшується ремонт. Основними даними під час розрахунку регламентованих ремонтних розмірів є зношування за міжремонтний період і припуск на обробку. Кінцевий ремонтний розмір встановлюється з умови міцності, довговічності і конструктивних особливостей спряжених деталей.

Зварюванням відновлюють деталі зі зламами, тріщинами, сколюваннями. Наплавлення є різновидом зварювання і полягає у тому, що на зношену ділянку деталі наплавляють присадковий матеріал. Застосування для наплавлення зносостійкіших матеріалів, ніж основний матеріал деталей, а також твердих сплавів, дає змогу різко підвищити термін їх служби. Але у разі відновлення деталей зварюванням і наплавленням необхідно враховувати можливості виникнення деформації (жолоблення) внаслідок внутрішніх напружень у деталях з причини нерівномірного нагрівання.

Для ремонту сталевих деталей частіше застосовують електродугове зварювання плавкими або неплавкими електродами. Зварюваність сталі залежить від її хімічного складу, тобто вмісту вуглецю і легуючих елементів (хрому, марганцю,

нікелю та ін). Добре зварювані сталі можна наплавляти або зварювати у звичайних виробничих умовах без попереднього нагрівання і без подальшої термічної обробки. Сталі з обмеженою і тим більше незадовільною зварюваністю можуть давати тріщини у зоні зварювання, тому бажано деталі з них перед зварюванням відпалювати підігріванням до температури 500...600°C, а після зварювання гартувати і відпускати.

У разі відновлення деталей з чавуну, а також з вуглецевих сталей товщиною менше 3 мм, часто використовують газове зварювання. Зварювання чавуну здійснюють киснево-ацетиленовим полум'ям з деяким надлишком ацетилену (кіптяве полум'я стає відновлювальним). Для цього використовують чавунний присадковий матеріал у вигляді прутків з підвищеним вмістом вуглецю і кремнію, оскільки ці елементи у процесі зварювання частково вигоряють. Для захисту розплавленого матеріалу від окислення застосовують флюси або захищають зону зварювання інертними газами (Ar, He).

Деталі з сірого чавуну можна зварювати з попереднім загальним нагрівом, з місцевим нагрівом або без нагріву. Зварювання з попереднім підігрівом до 500...700°C умовно називають гарячим, з нагрівом до 250...450°C – напівгарячим, а без підігріву – холодним. Кращі результати дає гаряче зварювання.

Широке розповсюдження одержав спосіб відновлення деталей з чавуну методом зварювання-паяння латунним дротом, який не потребує нагрівання зварюваних кромок до розплавлення, а лише до температури плавлення припою (латуні).

Ковкий чавун погано піддається зварюванню звичайним методом, тому деталі з нього відновлюють із застосуванням латунних електродів або електродів з монель-металу, тобто сплаву нікелю з міддю, залізом і марганцем. Монель-метал характеризується високою корозійною стійкістю і механічною міцністю.

Для високоякісного зварювання необхідна відповідна підготовка зварюваних поверхонь, а також важливим є режим охолодження. Великі деталі охолоджують разом з піччю, дрібні занурюють у сухий гарячий пісок або попіл, оскільки за швидкого охолодження утворюється твердий і крихкий видбілений чавун. Нерівномірне охолодження призводить до виникнення внутрішніх напружень і появи тріщин.

Металізація полягає у розплавленні металу і розпиленні його струменем стиснутого повітря або газу на дрібні частки, які проникають у нерівності поверхні, зчіплюючись з ними. Металізації можуть бути піддані деталі з різних матеріалів, які працюють в умовах статичного навантаження. Відсутність нагріву деталі попереджує появу будь-яких внутрішніх напружень і деформацій. Металізацією може бути нарощений шар завтовшки від 0,03 до 10 мм і більше.

Металізаційні установки можуть бути газові (метал плавиться у полум'ї газового пальника) і електродугові. У електродугового металізатора в корпусі встанов-

лені котушки з дротом 3 (рис. 13.5), який подається повільно обертовими роликками 5. Електричний струм підводиться до дротів 3 по струмопідводах 6. У зоні наближення обидвох дротів 3 виникає електрична дуга, розплавлений метал розбризкується на деталь 1 струменем стиснутого повітря, яке поступає по трубіці 4.

Зараз існує багато відносно нових методів відновлення деталей машин наплавленням і напиленням, наприклад, наплавлення стрічковим і спареним електродом електродугове, детонаційне, магнетронне та інші методи нанесення покриття.

Поверхню під металізацію попередньо знежирюють; вона повинна бути шорсткою, що досягається піскоструминною обробкою, насіканням зубилом, нарізанням "рваної" різі та ін. Нанесений шар 2 є пористим, міцність зчеплення його достатня для обробки різанням, але недостатня для протистояння динамічним

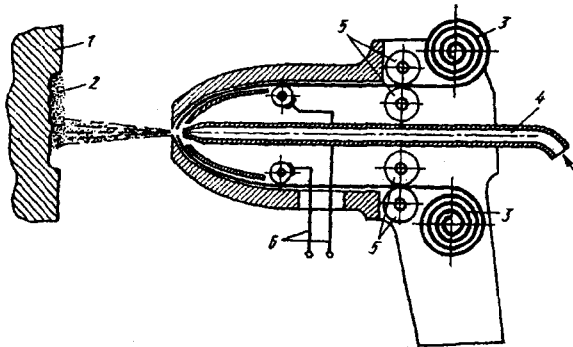


Рис. 13.5. Схема електродугового металізатора

навантаженням. Пористість нанесеного шару підвищує зносостійкість металізаційної поверхні за рахунок кращого утримання мастильного матеріалу і зменшення коефіцієнта тертя.

Хромування є процесом відновлення зношених поверхонь деталей нанесенням хрому електролітичним шляхом. Хромовані поверхні деталей характеризуються підвищеною твердістю і зносостійкістю, але не стійкі до динамічних навантажень. Хромування є менш універсальним процесом у порівнянні з металізацією з причин малої товщини (до 0,1 мм), нерівномірного покриття хромом деталей зі складною конфігурацією і необхідності попереднього нанесення підложки, наприклад, з нікелю для кращого зчеплення хрому з поверхнею деталі. В той же час воно має безумовну перевагу перед іншими методами відновлення розмірів деталей.

Нарощуваний шар хрому після часткового зношування може бути легко знятий гальванічною обробкою (дехромуванням), і отже деталі можуть бути багаторазово відновлені без зміни розмірів. Застосування розмірного хромування дає змогу спростити процес обробки усуненням остаточного шліфування. І, нарешті, процес відбувається за кімнатних температур, тому не порушується структура основного металу.

Нарощуваний шар хрому після часткового зношування може бути легко знятий гальванічною обробкою (дехромуванням), і отже деталі можуть бути багаторазово відновлені без зміни розмірів. Застосування розмірного хромування дає змогу спростити процес обробки усуненням остаточного шліфування. І, нарешті, процес відбувається за кімнатних температур, тому не порушується структура основного металу.

Інші методи ремонту. Зламаний вал (рис. 13.6,а) можна відновити запресуванням нової частини на стару встановленням штифта (рис. 13.6,б) або методом зварювання з подальшим обточуванням зварного шва (рис. 13.6,в).

Зношену різь у корпусній деталі (рис. 13.6,г) розсвердлюють і розвертають, в одержаний отвір запресовують різеву втулку, яку за потребою фіксують стопорним гвинтом (рис. 13.6,д). Аналогічно роблять у разі ремонту гладких отворів.

Точну посадку по бічних поверхнях зношеного шліцьового вала (рис. 13.6,е) можна відновити, якщо після відпалу вала розширити шпонки ударами зубила з подальшим гартуванням, відпусканням і шліфуванням бічних поверхонь.

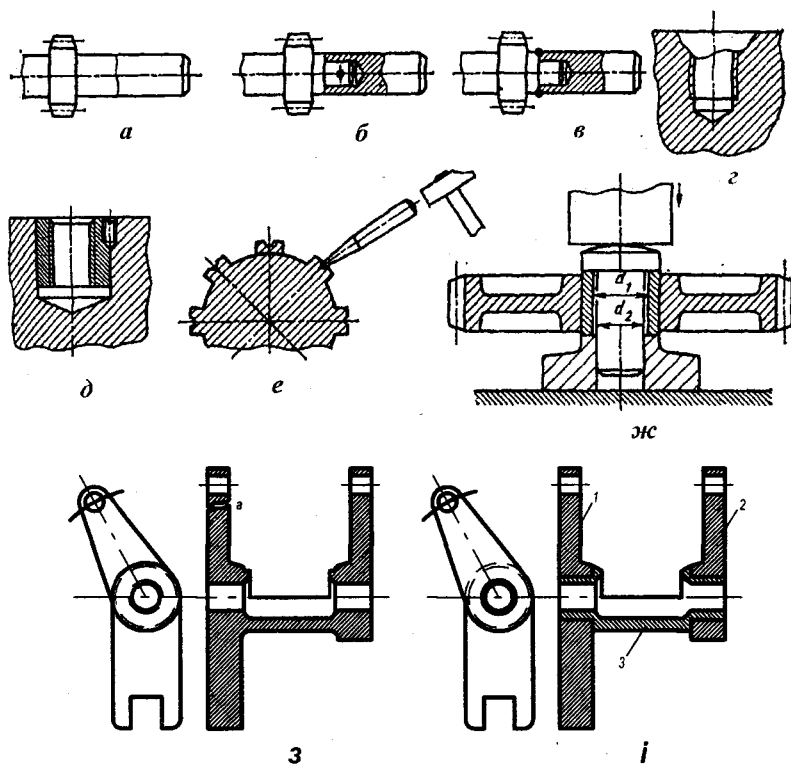


Рис. 13.6. Методи відновлення деталей

Внутрішній діаметр бронзової втулки (рис. 13.6,ж) можна зменшити з розміру d_1 до d_2 осадкою, тобто зменшенням її висоти за сталого зовнішнього діаметра. Осадку здійснюють під пресом.

Ремонт підшипників ковзання і втулок. Підшипники ковзання бувають суцільні і роз'ємні, з вкладками і без вкладок. Потреба у ремонті підшипників виникає у таких випадках: а) зношені поверхні, які труться так, що спотворені їх форма і розміри; б) на поверхнях тертя з'явилися задири, викликані незадовільним змащуванням або попаданням пилю, абразиву і металевої стружки; в) у підшипниках виникли тріщини.

Підшипники можна відремонтувати такими способами: 1) підшипники підігрівають і наплавляють газовим або електричним зварюванням так, щоб вони не пожолобилися і у них не утворилися тріщини; 2) застосовують металізацію для відновлення суцільних і роз'ємних підшипників і втулок.

Втулки перед металізацією необхідно добре центрувати в патроні, а "рвану" різь слід нарізати за один прохід без попереднього розточування зношеної поверхні.

Металізація роз'ємних вкладок може бути виконана у такій послідовності: а) вкладки запаюють або закріплюють хомутом і нарізують на їх поверхні "рвану різь"; б) попередньо підігрівають вкладки, щоб покращити зчеплення між вкладками і шаром, який наноситься металізацією; в) металізаційний шар наносять або вручну на кожну половину вкладки, або на верстаті, якщо вкладки складені; г) металізовані підшипники і втулки піддають відповідній механічній обробці.

Ремонт втулок металізацією можна виконувати в такій послідовності: а) зношену втулку розрізають вздовж осі на дві симетричні половини; б) площини розрізу фрезерують, опилують і зварюють; в) втулку розточують до потрібного розміру, а на зовнішній її поверхні нарізають "рвану" різь; г) на зовнішню поверхню втулки наносять металізаційний шар, користуючись низьковуглецевим дротом; д) зовнішню поверхню втулки обточують до потрібного розміру.

Запресування ремонтних втулок у розточений отвір підшипника, а потім остаточна обробка разом з підшипником ремонтної втулки – є одним з розповсюджених методів ремонту суцільних підшипників. У разі розточування отворів слід врахувати таке: 1) під час запресування втулок у стінках суцільних підшипників виникають значні напруження, тому товщина, яка лишилась повинна бути достатньою для їх сприйняття; 2) товщина стінок втулок повинна бути також достатньою для сприйняття значних навантажень під час запресування їх у деталь; 3) внутрішній розмір втулки, яка запресовується повинен мати припуск на розвертання після складання.

Ремонт зламані вилитої деталі неможливий або ненадійний, а виготовлення такої ж деталі литвом економічно недоцільне.

За невеликої зміни конструкції деталі існує можливість одержати заготовку зварюванням, яка зменшує час на виготовлення деталі.

У разі поламання вилки у місці *a* (рис. 13.6,з), вона виготовляється з деталей 1, 2 і 3 (рис. 13.6,і). Боковини 1 і 2 спочатку напресовують на оброблені шийки

втулки 3, а потім зварюють і обробляють. Виготовлення зварюванням вилки економічно виправдано, крім того вона надійніша в експлуатації ніж вилита.

Застосування того чи іншого методу ремонту обумовлено технічними вимогами на деталь, економічною доцільністю, залежить від конкретних умов на виробництві і від наявності необхідного обладнання.

Заключним етапом ремонту металорізального обладнання є його складання, регулювання і випробування. Наприклад, складання токарного верстата доцільно починати з встановлення супорта на відновлені напрямні станини. Потім монтують передню бабку, коробку подач, фартух, ходовий гвинт і вал. Передню бабку встановлюють так, щоб вісь шпинделя була паралельна напрямним станини. Контролюють паралельність відповідно ГОСТу 18097-88* (див. розділ 12)[47].

Потім встановлюють головний електродвигун і регулюють пасову передачу, монтують двигун швидких переміщень супорта, заливають в резервуари оливу, встановлюють кожухи та ін. Після цього можна вмикати верстат і здійснювати попереднє випробування. Мета випробування – виявити можливі дефекти складання і дати припасуватися спряженим поверхням тертя.

Випробування на початку роблять на неробочому ході і на найменших частотах обертання, контролюючи поступлення оливи до поверхонь тертя. Перевіряють роботу всіх блокувальних пристроїв. Потім вмикають всі інші частоти обертання. На найбільшій частоті верстат має працювати не менше однієї години без перерви. Аналогічно перевіряють роботу механізму подач. Під час випробування контролюють надлишкову температуру нагріву підшипників, яка у верстатах не має бути вища оточуючого середовища більш ніж на 40...50°C. Усі механізми мають працювати плавно, без поштовхів і вібрацій.

Під навантаженням верстат випробовують обробкою деталей-зразків на різних швидкостях відповідно до технічних даних паспорта верстата. Випробовують верстат з навантаженням до номінальної потужності приводу, збільшуючи глибину різання і подачу.

Потім перевіряють точність верстата і шорсткість обробки деталі точінням зразка на певних режимах різання. На оброблених поверхнях не повинно бути слідів дроблення, а точність має відповідати технічним вимогам, які вказані у паспорті верстата.

Приймання верстата після капітального ремонту роблять за нормами точності, які встановлені для приймання нових верстатів. Крім перевірки на точність верстат випробовується на жорсткість (див. розділ 12) [47]. У разі невідповідності верстата нормам жорсткості здійснюють регулювання підшипників, підтягуванням болтів, клинів, планок та ін.

13.3. МОДЕРНІЗАЦІЯ ВЕРСТАТІВ

Під час капітального ремонту бажано здійснювати модернізацію верстатів з урахуванням умов експлуатації і останніх досягнень науки і техніки. Під модернізацією верстатів розуміють внесення у конструкцію часткових змін і вдосконалень з метою підвищення їх технічного рівня до рівня сучасних моделей аналогічного призначення (загальнотехнічна модернізація) або для вирішення конкретних технологічних завдань виробництва пристосуванням обладнання до якіснішого виконання певного виду робіт (технологічна модернізація). В результаті модернізації підвищується продуктивність обладнання, зменшуються експлуатаційні витрати, знижується брак, а у ряді випадків збільшується тривалість міжремонтного періоду. Уявлення про основні напрямки модернізації металорізальних верстатів дає схема, яка наведена на рис. 13.7. [25].

1. Модернізація з метою скорочення машинного часу здійснюється поліпшенням технічних характеристик верстата. Підвищення швидкохідності і потужності верстата може бути досягнуто заміною електродвигуна, зміною розмірів шківів приводу або зубчастих коліс, а також встановленням підвищувального редуктора між електродвигуном і коробкою швидкостей.

Найчастіше швидкохідність і потужність підвищують за незмінних оберткових моментах. У тому випадку збільшення частоти обертання шпинделя супроводжується пропорційним збільшенням потужності, оскільки потужність зв'язана з обертковим моментом T і частотою обертання n співвідношенням:

$$P = \frac{T \cdot n}{9740} . \quad (13.2)$$

Для цього спочатку визначають найбільше, допустиме конструкцією верстата й ланками кінематичного ланцюга, підвищення швидкості. Потім підраховують допустиме підвищення потужності електродвигуна:

$$P_{\text{мод}} \geq P_{\text{вер}} \cdot \frac{n_{\text{мод}}}{n_{\text{вер}}} \cdot k , \quad (13.3)$$

де $P_{\text{вер}}$, $P_{\text{мод}}$ – потужність електродвигуна відповідно до і після модернізації, кВт;
 $n_{\text{вер}}$, $n_{\text{мод}}$ – частота обертання шпинделя верстата на одній і тій же ступені відповідно до і після модернізації, хв^{-1} ; k – коефіцієнт, який не перевищує 1,15 (тобто, якщо збільшення потужності перевищить збільшення швидкості не більше ніж на 15 %, то перевірною розрахунку ланок кінематичного ланцюга можна не робити).

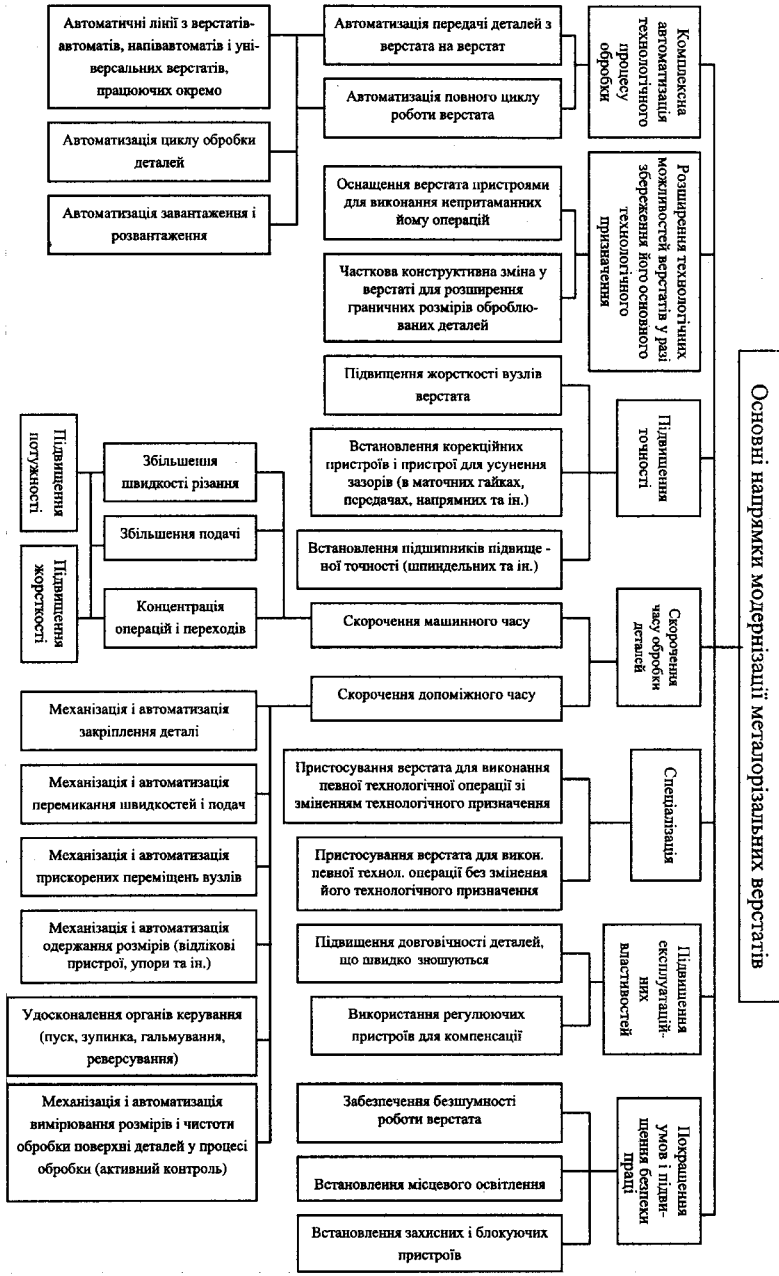


Рис. 13.7. Основні напрямки модернізації верстатів

Якщо модернізація здійснена зі значним збільшенням потужності проти швидкості, то деталі кінематичного ланцюга слід піддати повторному розрахунку і в потрібних випадках підсилувати.

Збільшення швидкості за незмінної потужності здійснюється у разі переходу верстата на обробку кольорових металів і сплавів, для виконання викінчувальних робіт. Для цього достатньо перевірити, чи допускають опори шпинделя верстата і система змащування збільшення частоти обертання. Підвищення точності верстата досягається переважно введенням більш точних елементів (наприклад, підшипників, напрямних), підвищенням вимог до виведення координат верстата і жорсткості його вузлів.

2. Розширення або зміна технологічних можливостей верстата. Наприклад, збільшення розміру оброблюваного виробу, збільшення кількості одночасно працюючого інструменту, застосування пристроїв для допоміжних операцій на верстаті.

Наприклад, для можливості оброблення на фрезерному верстаті деталей більшої ширини, збільшують площу стола за допомогою спеціальних приставок або змінюють конструкцію стола, вводячи доповнюючі напрямні.

Деколи в умовах виробництва необхідно змінити технологічне призначення верстата. Наприклад, дуже часто використовують поздовжньо-стругальні верстати як плоскошліфувальні (наприклад, для обробки напрямних верстатів), встановлюючи замість супорта шліфувальну головку з приводом від індивідуального електродвигуна. Можна модернізувати токарний верстат для протягування отворів, а довбальний верстат для зовнішнього протягування або прошивання отворів. Зміна технологічного призначення верстата переважно зв'язана з відсутністю на виробництві більш продуктивних або спеціальних верстатів або за бажанням використовувати верстати, які вивільнилися на виробництві у разі впровадження нової технології.

3. Автоматизація устаткування і зменшення часу неробочого ходу. Широка автоматизація технологічних процесів встановлює свої вимоги, до конструкції верстатів особливо автоматизації неробочих ходів, пристосованості верстатів до встроювання в автоматичну лінію, можливості багатостатного обслуговування та ін. Типовою модернізацією для цих цілей є створення завантажувальних пристроїв, зміна органів керування верстатом і введення автоматичних методів перемикання і вимикання швидкостей, введення механізмів швидких переміщень супортів і столів та ін. В ряді випадків зменшення часу неробочих ходів не обов'язково зв'язане з автоматизацією верстата. Наприклад, введення швидкодіючих пневматичних затискних пристроїв з ручним керуванням, підйомників для встановлення важких деталей на верстат значно зменшує час допоміжних рухів і полегшує працю робітника.

Варіанти механізації і автоматизації керування і зменшення часу неробочих рухів для верстатів різних груп:

– У верстата токарної групи модернізація полягає у введенні пневматичного приводу затискання цанги, і швидкодіючого різцетримача; копіювального пристрою; пристрою швидкого відведення пінолі задньої бабки. У разі використання верстата на протязі довгого часу для обробки конічних поверхонь механізують подачу різцевих полозок супорта з'єднанням ходового валу з гвинтом подачі кінематичним ланцюгом, який складається з зубчастих коліс, проміжного кронштейна і телескопічного вала з універсальними суглобами (Гука);

– У поздовжньо-фрезерних верстатів вводять механізм прискореного переміщення стола; механізують і автоматизують подачу заготовок до верстата, їх установа, закріплення і вимірювання в процесі обробки; використовують багатопозиційні пристрої для безперервного фрезерування; механізують процес видалення стружки зі стола та ін.

4. Підвищення довговічності верстатів.

Модернізація для підвищення довговічності верстатів торкається перш за все системи змащування, введення захисних пристроїв для відповідальних механізмів від попадання абразивного пилю, дрібної стружки, бруду, застосування матеріалів, які мають більшу зносостійкість і модернізація механізмів і вузлів верстата з використанням основних методів підвищення довговічності вузлів за рахунок вдосконалення їх конструкції.

13.3.1. Способи підсилення слабких ланок

В процесі модернізації верстата виникає необхідність підсилення його слабких ланок. Це може бути виконане заміною матеріалу, термічною обробкою, зміною розмірів, а деколи і форми деталей.

Плоскопасові передачі підсилюють збільшенням ширини шківів і паса, кута охоплення за допомогою натяжних роликів, коефіцієнта тертя закріпленням на шківів шкіряних манжет або заміною плоскопасової передачі клинопасовою або зубчатопасовою.

Ланцюгові передачі можуть бути підсилені збільшенням кількості рядів пластин в ланцюзі або його кроку, що пов'язане з заміною обох зірочок.

Фрикційні муфти підсилюють заміною матеріалів робочих поверхонь матеріалами з більшим коефіцієнтом тертя, які допускають більш високі значення

тиску. Такими матеріалами є фібра, текстоліт, ретинакс та ін. в сполученні зі сталлю. В багатодискових муфтах деколи можна збільшити кількість фрикційних дисків.

Зубчасті колеса підсилюють заміною коліс з вуглецевих сталей колесами з хромистих або хромонікелевих сталей з відповідною термічною обробкою. Зубчасті колеса, які працюють з великими швидкостями і малими навантаженнями, можна підсилити термічною обробкою. Можна замінити прямозубчасті колеса косозубчастими, тих же розмірів або збільшити довжину зубців.

Підшипники ковзання підсилюють заміною матеріалу на більш якісний, електроіскровою обробкою шийок валу або шпинделя і поліпшенням змащування, а також заміною підшипників ковзання підшипниками кочення. Підсилення підшипників кочення здійснюється заміною їх іншими більш потужними або встановленням поряд такого ж другого підшипника.

Гвинтові пари підсилюють заміною матеріалу гвинта і гайки, а також збільшенням діаметра і довжини гайки.

Разом з тим модернізацію металорізальних верстатів доцільно здійснювати за умови її економічної ефективності. Передчасна модернізація також, як і запізнїла, наносить збитки виробництву.

14. НАДІЙНІСТЬ ВЕРСТАТІВ

14.1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ НАДІЙНОСТІ

Вивчаючи надійність, здійснюють дослідження і випробовування системи споруд, машини, підсистеми, апаратури, функційні одиниці, пристрою, елемента, чи будь-яку їх частину називають *об'єктами*. Кожний об'єкт призначений для виконання певних функцій, установлених технічною документацією, стандартами, технічними умовами.

Кожний об'єкт характеризується експлуатаційними показниками, які для верстатів і автоматичних ліній називають *вихідними параметрами*. Вони є показниками точності, жорсткості, вібростійкості, економічності та ін. Допустимі значення вихідних параметрів установлюються технічною документацією.

Об'єкт може знаходитись в таких станах: справному і несправному, працездатному і непрацездатному. *Справність* – стан об'єкта, за яким він відповідає усім вимогам, які ставляться технічною документацією. *Несправність* – стан об'єкта, за яким він не відповідає хоч би одній із встановлених вимог. *Працездатність* – стан об'єкта, за яким він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів в межах, які встановлені технічною документацією. *Непрацездатність* – стан об'єкта, за яким він нездатний виконувати хоч би одну із потрібних функцій.

Подія, яка полягає у втраті об'єктом здатності виконувати потрібну функцію, тобто у порушенні працездатного стану об'єкта, називається *відмовою* [16, 31].

Час роботи об'єкта може бути оцінений двома способами. Перший – календарною тривалістю експлуатації об'єкта від початку чи його поновлення після ремонту до переходу в граничний стан, який називається *терміном служби*. Другий – тривалістю чи обсягом роботи об'єкта, який називається *наробком* або *напрацюванням*, і вимірюється як неперервною величиною (тривалість роботи в годинах, місяцях тощо), так і цілочисельною величиною (кількістю робочих циклів, запусків тощо).

Надійність – це властивість об'єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування. Надійність є комплексною властивістю, яка залежить від призначення об'єкта і умов його застосування, може містити в собі такі

властивості: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність та збережуваність, чи певні поєднання цих властивостей.

Безвідмовність – це властивість об'єкта виконувати потрібні функції в певних умовах протягом заданого інтервалу часу чи напрацювання.

Довговічність – це властивість об'єкта виконувати потрібні функції до переходу у граничний стан за встановленої системи технічного обслуговування та ремонту.

Ремонтпридатність – це властивість об'єкта бути пристосованим до підтримання та відновлення стану, в якому він здатний виконувати потрібні функції за допомогою технічного обслуговування та ремонту.

Збережуваність – це властивість об'єкта зберігати в заданих межах значення параметрів, які характеризують здатність об'єкта виконувати потрібні функції, під час і після зберігання та (чи) транспортування.

Для різних виробів на першому місці стоїть або вимога безвідмовності, або вимога довговічності, або безвідмовності і ремонтпридатності одночасно, або інші сполучення вимог.

Безвідмовність дуже важлива для літаків, ракет, важких металорізальних верстатів на протязі одної операції у разі оброблення на них коштовних і точних деталей.

Для більшості металорізальних верстатів на першому місці стоїть вимога довговічності, а не безвідмовності, оскільки забезпечення високої довговічності верстата рівноцінна вимозі звести до мінімуму витрати на його обслуговування і ремонт, на заміну зношених частин. Верстати повинні мати високий рівень ремонтпридатності.

Всі об'єкти можна розділити на відновлювані та невідновлювані. Працездатність відновлюваних об'єктів у випадку виникнення відмови підлягає відновлюванню у розглядуваній ситуації, а невідновлюваних – не підлягає.

14.2. ФОРМУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ

Показник надійності має кількісну характеристику однієї чи декількох із тих властивостей, які в сукупності складають надійність об'єкта. Вихідний параметр x об'єкта змінюється поволі або раптово (стрибком). Поступова зміна відбувається внаслідок зношування, жолоблення деталей, зміщення рівня налаштування; раптові – внаслідок перевантаження, заклинювання або стікання інших несприятливих обставин.

Якщо встановлений граничний рівень x_{\max} вихідного параметру x , то настає мить, коли реалізація зміни x в часі t перетинає пряму $x = x_{\max}$ (рис. 14.1), це мить відмови об'єкта.

Напрацювання τ від початку експлуатації об'єкта до його відмови називається напрацюванням до відмови або часом безвідмовної роботи. В результаті того, що як за поступового, так і за раптового змінення вихідного параметру напрацювання до відмови є як неперервна випадкова величина; показники безвідмовності виробу мають ймовірнісну природу. Така ж природа показників ремонтпридатності, довговічності і збережуваності. Розсіювання напрацювань до відмови деталей машин є наслідком неоднорідності фізико-механічних властивостей і мікроструктури їх матеріалів, різниці у властивостях їх поверхневого шару, коливання значень конструктивних параметрів вузлів (наприклад, зазорів між деталями), а також різних умов експлуатації.

Випробування на надійність або експлуатаційні спостереження виконуються з використанням випадкових вибірок об'ємом n . Відібрані n об'єкти піддаються випробуванням на надійність або спостереженням в умовах експлуатації. Результатом випробувань або спостережень є вибірка, яка складається з n чисел: x_1, x_2, \dots, x_n .

Статистичною характеристикою напрацювань до відмови може бути гістограма, яка для невідновлюваних об'єктів будується так. Область значень напрацювань розбивають на декілька рівних інтервалів (звичайно 8...15). Для кожного i -го інтервала визначають кількість виробів m_i , які відмовили і частоту m_i/n . Якщо значення напрацювання лежить на межі двох інтервалів, то даний об'єкт враховують в обох інтервалах, додавши до кількості суміжних інтервалів по 0,5. Для побудови гістограми 1 (рис. 14.1) на осі абсцис відкладають інтервали і на кожному з них будують прямокутник. Висота прямокутника пропорційна відповідній частоті m_i/n . Теоретична плавна крива 2, яка наближається до гістограми 1, є крива густини розподілу напрацювань до відмови $q(t)$.

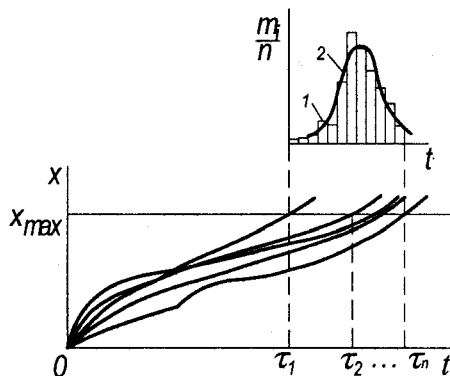


Рис. 14.1. Схема, яка пояснює формування показників надійності об'єкта

14.3. РОЗПОДІЛ НАПРАЦЮВАНЬ НА ВІДМОВУ

Розподіл може бути зображений в інтегральній формі (у виді функції $R(t_1, t_2)$ або $Q(t)$) і в диференційованій формі (у виді густини ймовірності напрацювань до відмови $q(t)=Q'(t)$). Параметри розподілу визначають спостереженням за виробами в умовах експлуатації або випробувань.

Експоненційний розподіл описує відмови об'єктів, які втрачають працездатність раптово внаслідок несприятливого сполучення діючих факторів, наприклад, поламавання у разі перевантаження. Цьому розподілу підпорядковують напрацювання до відмови електронних елементів системи керування верстатами, тонких стрижневих інструментів, які виходять з ладу внаслідок поламавання.

Розподіл характеризується постійною інтенсивністю відмов $\lambda(t)=\lambda$. Ймовірність безвідмовної роботи

$$R(t_1, t_2) = e^{-\lambda t}, \quad (14.1)$$

де e – основа натуральних логарифмів.

Тоді ймовірність відмови до миті t

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t}; \quad (14.2)$$

густина розподілу напрацювань до відмови

$$q(t) = Q'(t) = \lambda \cdot e^{-\lambda t}; \quad (14.3)$$

середнє напрацювання на відмову

$$T_n = \int_0^{\infty} e^{-\lambda t} dt = \frac{1}{\lambda}. \quad (14.4)$$

З (14.4) випливає $\lambda = 1/T_n$, тобто для експоненційного розподілу інтенсивність відмов є величина, зворотна середньому напрацюванню до відмови.

Графіки залежності $q(t)$, $\lambda(t)$, $R(t_1, t_2)$, $Q(t)$ для експоненційного розподілу зображені на рис. 14.2, а.

Нормальний розподіл має місце, коли зміна випадкової величини є результатом дії великої кількості відносно рівноправних факторів. Ця умова виконується для процесів зношування, тому величини, які характеризують результати цих процесів, підпорядковуються нормальному розподілу або близьким до нього розподілам.

У випадку нормального розподілу густини розподілу напрацювань до відмови описують такою залежністю:

$$q(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(t-T_H)^2}{2\sigma^2}}, \quad (14.5)$$

де σ – середнє квадратичне відхилення напрацювань до відмови; T_H – середнє напрацювання до відмови.

Ймовірність безвідмовної роботи до миті t

$$R(t_1, t_2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{\frac{t_1-T_H}{\sigma}}^{\frac{t_2-T_H}{\sigma}} e^{-\frac{x^2}{2}} dx, \quad (14.6)$$

або

$$R(t_1, t_2) = 0,5 - \Phi\left(\frac{t - T_H}{\sigma}\right), \quad (14.7)$$

де Φ – функція Лапласа (див. додаток 2).

Графіки залежності $q(t)$, $\lambda(t)$, $R(t_1, t_2)$, $Q(t)$ для нормального розподілу зображені на рис. 14.2, б.

Приклад. Внаслідок статистичного дослідження роботи вузла одержали нормальний розподіл його напрацювань до відмови. Параметри $T_H=1852$ год; $\sigma=731$ год. Визначити ймовірність безвідмовної роботи вузла на протязі $t=2500$ год.

Користуючись формулою (14.7), одержимо шукану ймовірність

$$R(2500) = 0,5 - \Phi\left(\frac{2500 - 1852}{731}\right) = 0,5 - \Phi(0,887) \approx 0,19.$$

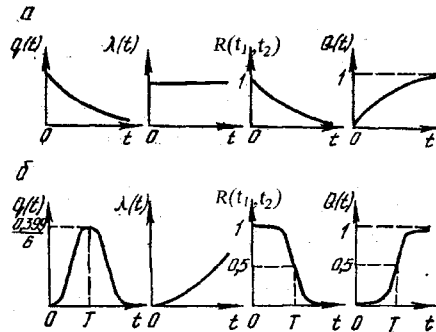


Рис. 14.2 Розподіл напрацювань до відмови

14.4. ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ВІДНОВЛЮВАНИХ ОБ'ЄКТІВ

Модель функціонування відновлюваних об'єктів. Відновлюваний об'єкт після вмикання працює до відмови на протязі напрацювання τ_1' (рис. 14.3), а потім простоює на протязі часу відновлення τ_1'' , яке витрачається на пошук місця відмови, усунення її, або заміну елемента, який відмовив. Цей процес багаторазово повторюється. На протязі часу $t'_{\text{обс}}$ виконується планове технічне обслуговування (регулювання, чищення, змащення, поповнення оливою системи змащування та ін.).

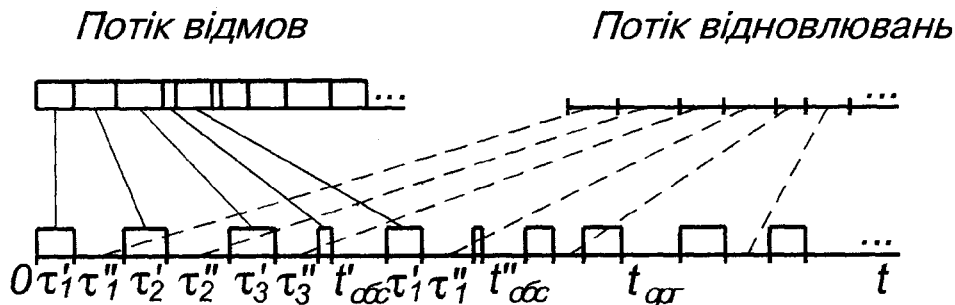


Рис. 14.3. Функціонування відновлюваного об'єкта

Час $t'_{\text{обс}}$ зайнято позаплановим технічним обслуговуванням. Час $t_{\text{орг}}$ об'єкт (верстат, автоматична лінія) простоює за організаційними причинами (відсутність іншого комплекту різальних інструментів, запасних частин, електроенергії та ін.).

Випадкові напрацювання до відмови $\tau_1', \tau_2', \dots, \tau_n'$ утворюють *потік відмов*. Якщо об'єкт складається з великої кількості елементів, які відмовляють порівняно рідко, то ймовірність одночасної появи в ньому двох відмов дорівнює нулю, і такий потік відмов є *ординарним*. Якщо на ймовірність появи відмов в даному інтервалі часу не впливає наявність їх у будь-якому попередньому інтервалі, то потік відмов називається потоком *без післядії*. Після закінчення періоду припрацювання середня кількість відмов в одиницю часу стає сталою, а потік відмов *стаціонарним*. Стаціонарний ординарний потік без післядії називається *найпростішим* або *стаціонарним пуассонівським*.

Надійність відновлюваних об'єктів характеризується одиничними показниками безвідмовності, ремонтпридатності, довговічності, а також комплексними показниками.

Показники безвідмовності. Ці показники характеризують властивість об'єкта неперервно зберігати працездатність на протязі деякого часу, або деякого напрацювання. Показниками безвідмовності є параметр потоку відмов $\bar{z}(t)$, напрацювання на відмову T_H , ймовірність $R(t_1, t_2)$ безвідмовної роботи до миті t .

Параметр потоку відмов $\bar{z}(t)$ – це густина ймовірності виникнення відмови відновлюваного об'єкта, яка визначається для розглядуваної миті часу. Статистична оцінка параметра потоку відмов є середня кількість відмов в одиницю часу, взята для розглянутої миті часу.

Наслідком складних фізичних і хімічних процесів, які відбуваються в різних системах верстатів і автоматичних ліній, є зміна параметра потоку відмов в часі. Часто вона відповідає так званій класичній моделі (рис. 14.4), коли час експлуатації об'єкта складається з періодів: припрацювання А, усталеної роботи В, прискороеного зношення С.

Напрацювання на відмову T_H – це відношення напрацювання відновлюваного об'єкта до математичного очікування кількості його відмов на протязі цього ж напрацювання. Статистичною оцінкою напрацювання на відмову є середнє значення напрацювання між двома сусідніми відмовами. В період нормального експлуатації об'єкта, коли потік відмов стає стаціонарним, напрацювання на відмову дорівнює зворотній величині параметра потоку відмов:

$$T_H = 1/\bar{z}. \quad (14.8)$$

Ймовірність $R(t_1, t_2)$ безвідмовної роботи об'єкта – це ймовірність події, коли в інтервалі часу від його пуску до випадкової миті t відмова не відбудеться. В період нормального роботи об'єкта напрацювання між відмовами підпорядкову-

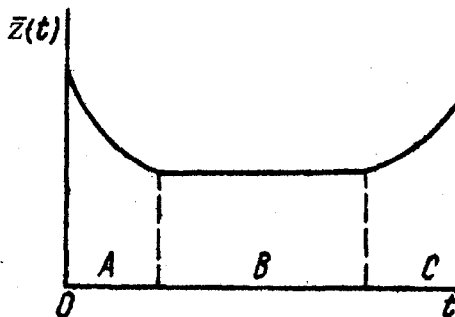


Рис. 14.4. Зміна параметра потоку відмов відновлюваного об'єкта залежно від часу експлуатації

ється експоненціальному розподілу, і ймовірність безвідмовної роботи визначається залежністю:

$$R(t_1, t_2) = e^{-\lambda t} = e^{-t/T_n}. \quad (14.9)$$

Показники ремонтпридатності. Ці показники характеризують властивість об'єкта, яка полягає у його пристосованості до попередження і виявлення причин виникнення відмов і пошкоджень, а також до здійснення ремонтів і технічного обслуговування.

Основними показниками ремонтпридатності є середній час відновлення T_B , ймовірність відновлення в заданий час $M(t)$, інтенсивність відновлення $\mu(t)$.

Середній час відновлення—це математичне очікування часу відновлення працездатності. Якщо у разі випробування або експлуатації виробу виявлено, що на усунення і-ої відмови витрачається час t_{Bi} , а загальна кількість відмов m , то статистична оцінка середнього часу відновлення визначається за формулою

$$T_B = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{Bi}. \quad (14.10)$$

Ймовірність відновлення у заданий час – це ймовірність події, що виникла відмова буде виявлена і усунута за час, який не перевищує заданий час t .

Статистична оцінка ймовірності відновлення у заданий час

$$M(t) = 1 - \frac{m_B(t + \Delta t)}{n_B(t + \Delta t)}, \quad (14.11)$$

де $m_B(t + \Delta t)$ – кількість об'єктів, не відновлених в інтервалі часу від t до $t + \Delta t$; $n_B(t + \Delta t)$ – загальна кількість об'єктів, яка належить відновленню в цьому ж інтервалі.

Інтенсивність відновлення – це ймовірність відновлення працездатності об'єкта в одиницю часу за умови, що до цієї миті часу відновлення не відбулося. Якщо відомий закон розподілу часу відновлення, то

$$\mu(t) = \frac{f_B(t)}{1 - F_B(t)}, \quad (14.12)$$

де $f_B(t)$ – густина розподілу часу відновлення; $F_B(t)$ – функція розподілу часу відновлення.

Статистична оцінка інтенсивності відновлення

$$\mu(t) = \frac{n_B(t) - n_B(t + \Delta t)}{\Delta t n_B(t)}, \quad (14.13)$$

де $n_B(t)$ – кількість об'єктів, які не відновлені до миті t ; $n_B(t + \Delta t)$ – кількість об'єктів, які не відновлені до миті $t + \Delta t$; $n_B(t) - n_B(t + \Delta t)$ – кількість об'єктів, які відновлені на протязі часу Δt .

Якщо час відновлення розподілений експоненціально і T_B – середній час відновлення, то $\mu(t) = \mu = \text{const}; \mu = 1/T_B$.

Показники довговічності. Ці показники характеризують властивість об'єкта (верстата, автоматичної лінії та ін.) зберігати працездатність до того, як надійде граничний стан з необхідними перервами для технічного обслуговування та ремонту.

За показник довговічності приймають ресурс до виходу важливого параметру виробу за допустимі межі, тобто термін служби до середнього або капітального ремонту та ін.

Комплексні показники. Коефіцієнт готовності $A(t)$ і коефіцієнт технічного використання $K_{Т,В}$ характеризують одночасно безвідмовність і ремонтпридатність об'єкта.

Припустимо, на протязі деякого часу сумарна кількість відмов об'єкта рівна m , напрацювання складає $t_p = \tau'_1 + \tau'_2 + \dots + \tau'_T$ (див. рис. 14.3), сумарний час простоїв з причини усунення відмов дорівнює $t = \tau''_1 + \tau''_2 + \dots + \tau''_T$, сумарний час простоїв з причини планового і позапланового технічного обслуговування $t_{обс}$, сумарний час простоїв з причини планових і позапланових ремонтів $t_{рем}$, тоді коефіцієнт готовності

$$A(t) = \frac{t_p}{t_p + t_n} = \frac{\sum_{i=1}^m \tau'_i}{\sum_{i=1}^m \tau'_i + \sum_{i=1}^m \tau''_i}. \quad (14.14)$$

Після ділення чисельника і знаменника цього дробу на m

$$A(t) = \frac{T_H}{T_H + T_B}, \quad (14.15)$$

де T_H – напрацювання об'єкта на відмову; T_B – середній час відновлення об'єкта.

Залежність (14.15) справедлива для періоду нормальної роботи відновлюваних об'єктів за будь-яких законах розподілу напрацювань до відмови і часу відновлення.

Коефіцієнт готовності—це стале значення ймовірності знаходження об'єкта у працездатному стані.

Розділивши чисельник і знаменник правої частини виразу (14.15) на T_H , одержимо:

$$A(t) = \frac{1}{1+B}, \quad (14.16)$$

де $B = T_v/T_H$ – питома тривалість відновлення виробу, яка припадає на одиницю часу безперервної роботи.

Якщо напрацювання на відмову виробу і час відновлення розподілені експоненційно, то

$$A(t) = \frac{\mu}{\bar{z} + \mu}. \quad (14.17)$$

Коефіцієнт технічного використання

$$K_{т.в} = \frac{t_p}{t_p + t_n + t_{рем} + t_{обс}}, \quad (14.18)$$

де t_p – сумарний час напрацювання; t_n – сумарні простоювання з причини усунення відмов; $t_{рем}$ – час ремонту; $t_{обс}$ – час технічного обслуговування.

14.5. ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ

Вплив зношування на працездатність верстата. Зношування – це процес руйнування та відокремлення матеріалу від поверхні твердого об'єкта і (чи) нагромадження в ньому залишкових деформацій під час тертя, який виявляється у поступовому змінюванні розмірів і (чи) форм об'єкта [46,48].

Верстат складається з великої кількості вузлів різного функціонального призначення, і їх зношування у різній ступіні знижує його працездатність. Найбільш суттєвий вплив на зношування верстата має зношування робочих органів,

які приймають участь в утворенні форми оброблюваних деталей. Зношування опор шпинделя, напрямних, гвинтових пар, черв'ячних ділильних пар, фіксуючих механізмів та ін. визначають параметричну надійність верстата.

Основними показниками зношування є лінійне зношування, швидкість зношування, інтенсивність зношування. Найчастіше визначають лінійне зношування s , тобто зменшення розміру деталі у напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя.

Швидкість зношування γ характеризує зміну зношування в часі:

$$\gamma = ds / dt. \quad (14.19)$$

Інтенсивність зношування I характеризує зміни зношування зі зростанням шляху тертя L

$$I = ds / dL. \quad (14.20)$$

Види зношування. Шорсткість і хвилястість поверхонь визначають дискретність контакту, яка викликає багаторазове повторення елементарних актів руйнування мікрооб'єктів матеріалу. Руйнування супроводжується процесами пружного і пластичного деформування мікрооб'єктів матеріалу, окисленням, зриванням окисних плівок.

Втома матеріалу – це процес поступового нагромадження пошкоджень матеріалу під дією змінних напружень, який призводить до зміни властивостей, появи тріщин, їх поширення та руйнування матеріалу.

Залежно від зовнішніх дій на поверхні деталей, навколишнього середовища і властивостей поверхні, мають місце такі види зношування:

Механічне – зношування внаслідок механічних дій;

Корозійне – процес руйнування металевої поверхні об'єкта внаслідок хімічної чи електрохімічної взаємодії з активним середовищем (агресивна атмосфера, розчин кислот, лугів, солей тощо);

Абразивне – механічне зношування матеріалу внаслідок різальної або дряпальної дії на нього твердих часток, які знаходяться у вільному або закріпленому стані;

Гідроерозійне (газоерозійне) – ерозійне зношування внаслідок дії потоку рідини (газу);

Гідроабразивне (газоабразивне) – абразивне зношування внаслідок дії твердих часток, суспендованих у рідині (газі), і які переміщуються відносно тіла, яке зношується;

Втомне – механічне зношування під час тертя кочення і тертя ковзання внаслідок руйнування за багаторазового деформування мікрооб'єктів матеріалу поверхневого шару;

Кавітаційне – гідроерозійне зношування під час руху твердого тіла відносно рідини, за якого бульбашки газу, які захоплюються поблизу поверхні, створюють місцеве підвищення тиску або температури;

Зношування у разі затинання – зношування внаслідок схоплювання, тобто глибинного виривання матеріалу, перенесення його з одної поверхні тертя на іншу, і вплив нерівностей, які виникають на спряженій поверхні;

Зношування у разі фретінгу – механічне зношування тіл, які контактують за малих коливальних відносних переміщеннях;

Зношування у разі фретінг-корозії – корозійно-механічне зношування тіл, які контактують за малих коливальних відносних переміщеннях;

Електроерозійне – ерозійне зношування поверхні внаслідок впливу розрядів у разі проходження електричного струму.

Поширення зношування у часі. У найзагальнішому випадку зношування деталей верстатів є процесом з трьома періодами, якому відповідає крива 1 (рис. 14.5). В період припрацювання А можливий початковий період напрацювання об'єкта, протягом якого спостерігається стала тенденція до зменшення параметра потоку відмов, яка зумовлена наявністю, поступовим виявленням та усуненням прихованих дефектів. Тобто відбувається перетворення вихідного стану поверхневого шару деталей в експлуатаційний, який відрізняється від вихідного шорсткістю поверхні, структурою металу, внутрішніми напруженнями. Поверхневий шар пристосовується до умов тертя. В період припрацювання швидкість зношування неперервно зменшується, середній тиск і температура в зоні контакту знижуються. Період усталеного зношування В характеризується сталими умовами тертя і практично незмінною швидкістю зношування. Період катастрофічного зношування С відрізняється зростаючою швидкістю процесу, яка пояснюється збільшенням тиску в контакті, а деколи і зміною виду зношування.

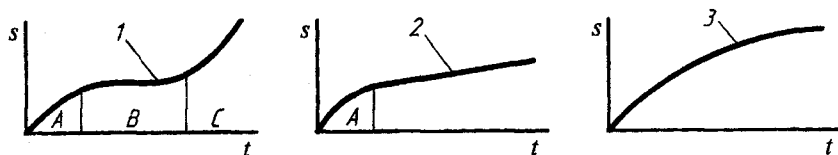


Рис. 14.5. Криві зношування деталей

Крива 2 відповідає випадку, коли припрацювання відбувається у сприятливих умовах; вихідна шорсткість наближена до оптимальної, зносостійка вторинна структура утворюється швидко. Завдяки цьому тривалість припрацювання і початкове зношування зменшується, а період нормального зношування збільшується.

Крива 3 зображує наростання зношування, коли внаслідок накопичення негативних факторів після припрацювання іде період катастрофічного зношування.

14.6. ПОШКОДЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ

Пошкодження тіла деталей. Суттєву роль у порушенні працездатності верстатів відіграють жолоблення, пластичні деформації, статичні поламання і втомні руйнування деталей.

Жолоблення деталей – це мимовільна деформація їх внаслідок змінних в часі залишкових напружень, яким сприяють зовнішнє навантаження і нагрівання. Жолоблення особливо відповідальних деталей (станіни, шпинделі) призводить до зниження точності верстата, зміни контактних напружень, підвищеного зношування. На рис.14.6. зображено зміну точності обробки деталей на безцентрово-шліфувальному верстаті особливо високої точності, яка відбувається внаслідок перерозподілу з часом внутрішніх напружень в його деталях. На підставі графіків можна стверджувати, що форма деталей верстата і положення вузлів стабілізувались тільки через півроку після його виготовлення.

Для стабілізації розмірів базових чавунних деталей застосовують різні методи (див.розділ 7).

Пластичні деформування мають місце, коли робочі напруження в деталях перевищують границю текучості. В результаті може відбуватись видовження кріпильних гвинтів, викривлення осей і валів.

Втомні поламання відбуваються за багаторазового прикладання навантажень, навіть у тому випадку, коли напруження в деталях нижчі за границі пружності.

Втомне руйнування починається з появи тріщини втоми. Вона виникає на поверхні деталі біля будь-якого дефекту, який є концентратором напруження. Дефектами поверхневого шару є шліфувальні тріщини і припикання, зерна залишкового аустеніту, риси від механічної обробки, забоїни, корозійні раковини, неметалеві включення. Місце, де зародилася тріщина втоми, називається *фокусом зламу*. Під дією змінного навантаження тріщина поволі розповсюджується у глибину тіла деталі, утворюючи на поверхні зламу зону втомного поширення тріщини. На зламі ця зона має рубці. Коли переріз тіла, яке збереглося, стає малим, деталь ламається. З причини втомних поламаний можуть виходити з ладу зубчасті колеса, вали, пружини, гвинти.

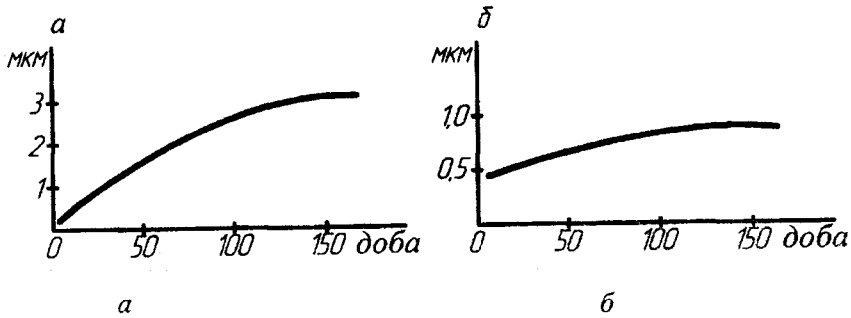


Рис. 14.6. Вплив жолоблення базових деталей шліфувального верстата на похибки оброблених роликів: а – бочкоподібність; б – овальність

Основними засобами підвищення втомної міцності є запобігання утворенню в деталях концентраторів напружень за допомогою технологічних і конструкторських методів, створення в їх поверхневому шарі залишкових стискальних напружень.

Пошкодження поверхонь деталей. Найбільш часті такі суттєві зміни макрогеометрії і властивостей поверхневого шару деталей: пластичне деформування, втомне викришування, налипання сторонніх часток, корозія.

Пластичне деформування поверхневого шару (зминання) відбувається, коли тиск в зоні контакту перевищує границю текучості. З цієї причини виходять з ладу вали (зминання шліців, шпонкових пазів), шпонки, штифти, різеві і затискні деталі. Для запобігання зминанню необхідно підвищувати твердість поверхневого шару деталей або використовувати профільні з'єднання (див. розділ 4).

Втомне викришування має місце за тертям кочення, кочення з ковзанням, а деколи і ковзання. Викришування починається з появи втомних тріщин, які зароджуються в тих місцях контактних площадок, де наявні дефекти мікроструктури або концентратори напружень. На поширення процесу впливає мастильний матеріал, який проникає в утворені тріщини і розклинає їх у разі навантаження, яке призводить до виламування шматків металу з поверхневого шару деталі.

Початкові шершавості (пітінги) можуть усуватись внаслідок наклепу, а також зниження контактного тиску в умовах вигладжування поверхонь. У разі прогресуючого викришування початкові пітінги поширюються, і з часом на поверхні деталі утворюються великі шершавості. Цей вид руйнування характерний для контактних поверхонь зубчастих коліс, тіл кочення, бігових доріжок кулькових і роликів підшипників, кульок гвинтових пар кочення.

Основними засобами, які запобігають поверхневій втомі, є підвищення твердості поверхневого шару, зниження тиску в зоні контакту і попередження появи концентраторів напружень в поверхневому шарі деталі.

Налипання на поверхню сторонніх часток змінює її форму і властивості. Налипання є наслідок адгезії, когезії, адсорбції, дифузії і інших процесів. Воно виявляється у виді шершавості на поверхні, наросту на різальних інструментах, облітерації щілин в гідроапаратах.

14.7. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІД ЧАС ПРОЕКТУВАННЯ

Необхідний рівень надійності металорізального обладнання закладається під час проектування, забезпечується під час виготовлення і підтримується в експлуатації.

На етапі *проектування* виконується низка робіт.

1. Обґрунтування номенклатури показників надійності. Для кожного типу обладнання повинна бути обґрунтована номенклатура показників надійності, виходячи з діючих стандартів, галузевих документацій, досвіду попередніх розробок і експлуатації аналогічних верстатів.

Номенклатура повинна мати такі показники безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності, які можна оцінити на стадії проектування і перевірити в процесі експлуатації верстата (це пов'язане з наявністю методів і пристроїв для врахування напрацювання).

У разі вивчення *простоїв неавтоматизованих верстатів* часто не вдається використати лічильники напрацювань, і час простоїв визначається зі слів майстрів і робітників, які експлуатують дані верстати, і за технічною документацією. Тому оцінюється лише час роботи верстата в роках або місяцях двозмінної роботи за деякий період. Цей час називається зведеним терміном служби верстата $T_{з.в}$:

$$T_{з.в} = T_{\phi} - T_{п.р} - T_{п.о}, \quad (14.21)$$

де T_{ϕ} – номінальний фонд часу за розглядуваний період; $T_{п.р}$ – час простоїв верстата за цей період з причини ремонтів; $T_{п.о}$ – час тривалих простоїв верстата за цей період з організаційних причин (відсутність робітника, заготовок, енергії та ін.).

Показниками довговічності неавтоматизованих верстатів є термін служби до виходу за межі норм точності, термін служби до першого середнього ремонту і термін служби до першого капітального ремонту.

Показником безвідмовності неавтоматизованих верстатів є термін служби на одну відмову – середній зведений термін служби між двома послідовними відмовами.

Інтервали роботи і простоїв *напіваавтоматів, автоматів і автоматичних ліній* можна записувати за допомогою самописних приладів, приєднаних до контактних реле. По запису можна визначити: напрацювання за деякий період експлуатації; час простоїв, викликаних профілактичними оглядами, плановими ремонтами і міжремонтним обслуговуванням; час простоїв, викликаних відмовами, які відбулися з причин недоліків конструкції і виготовлення верстата. За цими даними легко вирахувати показники надійності.

До показників безвідмовності автоматизованих верстатів відносять напрацювання на відмову і ймовірність безвідмовної роботи за час t . Напрацювання на відмову є показником, зручним для перевірки відповідності розрахункового рівня надійності фактичному, визначеному у разі приймально-здавальних випробувань.

За основні показники надійності автоматичних ліній приймають напрацювання на відмову, середній час відновлення, параметр потоку відмов, коефіцієнти готовності і технічного використання, ймовірність безвідмовної роботи. Для автоматичних ліній не враховуються показники довговічності, оскільки в межах терміну служби (8...12 років) їх початкова продуктивність і надійність практично не знижується.

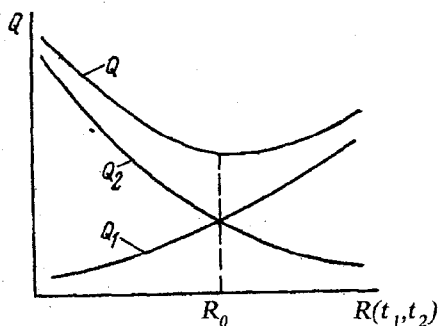


Рис. 14.7. Залежність витрат від рівня надійності верстата

2. Техніко-економічне обґрунтування рівня (норм) надійності верстата. Підвищення надійності верстата, наприклад безвідмовності, частіше за все можливе за додаткових витрат Q_1 на його виготовлення (рис. 14.7). Але тоді знижуються витрати Q_2 на експлуатацію.

Мінімум сумарних витрат $Q = Q_1 + Q_2$ відповідає оптимальному рівню безвідмовності R_0 . Розроблені методи визначення оптимального рівня надійності автоматичних ліній з агрегатних верстатів і металорізального

обладнання інших видів. Вирішуючи питання надійності економічні критерії повинні стояти на першому місці.

3. Вибір конструктивних рішень з урахуванням вимог до надійності вузлів і деталей. Сюди відносять: рішення, які направлені на підвищення надійності елементів призначенням необхідних матеріалів, термообробки, параметрів точності, вибору технології виготовлення; рішення, які приводять до спрощення верстата і зменшення кількості елементів, які входять в нього; застосування принципів уніфікації і агрегування; введення схемної, функційної, часової і інших видів надлишковостей (див. розділ 14.8); захист верстата і його елементів від шкідливих дій, наприклад навмисним введенням слабких ланок, блокувань, запобіжних пристроїв; застосування систем технічного діагностування; рішення, які направлені на підвищення ремонтпридатності та ін.

4. Розрахунки, які підтверджують надійність верстата, в тому числі розрахунки граничних станів і терміну служби відповідальних вузлів і деталей.

5. Визначення вимог до надійності комплектуючих елементів, виходячи із заданого рівня надійності верстата. Випробування (на зносостійкість) зразків матеріалів, які застосовують для виготовлення найбільш відповідальних деталей верстатів (напрямних, шпинделів, ходових гвинтів, гайок, підшипників ковзання).

6. Випробування макетів окремих вузлів, попередня оцінка їх надійності.

7. Розробка карти технічного рівня верстата.

8. Розробка програми забезпечення надійності верстатів, які підготовляють до серійного виробництва.

14.8. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТРУКТУРНОЇ НАДІЙНОСТІ

Елементи систем. Металорізальний верстат, автоматична лінія, робототехнічний комплекс, автоматизована виробнича дільниця, гнучкий виробничий комплекс є складними системами, надійність яких в значній мірі залежить від їх структури. Аналізуючи структурну надійність систему поділяють на елементи, які в свою чергу можна розділити на чотири групи: 1) елементи, відмова яких не впливає на працездатність системи (деформація захисного кожуха); 2) елементи, ймовірність безвідмовної роботи яких практично рівна одиниці у інтервалі часу, який розглядається (станіни, гідростатичні підшипники, малонавантажені деталі); 3) елементи, які можна ремонтувати або регулювати, не знижуючи ефективності технологічної системи (різальні інструменти); 4) елементи, відмова яких призво-

дить до відмови системи. Аналізуючи надійність технологічної системи в першу чергу слід враховувати елементи четвертої групи.

Елементи системи діляться на незалежні і залежні. Незалежні елементи характеризуються тим, що відмова будь-якого з них або їх групи не впливає на ймовірність відмови інших елементів. Незалежними можна вважати уніфіковані вузли агрегатного верстата, елементи електронної системи верстата з ЧПК. Відмова залежного елемента призводить до зміни ймовірності відмови інших елементів. Наприклад, у разі виходу з ладу фільтра працездатність решти елементів гідросистеми знижується; отже, їх не можна вважати незалежними.

Структури систем. У ряді випадків, розділюючи складний виріб на елементи, вдається зобразити його у вигляді послідовної, паралельної, змішаної або системи іншого типу.

Послідовна система виходить з ладу за відмови будь-якого її елемента. З'єднання елементів, розташованих послідовно у просторі (рис. 14.8, а), є окремим випадком послідовної системи. До послідовних систем відносять, наприклад, коробку швидкостей верстата, коробку подач, силовий стіл, револьверну головку. У разі відмови будь-якого зубчастого колеса, підшипника, вала ці вузли виходять з ладу.

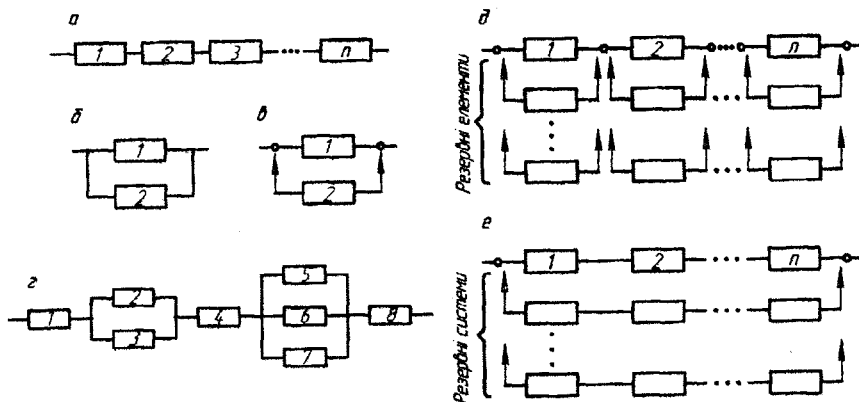


Рис. 14.8. Структури систем

Паралельна система виходить з ладу тільки за відмови усіх її елементів (рис. 14.8, б).

Змішана система в багатьох випадках зображена у вигляді сукупності підсистем, які є послідовними і паралельними з'єднаннями елементів (рис. 14.8, г).

Резервування ненадійних елементів і систем. Елемент 2 введений в систему, зображену на рис. 14.8, б, з метою підвищення її надійності. Він є надлишковим по відношенню до елемента 1, який необхідний для виконання системою заданих функцій. Такий метод підвищення надійності називають структурним резервуванням. В даному випадку резервний елемент постійно увімкнений і працює в однаковому режимі з основним. Таке резервування називають постійним, а резерв навантаженим. Резервування, за якого резервний елемент вимкнений від системи і приєднується тільки за відмови основного (рис. 14.8, в), називається резервуванням заміщення, а резерв – ненавантаженим.

У системах, які складаються з послідовних елементів, можливе роздільне і загальне резервування заміщенням. У випадку роздільного резервування (рис.14.8, д) за відмови будь-якого елемента системи до неї під'єднується резервний елемент. Загальне резервування (рис.14.8, е) полягає в тому, що резервується ситема в цілому.

Приклади постійного резервування – застосування паралельних потоків в автоматичних лініях і дубльованих верстатах, призначених для виконання ненадійних операцій; резервування заміщенням – застосування автоматичної заміни інструментів, які затуплені. Резервування дає змогу значно підвищити надійність системи, але ускладнює і подорожчує їх.

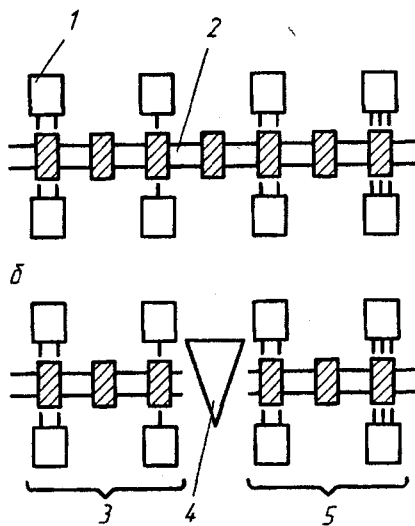


Рис. 14.9. Структури автоматичних ліній

Гнучкість складних систем. Поряд з резервуванням застосовують і інші методи підвищення структурної надійності верстатних систем, наприклад, використовують гнучкі системи з нагромаджувачами деталей. Розглянемо цей метод на прикладі однопотокової автоматичної лінії. Вони можуть бути виконані за трьома варіантами. Лінія, скомпонована за першим варіантом, являє собою неперервний ланцюг верстатів 1 (рис. 14.9, а) із синхронною передачею заготовок автоматичним транспортером 2 від верстата до верстата.

Така лінія має назву жорсткої, виходить з ладу за відмови будь-якого її елемента. Лінія другого варіанта відрізняється тим, що завдяки нагромаджувачам заготовок її верстати працюють незалежно один від одного. Ця лінія називається гнучкою, і відрізняється більш високою працездатністю у порівнянні з жорсткою. Нагромаджувачі заготовок зменшують простої кожного верстата з причини суміжності на час, на протязі якого працездатний верстат може отримувати заготовки з нагромаджувача, або поповнювати запас наступного нагромаджувача. Автоматична лінія, яка виконана за третім варіантом, складається з жорстких дільниць 3 і 5 (рис. 14.9, б), з'єднаних між собою гнучкими зв'язками у вигляді нагромаджувачів 4 заготовок. Такі лінії мають більш високу надійність у порівнянні з жорсткими, але простіше лінії, які складаються з незалежних верстатів.

15. ДОТРИМАННЯ ВИМОГ ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ У КОНСТРУКЦІЯХ ВЕРСТАТІВ

Робота верстатника має свої психологічні особливості. У цьому відношенні віра робітника у верстат особливо важлива. Ця віра посилюється, якщо він переконаний, що безпека його роботи гарантована конструкцією верстата.

Сучасні верстати – це потужні швидкохідні машини, які знімають велику кількість стружки за одиницю часу. Забезпечення оптимального трудового процесу верстатника – одна з важливих експлуатаційних вимог, які ставляться до конструкцій сучасних верстатів. Тобто умови, за яких на протязі всієї робочої зміни збереглася б висока працездатність і забезпечувалася безпека праці.

Загальні вимоги безпеки праці на металорізальних верстатах регламентовані Державним нормативним актом з охорони праці (ДНАОП) 1.1.10 – 1.04 – 01, в якому крім загальних вимог, передбачені і вимоги до електрообладнання верстатів і місцевого освітлення, а також додаткові вимоги до верстатів різних груп (токарних, фрезерних та ін.).

Для створення умов, які забезпечують безпечну роботу і зниження втомлюваності робітника, під час конструювання верстатів необхідно:

1. Передбачати огорожу обертових і рухомих частин, розташованих поза корпусами верстатів. Особливо важливо мати захисні пристрої для шліфувальних кругів, які обертаються з великою швидкістю і можуть, у випадку дефектів, розірватись. Тому кожух повинен бути необхідної міцності.

У разі відкриття кришок гітар змінних шестірень бажано, щоб верстат автоматично вимикався і не міг бути увімкнений пусковою кнопкою.

Блокувальний пристрій повинен: або унеможливити пуск обладнання – у разі незачинених або знятих огорожень, або забезпечувати повне зупинення двигунів приводів – у разі відчинення огорожень або їхніх частин, або унеможливити відчинення огорожень під час роботи.

Встановлення огорожень в робоче положення не повинно призводити до самочинного пуску верстата; пуск верстата повинен здійснюватись тільки від органа керування.

2. Передбачати пристрої, які захищають робітника від стружки, абразивного пилю і мастильно-охолоджувальної рідини.

Ці захисні пристрої повинні мати ручки, скоби та ін. для зручного і безпечного відкриття, зняття, переміщення і встановлення. Отже необхідно, щоб

захисні пристрої, які відкриваються, можна було пересувати за сталого руху, прикладаючи до них силу не більше 40Н. Захисні пристрої, які знімаються у разі заміни деталі або інструмента, вимірюванні оброблюваної деталі, налагодженні верстата і в інших подібних випадках, повинні мати масу не більше 6 кг і кріплення, яке не потребує застосування інструментів. Крім того, захисні пристрої не повинні викликати незручності під час роботи, налагодженні і прибиранні, а також обмежувати технологічні можливості верстата.

Верстата, які працюють з утворенням пилу, у кількостях, які перевищують гранично допустимі санітарні норми, необхідно обладнати пило-стружковідвідниками (рис. 15.1). А верстата, які працюють з охолодженням інструменту методом поливання або розпилення і виділенням шкідливих аерозолів і парів більше норм, потрібно оснащувати відсмоктувальними пристроями.

Ускладнення виникають у разі відведення зливної стружки, подрібнення якої досягається під час використання різального інструменту спеціальної конструкції. Для видалення стружки із стружкоприймача застосовуються місцеві стружкові транспортери різних конструкцій: стрічкові, скребкові, шнекові (див. розділ 11)

У даний час починає знаходити застосування спосіб підведення охолоджувальної рідини в розпиленому вигляді, тим самим забезпечується більш ефективне охолодження (див. розділ 11).

3. Автоматизувати роботу верстата (цикл роботи, контроль розмірів оброблюваних деталей, видалення стружки, змащування, підведення охолоджувальної рідини).

4. Передбачати раціональну систему керування верстатом (автоматизацію керування, дистанційне керування, програмне керування, правильну будову і раціональне розміщення органів керування, надійне фіксування ручок керування та ін.) (див. розділ 9).

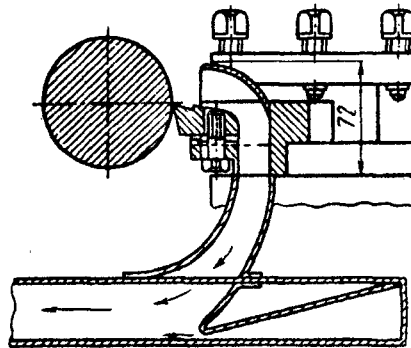


Рис. 15.1. Пилостружковідвідник для токарного верстата

Органи керування необхідно проектувати так, щоб для перемикання використовувалась мінімальна кількість рухів. Допустимі зусилля (Н) на ручках керування верстатом середніх розмірів подані в табл. 15.1:

15.1. Допустимі значення сил (Н) на ручках керування верстатами середніх розмірів

Висота розміщення ручок від підлоги, мм	Ручки, які перемикаються рідко						Ручки, які перемикаються часто			
	Правою рукою			Лівою рукою			Правою рукою		Лівою рукою	
	вверх	вниз	вбік	вверх	вниз	вбік	вверх і вниз	вбік	вверх і вниз	вбік
400...800	100	60	30	80	50	20	30*	15*	20*	10*
800..1300	80	80	50	60	60	40	30	20	20	15
1300...1800	60	100	30	50	80	20	30*	15*	20*	10*

* не рекомендовані випадки розташування ручок керування.

Зусилля на ручках під час переміщення супортів, столів, бабок та ін. у важких і середніх верстатах можуть доходити до 100 Н, якщо крім ручного передбачений і механічний привід. Зусилля на органах керування, для точних установних переміщень, не повинні перевищувати 10 Н. Зусилля для перемикання педалей повинні бути не більше 40 Н.

5. Огородження різальних інструментів, яке повинно відкриватись або зніматись для змінювання та правлення інструмента, необхідно заблокувати з пусковими та гальмівними пристроями – для запобігання доступу до різального інструмента під час роботи верстата. Для цього необхідно оснащувати верстати гальмівними пристроями, краще автоматизованими.

6. Проміжки між рухомими частинами верстата мають бути не менше: 30мм – у тих місцях, куди може потрапити палець робітника; 120мм – куди може потрапити рука; 350мм – де є небезпека попадання голови або корпусу робітника.

7. Знижувати до мінімуму шум верстата. Для повної оцінки дії шуму на людський організм необхідно розділити шуми в залежності від їх частоти, оскільки рівень шуму не визначає повністю ступінь подразнювальної дії на людину (див. розділ 12). Для кожної частотної групи встановлений свій допустимий рівень шуму (табл. 15.2). Крім того, враховується також номінальна сумарна потужність приводів верстата, які одночасно працюють під час робочого циклу [36].

15.2. Допустимі норми шуму

Сумарна номінальна потужність приводів, кВт	Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц								Коректований рівень звукової потужності, дБА*
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	Октавні рівні звукової потужності Lp, дБ								
До 1,5	96	89	83	80	77	75	73	71	82
1,5...4	103	96	91	88	85	83	81	80	90
4...12,5	107	101	97	93	91	89	87	86	96
12,5...40	112	106	102	99	97	95	93	92	102
Св. 40	117	112	108	105	103	101	99	98	108

* – Вимірювання здійснені за шкалою А шумоміра.

Примітки: 1. Для верстатів класів Н, П токарної, свердлильно-розточувальної і фрезерної груп на найбільшій частоті обертання шпинделя від 2000 до 6000 хв⁻¹ дані таблиці необхідно збільшувати на 3 дБ, а за частоти обертання вище 6000 хв⁻¹ на 5 дБ; для верстатів точності В і А – мають бути зменшені на 3 дБ (дБА), а для верстатів класу С на 5 дБ (дБА);

2. Для важких верстатів, які мають декілька самостійних вузлів, і які не діють одночасно, граничні значення встановлюють для кожного вузла окремо з врахуванням п.1;

3. Для автоматичних ліній, які складаються з декількох верстатів, граничні значення визначають для кожного верстата окремо.

У верстатах шум створюється рухомими елементами: зубчастими, пасовими і ланцюговими передачами, храповими механізмами, кривошипно-шатунними і різними важільними пристроями, підшипниками та ін.

Шум у зубчастих передачах може виникнути з причини технологічних похибок їх виготовлення: похибок дільного і колового кроків, профілів зубців; биття зубчастого вінця; низької якості обробки та ін. Встановлено, що зубчасті колеса, нарізані на зубофрезерних верстатах, працюють з меншим шумом ніж виготовлені довбанням, а оброблені шевінгуванням – з меншим шумом ніж шліфовані. Виникненню шуму сприяють непаралельність валів, осьове і радіальне биття коліс, зайві зазори в рухомих з'єднаннях. Реверс і зміна навантаження, раптові прискорення і сповільнення, якість змащування впливають на рівень шуму в зубчастих передачах. Застосування коліс з косими і шевронними зубцями сприяє зниженню шуму в передачах.

Засобами, які знижують шум зубчастих коліс, є: підбір зубчастих коліс парами за рівнем шуму і плямам контакту, шліфування і притирання зубців, обкатування коліс, застосування пластмас і клеєних листових матеріалів для виготовлення коліс, встановлення демпфівальних чавунних розрізних кілець в обіддя (рис.15.2), використання прокладок з демпфівального матеріалу (картон, бавовняно-паперові тканини та ін.), виготовлення маточин коліс з чавуну, замість сталевих, покращення змащування, застосування для пересувних коліс евольвентних шліцьових з'єднань, модифікація профілю головки зубця (фланкування) (див. розділ 4) [36].

Якщо звуку уникнути не можна, то необхідно передбачити надійну звукоізоляцію встановленням зубчастої передачі у спеціальний кожух, наприклад, з листової сталі, на внутрішню поверхню якого кріпиться шар звукоізоляційного матеріалу.

Для зниження шуму пасових передач рекомендується застосування клеєних або замкнутої форми пасів та натяжних пристроїв для зменшення ковзання.

Для зниження шуму ланцюгових передач необхідно застосовувати безшумні ланцюгові передачі, в тому числі з пластмас і забезпечувати надійне їх змащування.

Шум підшипників кочення знижується надійним змащуванням, ретельним їх монтажем, своєчасним регулюванням і, якщо необхідно, заміною новими. Застосування підшипників кочення замість підшипників кочення забезпечує практично безшумну роботу механізму.

Пруткові токарні автомати та пруткові револьверні верстати повинні мати по всій довжині прутків огороження, оснащене шумопоглинальним пристроєм.

8. Передбачити місцеве освітлення і раціонально розташовувати джерела світла так, щоб вони освітлювали зони обробки деталі і контролю її параметрів, зони лімбів і таблиці режимів різання.

Необхідно використовувати природне світло у правильному сполученні зі штучним, розташовувати джерела світла так, щоб уникнути їх осліплюючої дії на

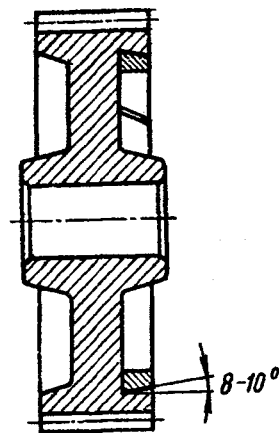


Рис. 15.2. Спосіб зниження шуму зубчастих передач за допомогою чавунних кілець

робітника. Дослідами встановлено, що найкращі умови освітлення забезпечуються тоді, коли співвідношення місцевого і загального освітлення складають 1:1.

Погане освітлення втомлює та псує зір, знижує продуктивність праці.

9. Передбачати відповідний колір фарбування верстата і колір фону для виділення оброблюваної деталі.

10. Забезпечувати надійне закріплення інструмента і оброблюваної заготовки. Затискні патрони універсальних токарних та токарноревольверних верстатів повинні мати огороження, яке можна легко відводити вбік під час установлювання та знімання заготовок, не обмежуючи технологічні можливості верстатів.

11. Виключити можливість випадкових увімкнень пускових кнопок і ручок.

12. Забезпечувати простоту і легкість обслуговування і ремонту верстата.

13. Передбачати запобіжні пристрої: обмежувачі ходу, запобіжники від переважань, пристрої, які уникають мимовільне опускання шпинделів, поперечин та ін. (звичайно масу противаги приймають рівною 90...95% маси рухомого елемента), блокуючі пристрої, сигналізацію (світлову, звукову, різні покажчики та ін.).

Верстат, який відповідає переліченим вимогам, можна вважати технічно досконалим.

ВИСНОВКИ

Динаміка розвитку верстатобудування у світі така, що вивчення розділу “Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів” курсив “Обладнання автоматизованого виробництва”, “Металорізальні верстати” неможливо уявити без одночасної і паралельної роботи по удосконаленню структури верстатного парку.

Під час конструювання верстата основні зусилля повинні бути спрямовані на пошук принципово нових рішень, на винахід конструкцій, які суттєво переважають над існуючими за всіма основними показниками. Лише на стадії конструювання можливо з багатьох варіантів вибрати дійсно оптимальне рішення. Застосування засобів обчислювальної техніки вже на ранній стадії конструювання дає змогу проаналізувати велику кількість різних рішень і точніше вирішувати завдання оптимізації.

Для реалізації можливостей співставлення різних варіантів вузлів, механізмів і верстатів у цілому в системі повинен бути передбачений розвинутий інформаційний банк – архів, який повинен містити відомості про основні технічні характеристики вітчизняних і закордонних верстатів, які випущені за останні 15...20 років.

Підвищення швидкостей обертання шпинделів, розширення діапазону регулювання коробок швидкостей, вимагає перегляду методик розрахунку деталей приводу, а саме обґрунтування підвищення розрахункової частоти спрямованої на зменшення модулів зубчастих коліс. Використання профільних з'єднань замість шліцьових і шпонкових вимагають спрямовувати наукові і конструкторські розробки на створення і вдосконалення обладнання для їх виробництва. Ці заходи покликані зменшити габарити і вагу приводу.

Особливе місце займає гідравлічний привід металорізальних верстатів, який дає змогу значно спростити кінематику верстатів, знизити металоємність, забезпечити високу швидкодію, надійність та регульованість параметрів руху виконавчих органів. Гідравлічний привід найбільш ефективно забезпечує реалізацію прямолінійного переміщення зі зміною швидкості руху під час одного ходу та з різними швидкостями у прямому та зворотному рухах.

Аналіз тенденцій в області верстатобудування дає змогу встановити характерні риси сучасного рівня розвитку, а саме: формування нових напрямів пов'язаних із завершенням обробки деталі на одному верстаті, тобто створення багатоцільових верстатів, які підвищують продуктивність і точність обробки за

рахунок постійності технологічних баз; розширення функціональності пристроїв ЧПК, побудова їх за структурою ЕОМ, оскільки вони зручніші для користувача і дають змогу найкращим чином врахувати статику і динаміку кожного окремого верстата і пристосувати до верстата систему керування; в перспективі ЧПК повинно мати розвинену панель оператора, яка допускає багаторежимне керування (включаючи ручний ввід і редагування керуючої програми) і багатофункціональний оперативний контроль (за допомогою дисплея, засобів індикації, стрілочних приладів).

Сучасні тенденції і особливості інтенсифікації виробництва полягають у виключенні фізичної праці людини і застосуванні гнучких і практично необмежених для інтенсифікації інтелектуальних форм праці за умов вдалого використання обчислювальної техніки з її широкими можливостями.

На сучасному рівні науково-технічного прогресу основною формою стає комплексно-автоматизоване і високо механізоване виробництво. Нові методи організації виробництва ґрунтуються на створенні гнучких виробничих систем, з широким використанням сучасного обладнання з програмним керуванням, мікропроцесорних обчислювальних засобів, робототехнічних комплексів, засобів автоматизації проектно-конструкторських, технологічних і планово-виробничих робіт. Гнучкі виробництва є якісно більш досконалим етапом у комплексній автоматизації виробництва.

Із застосуванням промислових роботів питання групового керування набули ще більшого значення. Виникла необхідність забезпечення сумісної роботи автоматизованого виробничого обладнання з промисловими роботами.

У системах групового або прямого керування здійснюється централізоване керування від одної ЕОМ, яка забезпечує зберігання одної або декількох програм і їх розподіл на запити від верстатів. У виробництві застосовують DNC – системи гнучкого типу, у яких передбачено керування автоматичною зміною інструментів, оснащення і пристроїв. Оброблювані заготовки пересуваються у спеціальних касетах або пакетах.

Застосування гнучких виробничих систем для механічної обробки деталей на відміну від звичайного обладнання дає змогу зменшити: кількість одиниць автоматизованого виробничого обладнання, кількість обслуговуючого персоналу, питомі витрати на зарплату операторам, які віднесені до одного виробу, виробничі витрати, виробничі площі, накладні витрати і витрати на допоміжні операції. Загальний час виробничого циклу може бути зменшений у декілька разів.

Отже, матеріал книги може допомогти в проектуванні та використанні сучасного металорізального обладнання.

ДОДАТОК-1

Нормальні ряди чисел у верстатобудуванні

	Значення знаменника ряду φ							Значення знаменника ряду φ							Значення знаменника ряду φ						
	1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)
1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7	
1	1	1	1	1	1	1	3,15	3,15	3,15			3,15		10	10	10		10	10	10	
1,06							3,35							10,6							
1,12	1,12						3,55	3,55						11,2	11,2		11,2				
1,18							3,75							11,8							
1,25	1,25	1,25					4,0	4	4	4	4		4	12,5	12,5	12,5					
1,32							4,25							13,2							
1,4	1,4		1,4				4,5	4,5						14	14						
1,5							4,75							15							
1,6	1,6	1,6		1,6			5,0	5	5	5				16	16	16	16	16	16	16	
1,7							5,3							17							
1,8	1,8				1,8		5,6	5,6		5,6		5,6		18	18					18	
1,9							6,0							19							
2,0	2	2	2			2	6,3	6,3	6,3		6,3			20	20	20					
2,12							6,7							21,2							
2,24	2,24						7,1	7,1						22,4	22,4		22,4				
2,36							7,5							23,6							
2,5	2,5	2,5					8,0	8	8	8			8	25	25	25		25			
2,65							8,5							26,5							
2,8	2,8		2,8				9,0	9						28	28						
3,0							9,5							30							

ДОДАТОК-2

Значення функції Лапласа $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{x^2}{2}} dx$

x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)	x	Φ(x)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14		
0,00	0,0000	0,21	0,0832	0,42	0,1628	0,63	0,2357	0,84	0,2995	1,05	0,3531	1,26	0,3962		
0,01	0,0040	0,22	0,0871	0,43	0,1664	0,64	0,2389	0,85	0,3023	1,06	0,3554	1,27	0,3980		
0,02	0,0080	0,23	0,0910	0,44	0,1700	0,65	0,2422	0,86	0,3051	1,07	0,3577	1,28	0,3997		
0,03	0,0120	0,24	0,0948	0,45	0,1736	0,66	0,2454	0,87	0,3078	1,08	0,3599	1,29	0,4015		
0,04	0,0160	0,25	0,0987	0,46	0,1772	0,67	0,2486	0,88	0,3106	1,09	0,3621	1,30	0,4032		
0,05	0,0199	0,26	0,1026	0,47	0,1808	0,68	0,2517	0,89	0,3133	1,10	0,3643	1,31	0,4049		
0,06	0,0239	0,27	0,1064	0,48	0,1844	0,69	0,2549	0,90	0,3159	1,11	0,3665	1,32	0,4066		
0,07	0,0279	0,28	0,1103	0,49	0,1879	0,70	0,2580	0,91	0,3186	1,12	0,3686	1,33	0,4082		
0,08	0,0319	0,29	0,1141	0,50	0,1915	0,71	0,2611	0,92	0,3212	1,13	0,3708	1,34	0,4099		
0,09	0,0359	0,30	0,1179	0,51	0,1950	0,72	0,2642	0,93	0,3238	1,14	0,3729	1,35	0,4115		
0,10	0,0398	0,31	0,1217	0,52	0,1985	0,73	0,2673	0,94	0,3264	1,15	0,3749	1,36	0,4131		
0,11	0,0438	0,32	0,1255	0,53	0,2019	0,74	0,2703	0,95	0,3289	1,16	0,3770	1,37	0,4147		
0,12	0,0478	0,33	0,1293	0,54	0,2054	0,75	0,2734	0,96	0,3315	1,17	0,3790	1,38	0,4162		
0,13	0,0517	0,34	0,1331	0,55	0,2088	0,76	0,2764	0,97	0,3340	1,18	0,3810	1,39	0,4177		
0,14	0,0557	0,35	0,1368	0,56	0,2123	0,77	0,2794	0,98	0,3365	1,19	0,3830	1,40	0,4192		
0,15	0,0596	0,36	0,1406	0,57	0,2157	0,78	0,2823	0,99	0,3389	1,20	0,3849	1,41	0,4207		
0,16	0,0636	0,37	0,1443	0,58	0,2190	0,79	0,2852	1,00	0,3413	1,21	0,3869	1,42	0,4222		
0,17	0,0675	0,38	0,1480	0,59	0,2224	0,80	0,2881	1,01	0,3438	1,22	0,3883	1,43	0,4236		
0,18	0,0714	0,39	0,1517	0,60	0,2257	0,81	0,2910	1,02	0,3461	1,23	0,3907	1,44	0,4251		
0,19	0,0753	0,40	0,1554	0,61	0,2291	0,82	0,2939	1,03	0,3485	1,24	0,3925	1,45	0,4265		
0,20	0,0793	0,41	0,1591	0,62	0,2324	0,83	0,2967	1,04	0,3508	1,25	0,3944	1,46	0,4279		

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1,47	0,4292	1,63	0,4484	1,79	0,4633	1,95	0,4744	2,22	0,4868	2,54	0,4945	2,86	0,4979
1,48	0,4306	1,64	0,4495	1,80	0,4641	1,96	0,4750	2,24	0,4875	2,56	0,4948	2,88	0,4980
1,49	0,4319	1,65	0,4505	1,81	0,4649	1,97	0,4756	2,26	0,4881	2,58	0,4951	2,90	0,4981
1,50	0,4332	1,66	0,4515	1,82	0,4656	1,98	0,4761	2,28	0,4887	2,60	0,4953	2,92	0,4982
1,51	0,4345	1,67	0,4525	1,83	0,4664	1,99	0,4767	2,30	0,4893	2,62	0,4956	2,94	0,4984
1,52	0,4357	1,68	0,4535	1,84	0,4671	2,00	0,4772	2,32	0,4898	2,64	0,4959	2,96	0,4986
1,53	0,4370	1,69	0,4545	1,85	0,4678	2,02	0,4783	2,34	0,4904	2,66	0,4961	2,98	0,4988
1,54	0,4382	1,70	0,4554	1,86	0,4686	2,04	0,4793	2,36	0,4909	2,68	0,4963	3,00	0,4988
1,55	0,4394	1,71	0,4564	1,87	0,4693	2,06	0,4803	2,38	0,4913	2,70	0,4965	3,20	0,4993
1,56	0,4406	1,72	0,4573	1,88	0,4699	2,08	0,4812	2,40	0,4918	2,72	0,4967	3,40	0,4996
1,57	0,4418	1,73	0,4582	1,89	0,4706	2,10	0,4821	2,42	0,4922	2,74	0,4969	3,60	0,4998
1,58	0,4429	1,74	0,4591	1,90	0,4713	2,12	0,4830	2,44	0,4927	2,76	0,4971	3,80	0,4999
1,59	0,4441	1,75	0,4599	1,91	0,4719	2,14	0,4838	2,46	0,4931	2,78	0,4973	4,00	0,4999
1,60	0,4452	1,76	0,4608	1,92	0,4726	2,16	0,4846	2,48	0,4934	2,80	0,4974	5,00	0,4999
1,61	0,4463	1,77	0,4616	1,93	0,4732	2,18	0,4854	2,50	0,4938	2,82	0,4976		
1,62	0,4474	1,78	0,4625	1,94	0,4738	2,20	0,4861	2,52	0,4941	2,84	0,4977		

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А. и Маслов В.Т. Элементы гидропривода. – К.: “Техніка”, 1977. – 320 с.
2. Арменский Е.В., Фалк Г.Б. Электрические микромашины. – М.: Высшая школа, 1975.- 240 с.
3. Бочков В.М. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач металлорежущих станков. Львов: 1982. – 133 с.
4. Бочков В.М. Розрахунок та конструювання коробок швидкостей і подач металорізальних верстатів: Навчальний посібник. – К.: – ІСДО, 1994. – 140 с.
5. Бочков В.М., Сілін Р.І. Обладнання автоматизованого виробництва. Навчальний посібник / За ред. Сіліна Р.І. – Львів: В-во держ. Ун-та “Львівська політехніка”, 2000. – 380 с.
6. Брон Л.С., Тартаковский Ж.Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
7. В помощь конструктору-станкостроителю / В.И. Калинин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 288 с.
8. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков.– М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.
9. Волчкович Л.И., Кузнецов М.М., Усов Б.А. Автоматы и автоматические линии. Ч.2. Системы управления и целевые механизмы. Под.ред. Шаумяна Г.А. Учебн.пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1976. – 336 с.
10. Гжиров Р.И., Серебrenицкий П.П. Программирование обработки на станках с ЧПУ: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1990. – 588 с.
11. Гусев И.Т., Елисеев В.Г., Маслов А.А. Устройство числового программного управления: Учебное пособие для техн.вузов / И.Т. Гусев, В.Г.Елисеев, А.А.Маслов. – М.: Вышш.школа, 1986. – 296 с.
12. Зверев И.А., Самохвалов Е.И., Левина З.М. Автоматизированные расчеты шпиндельных узлов // Станки и инструмент. – 1984, № 2. С. 11–15.
13. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ : – К.: Вища школа, 1991.– 287 с.
14. Коцюбинский О.Ю., Герчиков А.М. Методы старения чугуновых деталей // Станки и инструмент.– 1971. – № 4. С.21–24.
15. Кочергин А.И. Автоматы и автоматические линии. Учебн. пособие для техн.вузов. – Мн.: Вышэйшая школа, 1980. – 288 с.
16. Кочергин А.И. Основы надежности металлорежущих станков: Учебное пособие для вузов по спец. 0501 «Технология машиностроения, металло-

- режущие станки и инструменты»- 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш.школа, 1982 – 175 с.
17. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
 18. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
 19. Лизогуб В.А., Кушнир А.П. Выбор уплотнений опор качения шпиндельных узлов станков // Станки и инструмент. – 1991. – № 5. – С. 18–20.
 20. Маеров А.Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий. – М.: Машиностроение, 1986. – 386 с.
 21. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
 22. Мельников Б.А., Панов А.М. Оптимизация многоступенчатых приводов по материалоемкости с использованием ЭВМ // Станки и инструмент. – 1984. – № 3. – С. 16–18.
 23. Металлорежущие станки. Учеб. пособие для вузов / Н.С. Колев и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.
 24. Металлорежущие станки и автоматы: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. А.С. Пронилова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
 25. Металлорежущие станки / Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 574 с.
 26. Металлорежущие системы машиностроительных производств: Учебн.пособие для студентов технических вузов /О.В.Таратынов, Г.Г.Земсков, И.М. Баранчукова и др.; Под ред. Г.Г.Земскова, О.В.Таратынова. – М.: Высшая школа, 1988. – 464 с.
 27. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро- и пневмосистем. – М.: Высш. шк., 1991. – 367 с.
 28. Орликов М.Л., Федоренко И.Г., Шишкин В.Н. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование. – К.: Вища шк., 1987. – 152 с.
 29. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.
 30. Поляков В.С., Борбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
 31. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
 32. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 375 с.

33. РТМ2-1-80. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с учетом условий работы современных автоматизированных станков. – М.: 1981. – 114 с.
34. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справочник – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
35. Свирщевский Ю.И., Макейчик Н.Н. Расчет и конструирование коробок скоростей и подач. – М.: Высшэйшая шк., 1976. – 590 с.
36. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – М: Машиностроение, 1980. – 288 с.
37. Тимченко А.И. РК-профильные соединения и их применение в различных отраслях промышленности // СТИН. – 1993, № 2. – С. 13–19.
38. Тимченко А.И. Профильные бесшпоночные соединения с равноосным контуром, их достоинства, недостатки, область применения и этапы внедрения // Вестник машиностроения. – 1990. – № 11. – С. 43–50.
39. Федорец В.А., Педченко М.Н., Пичко А.Ф. и др. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. – К.: Вища шк., 1987. – 375 с.
40. Федорец В.А. Расчет гидравлических и пневматических приводов гибких производственных систем. – К.: Вища шк., 1988. – 179 с.
41. Федорец В.О., Педченко М.Н., Струтинський В.Б. та ін. Гідроприводи і гідропневмоавтоматика. – К.: Вища школа, 1995. – 463 с.
42. Фигатнер А.М. Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков. – М.: НИИмаш., 1981. – 70 с.
43. Фигатнер А.М. Шпиндельные узлы современных металлорежущих станков. – М.: НИИмаш., 1983. – 45 с.
44. Шиманович М.А., Михайлов В.В. Малогабаритный скоростной шпиндельный узел с гидростатическими опорами шпинделя // Станки и инструмент. – 1982. – № 2. – С. 15–16.
45. ГОСТ 22367-76. Станки металлорежущие. Схемы и способы измерений геометрических параметров.
46. ГОСТ 23.002-78. Обеспечение износостойкости изделий. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. – Введ. впервые. Июль, 1979.
47. ГОСТ 18097-88*. Станки токарно-винторезные и токарные. Основные размеры и нормы точности и жесткости.
48. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Введено вперше. Грудень 1994 р.
49. Кодра Ю.В., Стоцько З.А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання. Навч.посібник / За ред. З.А.Стоцька. – Львів: Видавництво «Бескид Біт», 2004. – 468 с.