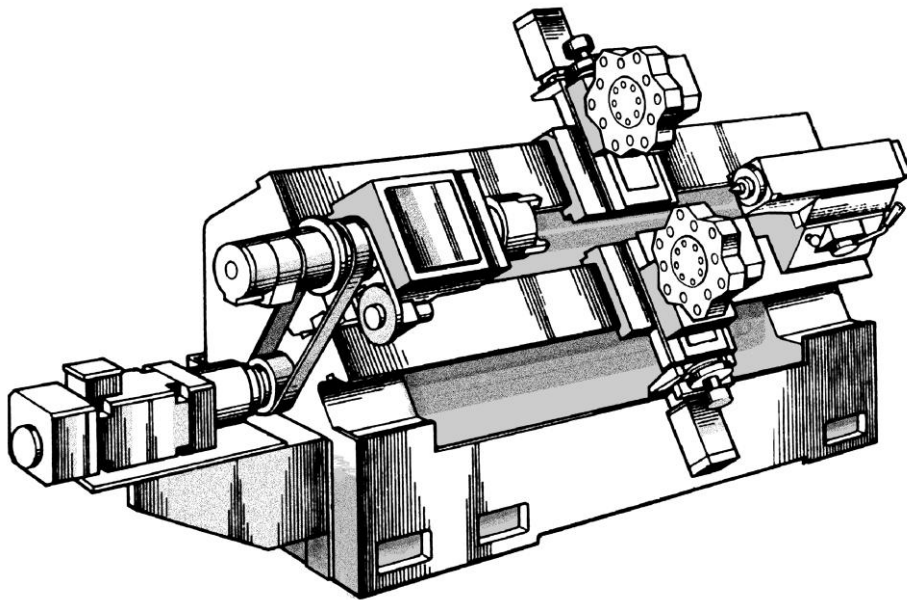


А. О. Малярчук

КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Частина 2



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

А. О. Малярчук

КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Частина 2

Вінниця
ВНТУ
2010

УДК 621.9.06 (075)
ББК 34.63-5я73
М21

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 9 від 26 лютого 2008 р.)

Рецензенти:

О. В. Нахайчук, доктор технічних наук, професор

І. О. Сивак, доктор технічних наук, професор

Ж. П. Дусанюк, кандидат технічних наук, доцент

Малярчук, А. О.

М21 Конструювання та розрахунків металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 2: навчальний посібник / А. О. Малярчук. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 133 с.

В навчальному посібнику наведені методи конструювання та розрахунків механізмів переміщення вузлів верстатів, передач гвинт-гайка ковзання та кочення, напрямних різних типів та форм, проведення розрахунків напрямних ковзання, кочення, гідростатичних напрямних на довговічність та жорсткість, методи змащення та захисту від забруднення. Розглядаються склад та методики проектування гідро- та пневмопривода верстатів. Наведено довідковий матеріал, що стосується конструктивних елементів передач гвинт-гайка ковзання та кочення, різних форм напрямних, які застосовуються у металорізальних верстатах.

УДК 621.9.06 (075)
ББК 34.63-5я73

© А. Малярчук, 2010

Зміст

ВСТУП	4
1 МЕХАНІЗМИ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТІВ ...	5
1.1 Класифікація механізмів поступального переміщення робочих органів верстатів	5
1.2 Передача гвинт-гайка ковзання	9
1.3 Розрахунки передач гвинт-гайка ковзання	15
1.4 Передача гвинт-гайка кочення	22
1.5 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення	34
2 НАПРЯМНІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ.....	42
2.1 Вимоги до напрямних	42
2.2 Основні типи напрямних	43
2.3 Розрахунок напрямних за допустимими навантаженнями	54
2.4 Розрахунок напрямних на жорсткість	61
2.5 Розрахунок напрямних на довговічність	68
2.6 Гідростатичні напрямні	70
2.7 Напрямні кочення	76
3 ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ СХЕМ ВЕРСТАТА	81
3.1 Структура, елементна база та області застосування гідропневмопривода у верстатах	81
3.2 Робоче середовище та ущільнення	89
3.3 Насоси і гідродвигуни	92
3.4 Гідравлічні та пневматичні виконавчі двигуни	100
3.5 Типові схеми керування виконавчими двигунами	104
3.6 Дросельне регулювання швидкості гідродвигуна	117
3.7 Вихідні дані і порядок розроблення гідропневмосхем ..	121
3.8 Розрахунок гідравлічної системи верстата	125
Література	131
Словник найбільш вживаних термінів	132

ВСТУП

Курсове проектування – важлива складова частина навчального процесу. При виконанні курсового проекту студенти отримують досвід самостійного розв’язання практичних задач, вивчають сучасні конструкції технічних пристроїв та тенденції їх розвитку, засвоюють навички користування комп’ютером. Робота над курсовим проектом є тим процесом, який дає можливість студентам проявити свої творчі здібності, інтуїцію та фантазію, оскільки прийняття рішень у проектах пов’язано не тільки із застосуванням матеріалів та комплектуючих, а й у виборі правильної кінематичної структури привода, конструктивного виконання валів та рухомих блоків зубчастих коліс, механізмів перемикання частот обертання.

Призначення курсового проекту з металорізальних верстатів та верстатних комплексів полягає у тому, щоб навчити студентів правильно використовувати теоретичні знання у практичній конструкторській роботі. У курсовому проекті студент вирішує питання вибору та оптимізації технічних характеристик сучасного верстата, розраховує та проектує його вузли, починаючи від структурних схем і закінчуючи робочими кресленнями оригінальних деталей.

Ефективним інструментом інженера-конструктора є засоби комп’ютерної техніки та системи автоматизованого проектування. Застосування їх у курсовому проектуванні обов’язкове. Використовуючи свої знання комп’ютерної техніки, програмування та математичного моделювання, студент виконує відповідні розрахунки у діалоговому або пакетному режимах. При цьому студент може користуватись програмами, розробленими на кафедрі “Металорізальні верстати та обладнання автоматизованого виробництва”, бібліотекою програм обчислювального центру або розробленими самостійно.

У посібнику викладені основи розрахунків та рекомендації щодо конструювання основних вузлів, механізмів та пристроїв металорізальних верстатів різних груп. Наведено різний довідковий матеріал, використання якого дозволяє студенту розробляти реальні конструкції верстатних вузлів та механізмів.

Посібник може використовуватись для виконання курсових та дипломних проектів, пов’язаних з розробленням та використанням металообробного обладнання як чисто навчальних, так і реальних.

1 МЕХАНІЗМИ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВУЗЛІВ ВЕРСТАТІВ

1.1 Класифікація механізмів поступального переміщення робочих органів верстатів

Поступальні переміщення (forward motion) у металорізальних верстатах (metal cutting machine) здійснюють більшість робочих органів та різні допоміжні пристрої. Для привода вузлів з прямолінійно-поступальним рухом у металорізальних верстатах застосовують такі типи механізмів:

- для перетворення *обертального руху (rotator motion)* у прямолінійно-поступальний, коли зміна напрямку руху робочого органу на зворотний досягається зміною напрямку обертання ведучої ланки;
- для перетворення обертального руху постійного напрямку у прямолінійний зворотно-поступальний рух, де за один оберт ведучої ланки ведена ланка звичайно здійснює один подвійний хід;
- пневматичні та гідравлічні, коли зміна напрямку руху робочого органу досягається зміною напрямку потоку робочого середовища (стисненого повітря або рідини);
- для малих прямолінійно-поступальних рухів використовуються температурні деформації, магнітострикція, деформації пружних елементів та зворотний п'єзоелектричний ефект, а повернення рухомого органу у початкове положення здійснюється охолодженням, вимкненням напруги або пружинами.

Механізми для перетворення обертального руху у зворотно-поступальний поділяють на кривошипні (кривошипно-повзунні, кривошипно-кулісні, кривошипно-коромислові) та кулачкові.

Кривошипні механізми (рисунок 1.1) застосовують частіше для привода головного руху. Цикл роботи механізму – один оберт ведучого кривошипа за один подвійний хід рухомого вузла верстата. Зміна довжини ходу та числа подвійних ходів за хвилину здійснюється відповідно регулюванням радіуса r та частоти обертання n ведучого кривошипа. Швидкість та прискорення прямолінійного руху змінюються безперервно за законом, що залежить від типу механізму та його розмірів. Безперервна плавна зміна прискорення робочого органу на всій довжині його ходу забезпечує спокійну роботу кривошипного механізму без будь-яких додаткових пристроїв, що важливо для швидкохідних верстатів з невеликою довжиною робочого ходу (до 300 мм) (зубостругальні, зубодовбальні).

Безперервна зміна швидкості призводить до порівняно великої різниці між найбільшим та середнім значеннями швидкості переміщення повзуна за час прямого ходу, що несприятливо позначається на продуктивності верстата, оскільки змушує знижувати число подвійних ходів повзуна за хвилину для збереження потрібної стійкості інструменту.

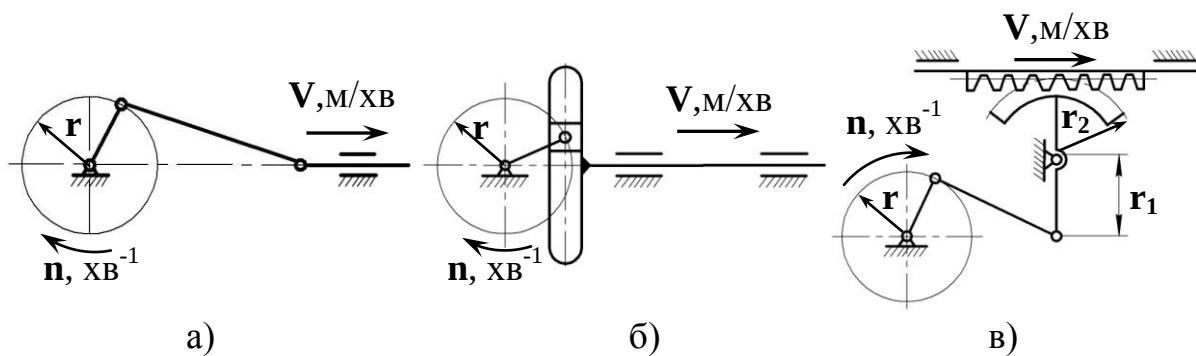


Рисунок 1.1 – Кривошипні механізми: а – кривошипно-кулісний з кулісою, що рухається поступально (довжина ходу $L = 2r$; швидкість веденої ланки $V = 4rn$); б – кривошипно-повзунний (довжина ходу $L = 2r$; швидкість веденої ланки $V = 4rn$); в – кривошипно-коромисловий із зубчастим сектором та рейкою (довжина ходу $L = 2(r_2/r_1)r$; швидкість веденої ланки $V = 4(r_2/r_1)rn$)

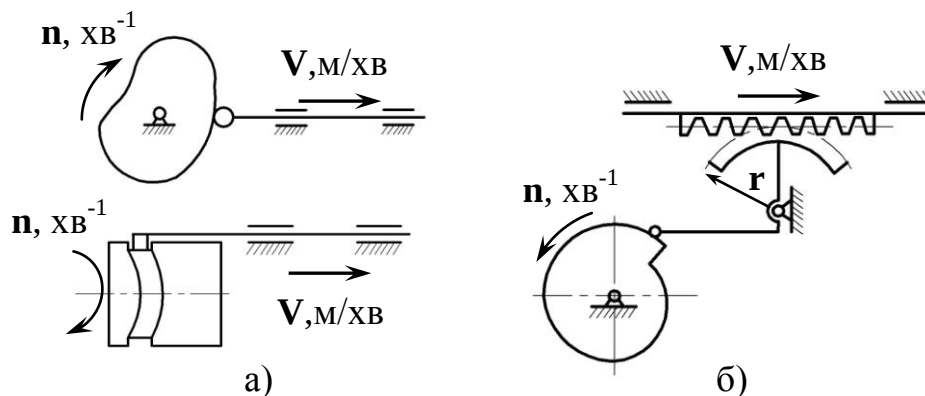


Рисунок 1.2 – Кулачкові механізми: а – кулачковий дисковий та циліндричний; б – кулачково-коромисловий із зубчастим сектором та рейкою

Кривошипні механізми характеризуються відносно великою максимальною швидкістю прямого ходу повзуна ($V_{\max} = 1,6V_{\text{сеп}}$) та відсутністю прискореного зворотного ходу.

Для привода подачі кривошипні механізми застосовують рідко, при цьому використовують не всю довжину ходу повзуна, що дає можливість отримання подачі із швидкістю, що зменшується на робочій ділянці ходу, та безступінчастого регулювання швидкості руху подачі шляхом зміни радіуса ведучого кривошипа.

Кулачкові механізми (рисунок 1.2) застосовують для привода подачі та різних допоміжних рухів. Ці механізми забезпечують переміщення повзуна за будь-яким наперед заданим законом. Зміна характеру руху повзуна, як правило, вимагає заміни кулачка.

Механізми для перетворення обертального руху у прямолінійно-поступальний (рисунок 1.3) застосовують як для приводів подачі, так і для приводів головного руху різання – прямолінійно-поступального (протягувальні та інші верстати) або прямолінійного зворотно-поступального (поздовжньо-стругальні, поздовжньо-фрезерувальні та інші

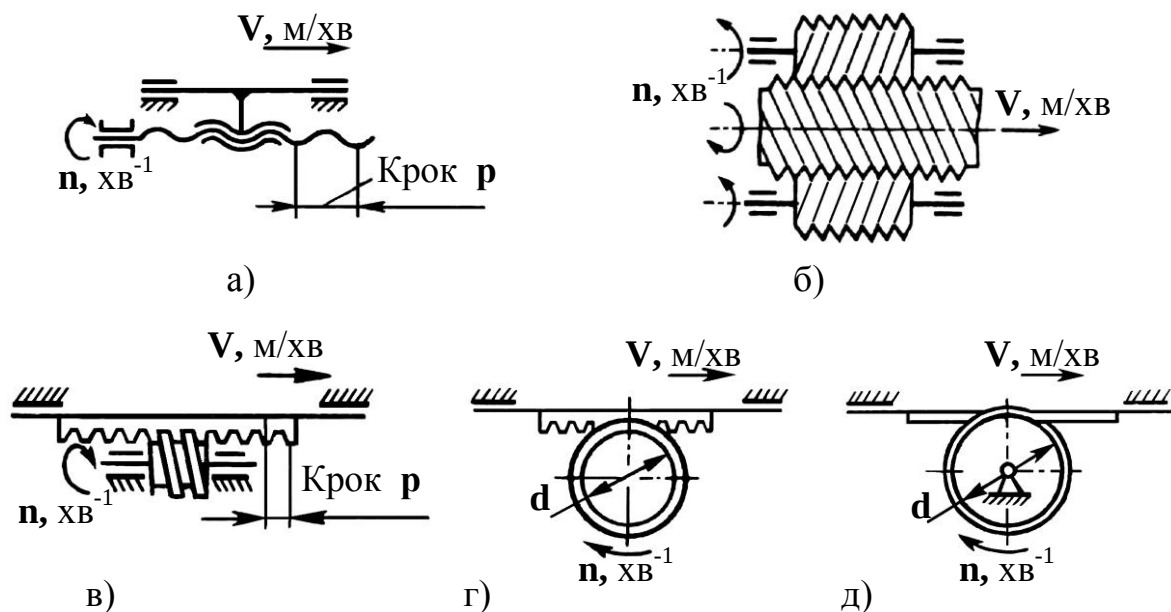


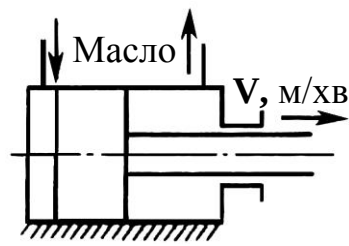
Рисунок 1.3 – Механізми для перетворення обертального руху у поступальний: а – гвинт-гайка ковзання; б – роliko-гвинтовий (планетарний із різьбовими роliками); в – черв'як-рейка; г – шестерня-рейка; д – зірочка-ланцюг

верстат). Механізми характеризуються постійною швидкістю руху рухомого вузла верстата при постійній кутовій швидкості ведучої ланки. Швидкість рухомого вузла верстата змінюється регулюванням частоти обертання ведучої ланки.

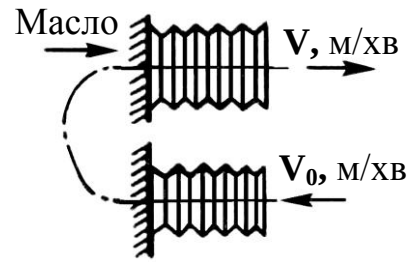
Зміна напрямку переміщення рухомого вузла верстата на зворотний здійснюється реверсуванням ведучої ланки. Оскільки гальмування та розгін рухомого вузла відбувається на порівняно невеликих ділянках, швидкість різання залишається постійною майже на всій довжині ходу рухомого вузла верстата. Застосування таких механізмів для здійснення прямолінійного зворотно-поступального руху різання доцільно для середньої та великої довжини ходу рухомого вузла (понад 800 мм).

Механізми *гвинт-гайка* (screw-nut) (рисунок 1.3,а) та черв'як-рейка (рисунок 1.3,в) дають менші переміщення рухомого органу за один оберт ведучої ланки і характеризуються меншим ККД (за винятком кулькогвинтового механізму), ніж механізми шестерня-рейка (рисунок 1.3,г) та зірочка-ланцюг (рисунок 1.3,д). Тому перші зручніше використовувати для привода прямолінійно-поступального руху з невеликою швидкістю (наприклад, рух подачі), другі – для привода з середньою та великою швидкістю.

У верстатах з ЧПК, поздовжньо-стругальних, поздовжньо-фрезерувальних, протягувальних, багатоцільових, зубообробних застосовують у приводах переміщень рухомих вузлів з великими ходами (10 м) роliko-гвинтові механізми (рисунок 1.3.б), які іноді виконують планетарного типу з роliками, на яких нарізана різь.

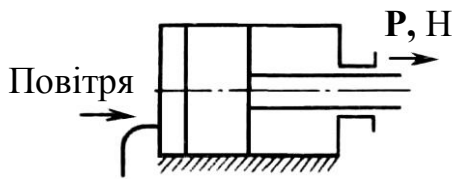


а)

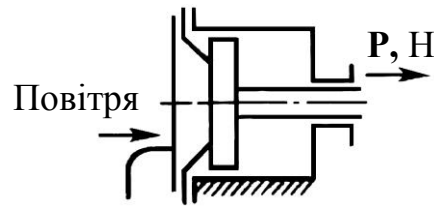


б)

Рисунок 1.4 – Гідравлічні пристрої: а – гідроциліндр; б – гідравлічний мембранний пристрій (сильфони)



а)



б)

Рисунок 1.5 – Пневматичні пристрої: а – пневмоциліндр; б – пневматичний мембранний пристрій

Для збільшення діаметра приводної шестерні іноді її зубці нарізають безпосередньо на черв'яку або вісь черв'яка встановлюють під кутом до осі рейки, що дозволяє застосовувати приводну шестерню будь-якого розміру. У механізмі шестерня-рейка застосовують як прямі, так і косі зубці. У останньому випадку вісь шестерні може бути розташована під кутом до напрямку руху веденої ланки.

Гідравлічні пристрої (рисунок 1.4) (робоче середовище нестисливе) застосовують як для привода подачі, так і для привода головного руху різання. Регулювання швидкості переміщення рухомого вузла здійснюється дроселюванням за умов передачі малих потужностей, коли потужності привода великі – регулюванням подачі насоса або вмиканням у різних комбінаціях декількох нерегульованих насосів різної подачі. Дроселювання забезпечує просте та зручне безступінчасте регулювання швидкості веденої ланки, але на малих швидкостях спостерігається нерівномірність переміщення (стрибоподібність). Гідроциліндри (рисунок 1.4,а) застосовують для приводів головного руху та подач з середньою та великою довжиною ходу (більше 100 мм). Мембранні (сильфонні) пристрої (рисунок 1.4,б) використовують для привода допоміжних пристроїв з невеликим ходом.

Зручність регулювання швидкості та перемикання напрямку руху рухомого вузла на зворотний, а також плавність ходу є особливостями гідравлічного привода.

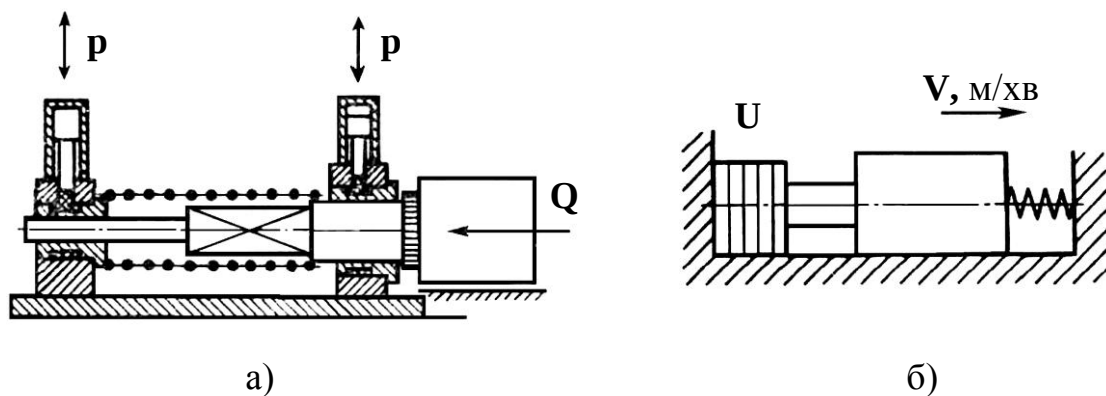


Рисунок 1.6 – Механізми малих переміщень: а – магнітострикційний;
б – п'єзoeлектричний

Пневматичні пристрої (рисунок 1.5) (робоче середовище стисливе) застосовують, головним чином, для привода затискних механізмів пристосувань. Швидкість руху поршня невизначена. Завдяки пружності повітря поршень працює аналогічно пружині, тобто на поршні створюється певне зусилля, яке не змінюється у поршневих циліндрах та мало змінюється у мембранних циліндрах. Основні типи пристроїв: пневмоциліндри (рисунок 1.5,а) для забезпечення великих переміщень, мембранні пристрої (рисунок 1.5,б) для малих переміщень.

Механізми малих переміщень (рисунок 1.6) застосовують для забезпечення незначних переміщень та малих подач, наприклад, у механізмах подач шліфувальних верстатів, а також для створення попереднього натягу у ланках механізмів верстатів. Для прецизійних верстатів необхідно забезпечити рівномірність малих подач та точність малих переміщень.

Використовують ефект магнітострикції (рисунок 1.6,а), який полягає у зміні лінійних розмірів феромагнітного стрижня у магнітному полі, та п'єзоефект (рисунок 1.6,б), коли деформуються п'єзокристали, зібрані у пакет, в залежності від напруги, що підводиться до пакета.

1.2 Передача гвинт-гайка ковзання

Передача (transmission) ходовий гвинт-гайка слугує для здійснення точних поступальних переміщень рухомих вузлів (супорти, столи, траверси та ін.) у приводах подачі металорізальних верстатів, промислових роботів та засобів автоматизації. Серед гвинтових механізмів найбільшого поширення набули передачі ходовий гвинт-гайка з *тертям (friction) ковзання (sliding)* та *кочення (rolls)*.

Передача ходовий гвинт-гайка з тертям ковзання. Гвинтовий механізм гвинт-гайка з тертям ковзання є нижчою кінематичною парою. Він забезпечує мале переміщення веденої ланки за один оберт ведучої. Такі передачі застосовують для позиціонування, ділільних переміщень та

рухів подачі. У приводі головного руху різання та допоміжних ходів цю передачу застосовують рідко.

Для такої передачі характерні:

– висока редукція та малий крутний момент на ходовому гвинті, що обумовлює малий крок при застосуванні однозахідних ходових гвинтів:

$$M_k = \frac{Qp}{2\pi\eta}, \quad (1.1)$$

де M_k – крутний момент на ходовому гвинті, Н·м;

Q – тягова сила, Н;

p – крок гвинта, м;

η – коефіцієнт корисної дії гвинтової пари;

– самогальмування у одно- та двозахідних гвинтах, що дозволяє застосовувати таку пару для установчих рухів під навантаженням та для вертикальних переміщень вузлів з метою більш надійної фіксації рухомого вузла;

– відносно низька зносостійкість через наявність змішаного тертя;

– низький коефіцієнт корисної дії, який визначають за виразом

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}, \quad (1.2)$$

де β – кут підйому гвинтової лінії різі, яка лежить на середньому циліндрі;

ρ – кут тертя у різі ($\rho = 3 \dots 11^\circ$); $\rho = \operatorname{arctg} \mu$;

$\mu = 0,05 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя різі, який залежить від швидкості ковзання.

На рисунку 1.7 показані графіки залежності коефіцієнта корисної дії від коефіцієнту тертя у передачі.

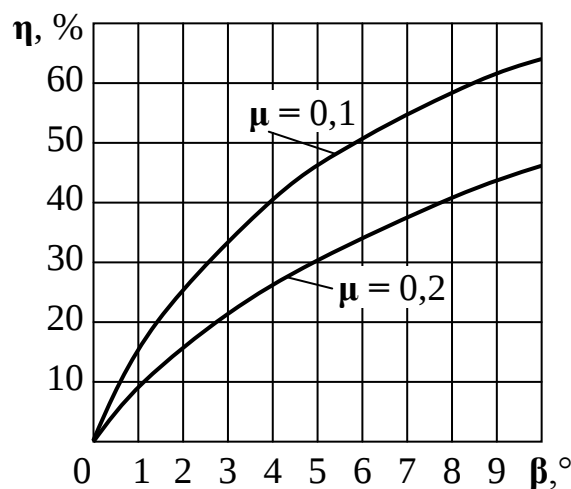


Рисунок 1.7 – Графіки коефіцієнта корисної дії передачі гвинт-гайка ковзання

Механізми гвинт-гайка поділяють на прості та диференціальні. Прості механізми виконують з гвинтом, що обертається, та рухомою або нерухомою гайкою; з гайкою, що обертається, та рухомим або нерухожим гвинтом. У диференціальних механізмах рухомий вузол отримує результуючий рух декількох ведучих ланок. Цих рухів у гвинтовому механізмі може бути не більше чотирьох: обертання гвинта; обертання гайки; поступальне осьове переміщення гвинта (гайки) щодо станини; поступальне осьове переміщення гайки (гвинта) щодо корпусу рухомого. У механізмах верстатів із вказаних рухів звичайно використовують не більше трьох.

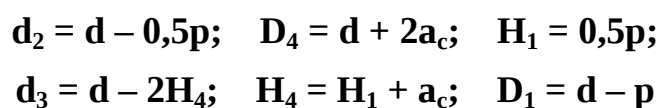
Диференціальні механізми застосовують: 1) для переміщення рухомого вузла від двох приводів, коли потрібна незалежність дії приводів для збереження певного положення кінематичного ланцюга одного привода при використуванні другого привода. Наприклад, поперечна подача шліфувального круга шляхом обертання гайки від відповідного кінематичного ланцюга та швидке відведення чи підведення круга осьовим переміщенням гайки за допомогою гідроциліндра; 2) для компенсації помилок точних ходових гвинтів.

Матеріали для деталей передачі. Точність та довговічність гвинтової пари ковзання визначається у основному гвинтом, оскільки знос гайки мало впливає на кінематичну точність передачі. Гвинти передач виготовляють зміцненими та незміцненими. Зміцнені гвинти застосовують у випадках, коли їх довговічність повинна бути не менше міжремонтного циклу верстата. Зміцненням до твердості не менше 54 HRC_e досягають підвищену зносостійкість гвинта, але при цьому потрібно забезпечити його мінімальну деформацію в результаті зміцнення та наступної механічної обробки, стабільність форми під час тривалої експлуатації.

Гвинти класів точності 0, 1 та 2 зовнішнього діаметра до 60 мм, що мають середню чи високу жорсткість, рекомендується виготовляти із сталі ХВГ з об'ємним гартуванням. Для гвинтів діаметром до 120 мм застосовують сталь 7ХГ2ВМ, яка має незначну термічну деформацію, внаслідок чого зміцнення гвинтів може виконуватись після нарізання різі. Гвинти класів 1, 2 та 3 будь-якого діаметра доцільно виготовляти із сталей, що азотуються, 30Х3МФ, 40ХФА, 38Х2МЮА. Товщина азотованого шару повинна бути не менше 0,3 мм. Такі гвинти відрізняються високою зносостійкістю та стабільністю форми у процесі експлуатації.

Незміцнені гвинти виготовляють зі сталей 35 та 45 у нормалізованому стані та сталі У10А у відпаленому стані. Для цих сталей характерні гарна оброблюваність різанням та мінімальні деформації у процесі виготовлення.

Для виготовлення гайок застосовують олов'янисті бронзи Бр 010Ф0,5; Бр 06Ц6С3 (для прецизійних передач), антифрикційний чавун (для невідповідальних гайок).



Таблиця 1.1 – Основні розміри трапецієдної різі

р	H₁	H₄	а_с	Р₁, не більше	Р₂, не більше
1,5	0,75	0,90	0,15	0,075	0,15
2	1,00	1,25	0,25	0,125	0,25
3	1,50	1,75	0,25	0,125	0,25
4	2,00	2,25	0,25	0,125	0,25
5	2,50	2,75	0,25	0,125	0,25
6	3,00	3,50	0,50	0,250	0,50
8	4,00	4,50	0,50	0,250	0,50
10	5,00	5,50	0,50	0,250	0,50
12	6,00	6,50	0,50	0,250	0,50

12

Таблиця 1.2 – Класи точності та області застосування ходових гвинтів

Клас точності	Область застосування
0 – 1	Для особливо точних переміщень рухомих вузлів координатно-розточувальних, координатних внутрішньо-шліфувальних, різешліфувальних верстатів, у ділильних машинах без коректувального пристрою
2	У точних токарно-гвинторізних, зубообробних, фрезерувальних та затилувальних верстатах; точних ділильних механізмах
3	В універсальних токарно-гвинторізних, різefрезерувальних та інших верстатах
4	Для переміщення вузлів верстатів зниженої точності, працюючих з лімбом; для допоміжних переміщень

Таблиця 1.3 – Допуски на ходові гвинти і гайки

Відхилення	Клас точності				
	0	1	2	3	4
Накопичене внутрішньокрокове Δp_{360} , мкм	± 2	± 3	± 6	± 12	± 25
Накопичене переміщення, Δp_{300} , мкм	5	9	18	35	70
Половини кута профілю для $p = 6 \dots 10$ мм, хв.	10	12	18	25	–
Від кола середнього діаметра різі для $p = 6 \dots 10$ мм, мкм	4	6	8	12	18
Допуск на радіальне биття зовнішнього діаметра для довжини гвинта $1 \dots 2$ м, мкм	40	60	100	150	250
Середнього діаметра різі гайки (убік «+») для $p = 6 \dots 10$ мм, мкм	60	65	75	100	120

Метричні різі (кут профілю 60°) використовують для точних ходових гвинтів ділильних та контрольно-вимірювальних машин.

Прямокутні різі (стандартом не регламентовані) іноді застосовують для дуже точних ходових гвинтів. Прямокутна різь має найменше тертя, але складна у виготовленні, і осьовий зазор у парі усунути важко. Похибка переміщення, що виникає за рахунок биття гвинта, менша, але гвинт швидше зношується.

Дрібні різі дають менші похибки переміщення внаслідок деформації, тому їх використовують у точних ходових гвинтах. Різь із нормальним та великим кроками використовують у важконавантажених гвинтах нормальної та зниженої точності.

Зазор у різі регулюють та усувають двома способами. Перший полягає у виготовленні гайки з двох півгайок, одну з них закріплюють на столі чи супорті, іншу за допомогою клина, прокладок або гвинтів

переміщують у осьовому напрямку. Другий спосіб полягає у обертанні одної півгайки відносно другої при незмінному осьовому розташуванні.

У розрізних гайках для забезпечення після їх зношування правильного прилягання різі гвинта до різі гайки по обох сторонах профілю внутрішній та зовнішній діаметри різі повинні бути збільшені приблизно на 0,5 мм щодо стандартного розміру. Області застосування гвинтових передач за класами точності показані у таблиці 1.1.

Положення полів допусків, які визначаються основними відхиленнями, та ступені точності, прийняті у системі допусків для однозахідної трапецоїдної різі, наведені у ГОСТ 9562–81. На додаток до вказаних стандартизованих допусків на різі для ходових гвинтів та гайок передбачені додаткові вимоги:

- допуски на постійність розміру зовнішнього діаметра гвинта та внутрішнього діаметра гайки. Коливання розміру повинні вкладатись у поле допуску h5 для гвинтів та H6 для гайок гвинтових передач 0, 1 та 2-го класів точності, h7 та H7 – для 3-го класу, f7 та H8 – для 4-го класу точності.

- допуски на внутрішній діаметр різі встановлені по H6 для гайок до гвинтів 0, 1 та 2-го класів точності, H7 – для 3-го класу; H8 – для 4-го класу точності. Це розповсюджується тільки на ті випадки, коли внутрішній діаметр різі слугує технологічною базою для кінцевої обробки корпусу гайки.

- допуски кроку, кута профілю, круглоти середнього діаметра та биття зовнішнього діаметра різі гвинта та відхилення середнього діаметра різі гайки слід призначати з урахуванням значень, наведених у таблиці 1.2.

Передача ходовий гвинт-гайка з трапецоїдною різзю. Для ходових гвинтів необхідно вказувати профіль різі, її напрям, номінальний діаметр, крок, довжину та вигляд кінців для опор гвинта та встановлення елементів привода. Конструкції ходових гвинтів відрізняються простотою форми та відсутністю різких переходів, що сприяють його деформації під час обробки. Довгі ходові гвинти для полегшення їх обробки роблять складовими, використовуючи різні способи з'єднання частин (рисунок 1.9).

Привод гвинта або гайки здійснюється через з'єднувальну муфту, шестерню або зубчасту пасову передачу.

Опори гвинтів повинні задовольняти такі основні вимоги: забезпечувати мале осьове та радіальне биття під час обертання гвинта; не допускати незбіг осей гвинта та гайки під час монтажу на верстаті; забезпечувати високу жорсткість у осьовому напрямку; забезпечувати необхідну довговічність для важконавантажених гвинтів.

Гвинт у осьовому напрямку фіксують звичайно однією опорою, рідше двома. Зазор у гайках гвинтових передач регулюють спеціальними пристроями, а зазор у опорах гвинта – регулювальними гайками.

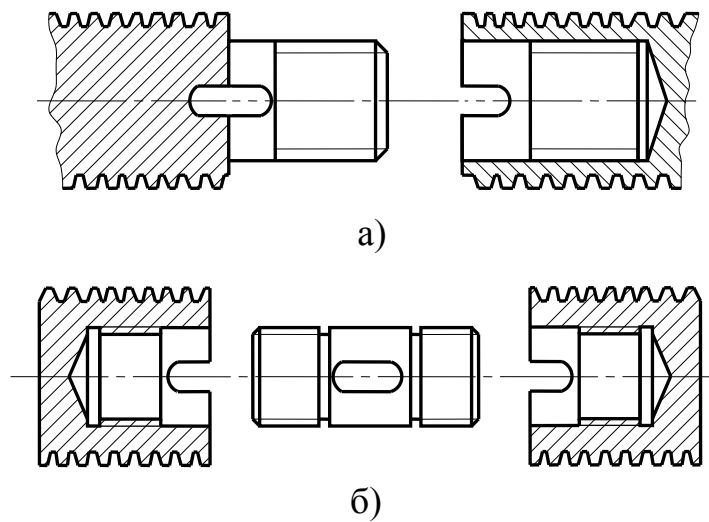


Рисунок 1.9 – Способи з'єднання частин ходових гвинтів: а – різьбове за допомогою хвостовика із застосуванням клина; б – різьбове за допомогою вставки, клина та конічного штифта

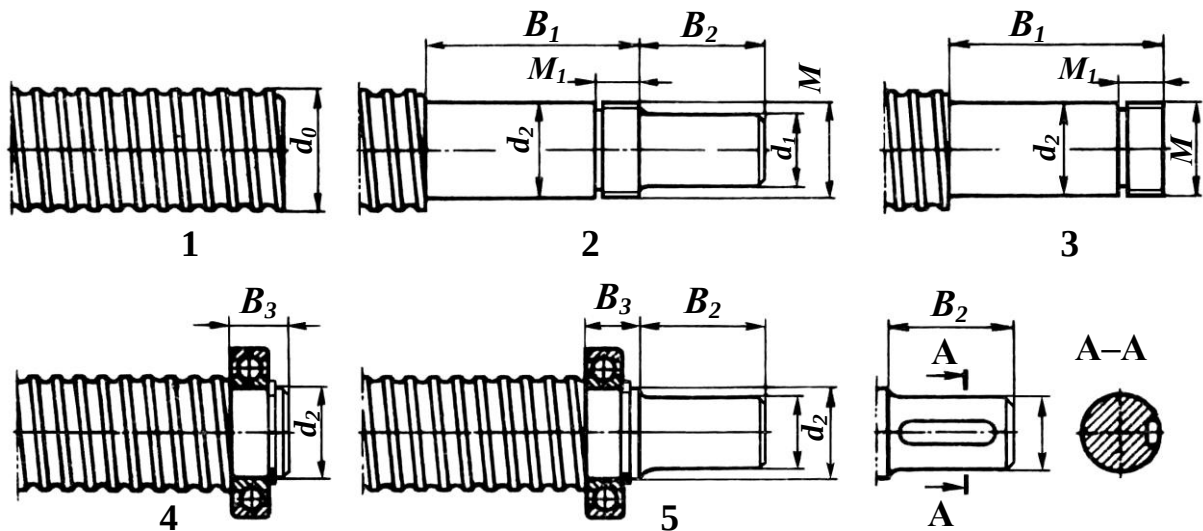


Рисунок 1.10 – Конструкції кінців ходових гвинтів

Кінці ходових гвинтів для передач гвинт-гайка з тертям ковзання можуть мати п'ять виконань (рисунок 1.10). Розміри кінців ходових гвинтів різних типорозмірів подані у таблиці 1.3. Розміри фланцевих гайок з трапецієдною різьбою (рисунок 1.11) подані у таблиці 1.4.

1.3 Розрахунки передач гвинт-гайка ковзання

У ході проектування передач ходовий гвинт-гайка вибирають розмір гвинта, гайки, профіль та крок різі, опори ходового гвинта та ін. Типорозмір передачі вибирають за допустимими значеннями зусиль розтягування та стискання, що діють у механізмі (таблиця 1.5).

Таблиця 1.4 – Розміри ходових гвинтів (рисунок 1.10), мм

d₀	d₁	d₂	B₁	B₂	B₃	M	M₁
8	4	5	24	12	7	M5×0,8	6
10	5	6	26	12	9	M6×1	6
12	6	8	38	12	10	M8×1	11
16	10	12	50	17	15	M12×1	8
20	12	15	62	25	15	M15×1	10
25	15	17	66	30	15	M17×1	10
32	20	25	79	40	20	M25×1	13,5
40	25	32	83	45	21	M30×1,5	13,5
50	30	40	95	50	26	M40×1,5	16,5
63	40	50	112	65	30	M50×1,5	19,5
80	50	60	125	75	40	M60×2	27
100	60	80	140	100	50	M80×2	35

Таблиця 1.5 – Розміри фланцевих гайок (бронза) ходових гвинтів із трапецієдною різьбою (рисунок 1.11), мм

Tr	D₁	D₂	D₃	d	L₁	L₂	L₃
10×2	25	42	34	5	25	10	6
10×3	25	42	34	5	25	10	6
12×3	28	48	38	6	35	12	8
14×4	28	48	38	6	35	12	8
16×4	28	48	38	6	35	12	8
18×4	28	48	38	6	35	12	8
20×4	32	55	45	7	44	12	8
22×5	32	55	45	7	44	12	8
24×5	32	55	45	7	44	12	8
26×5	38	62	50	7	46	14	8
28×5	38	62	50	7	46	14	8
30×6	38	62	50	7	46	14	8
32×6	45	70	58	7	54	16	10
36×6	45	70	58	7	54	16	10
40×7	63	95	78	9	66	16	12
44×7	63	95	78	9	66	16	12
48×8	72	110	90	11	75	18	14
50×8	72	110	90	11	75	18	14
60×9	88	130	110	13	90	20	16

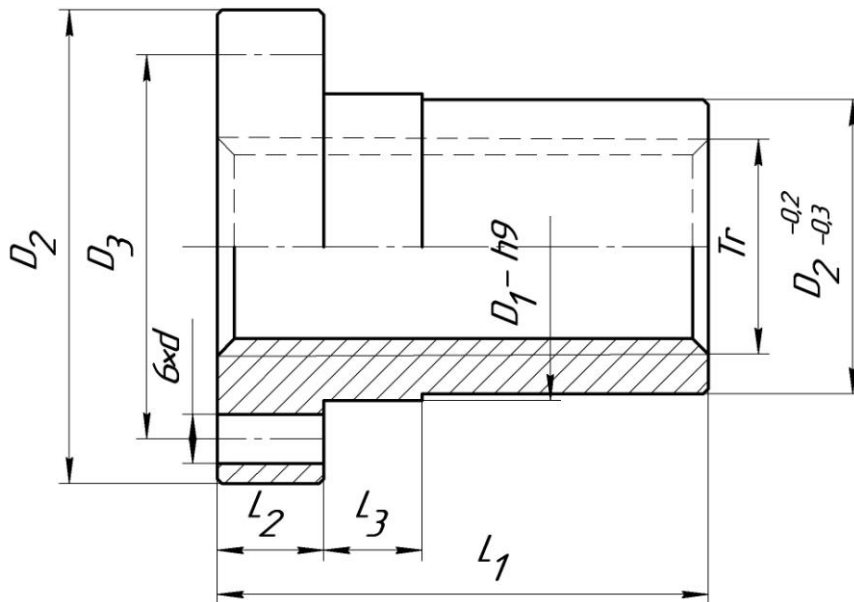


Рисунок 1.11 – Основні розміри гайки з трапецоїдною різзю

У формулах для розрахунку прийняті такі позначення: p , d_2 , d_3 , D_4 , H_1 , a_c – параметри трапецоїдної різі, мм (рисунок 1.8); E , G – модулі пружності відповідно розтягування та кручення, МПа; W та I_p – моменти відповідно опору, мм^3 , та інерції, мм^4 , F – площа поперечного перерізу гвинта, мм^2 ; L – довжина гайки, мм; z – число заходів різі; η – ККД різі; i – число витків гайки; σ_T – границя текучості матеріалу, МПа; λ – кут підйому гвинтової лінії різі; ρ – кут тертя різі; Q – осьова сила, що діє на гвинт, Н.

1. Розрахунок на зносостійкість. Зносостійкість (*wear proof*) передачі залежить від тиску у контакті між гайкою та гвинтом, тому визначають середній тиск (контактне напруження) на робочих поверхнях різі за виразом, Па:

$$\sigma_k = \frac{Qp}{\pi d_2 H_1 L z}, \quad (1.3)$$

Враховуючи співвідношення між параметрами гайки отримуємо вираз для визначення діаметра гвинта, мм:

$$d \approx \sqrt{\lambda \frac{Q}{\sigma_k}}, \quad (1.4)$$

де $\lambda = l/d = 1,5 \dots 4$ – допоміжний коефіцієнт;

$[\sigma_k]$ – допустимий тиск (контактне напруження) у контакті (для точних передач з бронзовою гайкою у токарно-гвинторізних та різенарізних верстатах $[\sigma_k] = 3,0$ МПа, для інших передач з такою ж гайкою $[\sigma_k] = 12$ МПа, для передач з чавунною гайкою $[\sigma_k] = 8$ МПа.

Таблиця 1.6 – Допустимі значення сил розтягування та стискання для ходових гвинтів із трапецієдною різзю

Розмір передачі	Сила розтягування, кН	Сила стискання, кН, для довжини гвинта, м								
		0,20	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00
Tr10×3	3,3	0,75	0,12	0,054	0,03	–	–	–	–	–
Tr12×3	5,7	2,21	0,354	0,157	0,089	0,039	–	–	–	–
Tr14×4	7,1	3,45	0,552	0,246	0,138	0,061	0,034	–	–	–
Tr16×4	10,4	7,40	1,18	0,524	0,295	0,131	0,074	0,047	0,033	0,018
Tr18×4	14,3	14,08	2,25	1,00	0,563	0,25	0,14	0,09	0,063	0,035
Tr20×4	18,9	–	3,91	1,738	0,977	0,434	0,244	0,156	0,108	0,061
Tr22×5	21,4	–	5,02	2,23	1,255	0,558	0,314	0,20	0,139	0,078
Tr24×5	26,9	–	7,94	3,53	1,98	0,882	0,496	0,317	0,22	0,124
Tr26×5	33,0	–	12,0	5,32	3,00	1,33	0,748	0,478	0,333	0,187
Tr28×5	39,8	–	17,32	7,70	4,33	1,925	1,082	0,692	0,482	0,27
Tr30×6	43,4	–	20,62	9,18	5,17	2,29	1,29	0,825	0,573	0,322
Tr32×6	51,1	–	28,6	12,71	7,15	3,18	1,78	1,143	0,794	0,447
Tr36×6	68,3	–	51,2	22,80	12,8	5,69	3,20	2,05	1,422	0,80
Tr40×7	83,0	–	75,6	33,60	18,9	8,40	4,72	3,02	2,10	1,18
Tr44×7	104,6	–	–	53,30	30,0	13,32	7,50	4,80	3,33	1,87
Tr50×8	135,3	–	–	89,40	50,2	22,3	12,55	8,04	5,58	3,14
Tr55×9	162,6	–	–	128,8	72,4	32,2	18,1	11,6	8,05	4,52
Tr60×9	200,3	–	–	195,7	110	48,9	27,5	17,61	12,22	6,88
Tr70×10	278,1	–	–	–	212	94,2	53,0	33,9	23,52	13,25
Tr80×10	379,4	–	–	–	–	175,6	98,8	63,2	48,9	24,7

Перевірити зносостійкість передач різного класу точності можна за контактним напруженням на один опорний виток, якщо допустити, що по витках навантаження розподілене рівномірно, МПа:

$$\sigma_k = \frac{Q}{\pi d_2 H_i} \leq [\sigma_0], \quad (1.5)$$

де $[\sigma_0] = 2...4$ МПа для гвинтів 0, 1, 2-го класів точності; $[\sigma_0] = 5...12$ МПа для гвинтів 3-го та 4-го класів точності.

2. Розрахунок на міцність ходових гвинтів. У приводах переміщення рухомих вузлів верстатів гвинти працюють на розтягування, стискання та кручення. Еквівалентне (приведене) напруження у гвинті визначається за виразом, МПа

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq (\sigma_T / n); \quad (1.6)$$

де $n = 3...5$ – коефіцієнт запасу.

Напруження стискання або розтягування гвинта, МПа

$$\sigma = Q / F = 4Q / (\pi d_3^2). \quad (1.7)$$

Дотичне напруження, МПа

$$\tau = T_H / W = T_H / (0,2 d_3^3). \quad (1.8)$$

Крутний момент на гвинті, Н·мм

$$T_H = Q \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho); \quad (1.9)$$

$$T_H = Q p / (2\pi \eta). \quad (1.10)$$

3. Розрахунок на зрізання різі гайок. Для металевих гайок дотична напруга, МПа

$$\tau = \frac{3,73Q}{\pi D_4 (H_1 + 2a_c) i} \leq \tau_{\text{ср}}. \quad (1.11)$$

Для гайок із фтористої бронзи $\tau_{\text{ср}} = 25...35$ МПа.

4. Розрахунок критичної частоти обертання ходових гвинтів. Критичною приймається частота обертання гвинта, коли внаслідок дії відцентрових сил через незбалансованість гвинта він втрачає стійкість, з'являються вібрації. Критична частота обертання гвинта, хв^{-1} :

$$n_{\text{кр}} = 5 \cdot 10^7 d_3 \sqrt{k} / L^2, \quad (1.12)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 0,5...0,8$;

v – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення опор гвинта (рисунок 1.12);

L – відстань між опорами, мм.

5. Розрахунок ходових гвинтів на стійкість (firmness). Критичне осьове навантаження у випадку поздовжнього згину, Н:

$$F_{\text{кр}} = 34000 \cdot b_2 d_k^2 / L_k^2, \quad (1.13)$$

де b_2 – коефіцієнт, що призначається залежно від прийнятої схеми закріплення опор гвинта (рисунок 1.12);

L_k – відстань від середини опори гвинта до середини опори гайки, мм (рисунок 1.12);

d_k – внутрішній діаметр гвинта, мм.

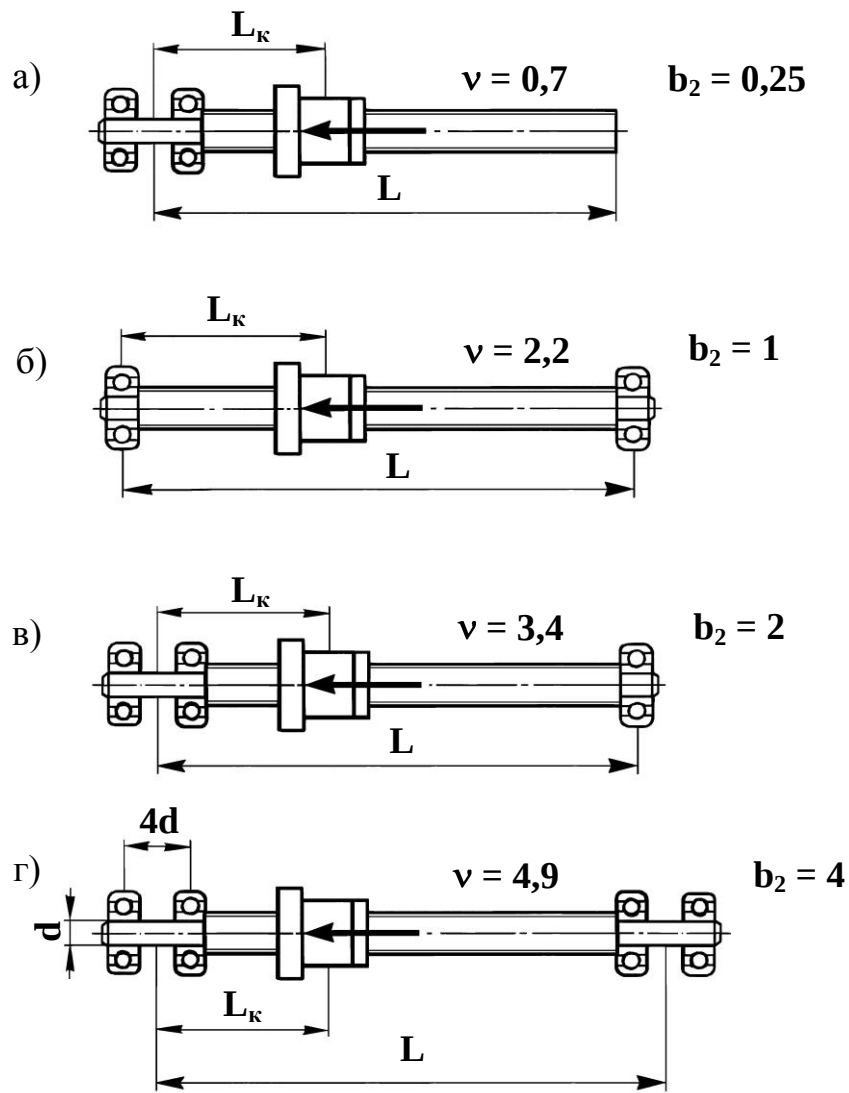


Рисунок 1.12 – Способи закріплення опор гвинта

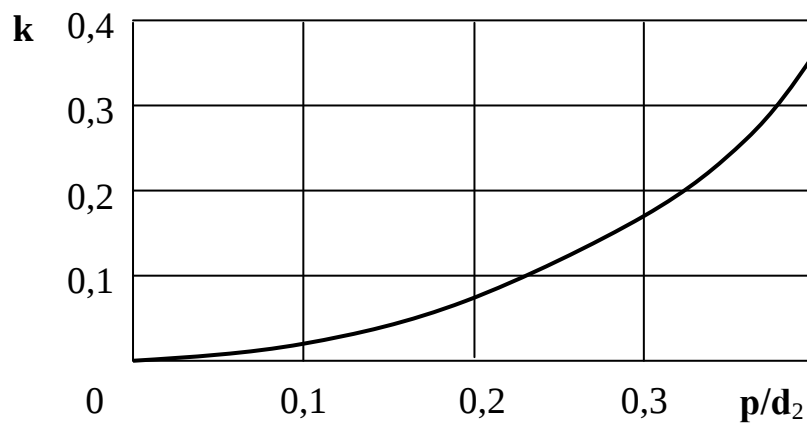


Рисунок 1.13 – Зміна коефіцієнта k в залежності від співвідношення p/d_2

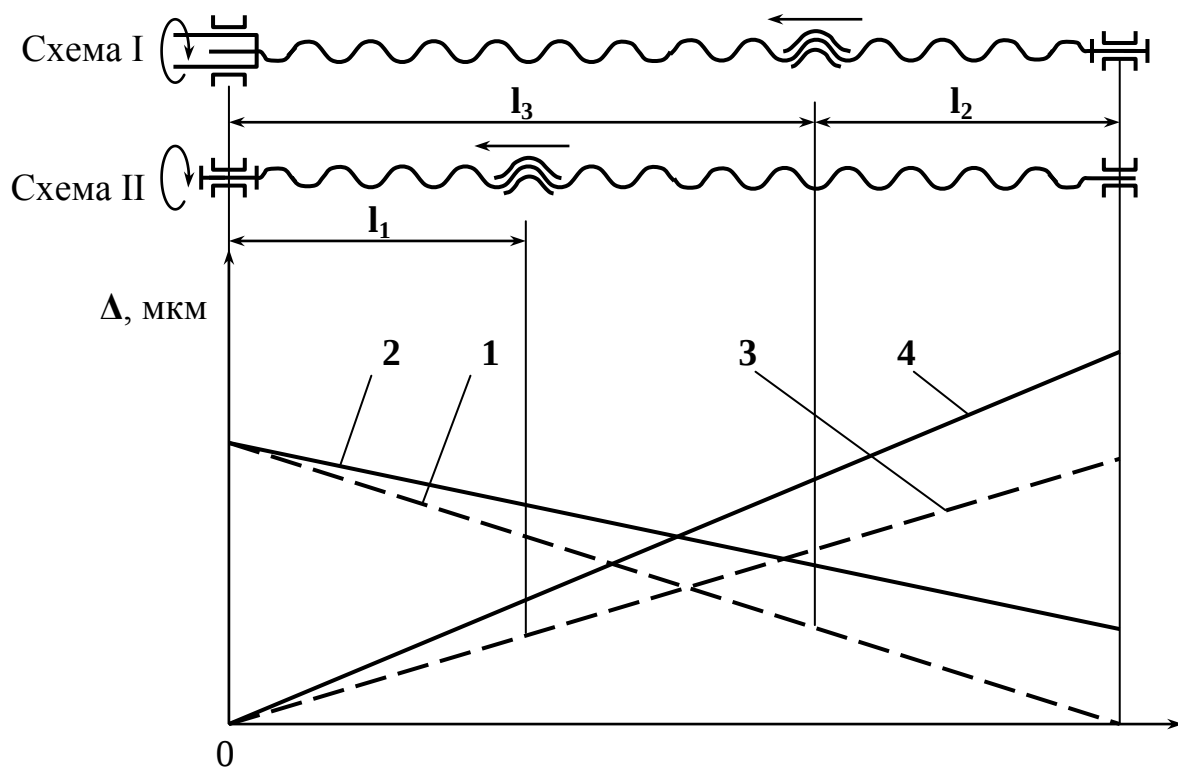


Рисунок 1.14 – Накопичена похибка переміщення внаслідок деформації ходового гвинта: 1 – похибка від розтягування ходового гвинта **3** опорами за схемою I; 2 – сумарна похибка від розтягування та скручування ходового гвинта за схемою I; 3 – похибка від стискання ходового гвинта за схемою II; 4 – сумарна похибка від стискання та скручування ходового гвинта за схемою II

6. Похибка переміщення внаслідок деформування ходового гвинта. Якщо розтягування (або стискання) та скручування діє на одній і тій же ділянці l_1 ходового гвинта, то похибка переміщення складає, мм

$$\Delta = \left(\frac{Q}{EF} + \frac{T_p P}{2\pi G I_p} \right) l_1 = \frac{Q l_1}{EF} (1 + k). \quad (1.14)$$

Якщо розтягування (або стискання) діє на одній ділянці ходового гвинта довжиною l_2 , а скручування діє на ділянці l_3 , то похибка переміщення складає, мм

$$\Delta = \frac{Q}{EF} (l_2 + k l_3). \quad (1.15)$$

Коефіцієнт k (рисунок 1.13) враховує збільшення похибки переміщення внаслідок скручування ходового гвинта залежно від p/d_2 (для розрахунку ККД гвинтової пари приведений кут тертя $\rho = 5^\circ$). Графіки, що характеризують похибку переміщення внаслідок деформації ходового гвинта, показані на рисунку 1.14.

1.4 Передача гвинт-гайка кочення

Властивості передачі. Властивості передачі гвинт-гайка кочення, або інакше *кулькової гвинтової передачі (ball-shape helical gear)* (КГП), дозволяють застосовувати її як у приводах подач без дистанційного відліку переміщень у верстатах загального призначення та силових головках агрегатних верстатів, так і у приводах подач та позиціонування верстатів з ЧПК. Передачі відрізняються високим коефіцієнтом корисної дії (0,8...0,9), невеликою різницею між силами тертя спокою та руху, незначним впливом частоти обертання гвинта на силу тертя у механізмі, повна відсутність осьового зазору. Недоліками таких передач є висока вартість, знижене демпфування, відсутність самогальмування.

Конструкція та розміри передачі. Передача складається з гвинта 1 (рисунок 1.15), гайки 2, кульок 3 та пристрою для повертання кульок (на рисунку не показано). Звичайно застосовують передачі з найбільш технологічним півкруглим профілем різі. Для зниження контактних напружень у передачі передбачають $r_{гв} = r_r \approx (1,03...1,05)r_1$ ($r_1 = 0,6 p$ – співвідношення діаметра кульок та кроку нарізки). Попередній натяг, який підвищує точність та жорсткість передачі, звичайно створюють осьовим чи кутовим зміщенням частин здвоєної гайки.

За номінальний розмір передачі приймають діаметр d_0 умовного циліндра, на якому розташовані центри кульок. Основні розміри передачі за ГОСТ 25329-82 наведені у таблиці 1.7.

Перевагу надають значенням номінального кроку 2,5; 5; 10; 20 мм.

Матеріали для деталей передачі. Гвинти діаметром до 50 мм виготовляють із сталі ХВГ та піддають об'ємному гартуванню до нарізання різі. Гвинти діаметром до 100 мм та довжиною до 5000 мм в умовах великосерійного та централізованого виробництва виготовляють із сталі 8ХФ. Їх рекомендується гартувати з індукційним нагрівом у кільцевому індукторі. Гвинти з кроком різі 5 мм або 10, 12, 20 мм, але довжиною більше 1,5 м доцільно гартувати до нарізання різі, а гвинти з кроком 10, 12, 20 мм та з ділянкою різі довжиною до 1 м – після нарізання різі. У другому випадку передбачається корекція профілю різі, яка виправляє зміни кроку в результаті гартування. На гвинтах довжиною до 3 м з кроком 20 мм виконується контурне гартування робочого профілю з нагрівом СВЧ. Гвинти класу точності П діаметром більше 80 мм та довжиною до 4 м рекомендується виготовляти із сталі 20Х3МВФ та піддавати азотуванню після попереднього покращення. Різь таких гвинтів повинна мати скоректований крок для компенсації поздовжньої деформації, яка утворюється внаслідок азотування.

Гайки рекомендується виготовляти із сталі ШХ15СГ. Допускається застосовувати сталі 9ХС та 7ХГ2ВМ із зміцненням об'ємним гартуванням, а також сталі 25ХГТ та 12ХН3А із зміцненням цементацією та наступним поверхневим гартуванням.

Таблиця 1.7 – Діаметри та кроки нарізки кулькових гвинтових передач за ГОСТ 25329-82

d_0 , мм	p , мм	d_0 , мм	p , мм
6	2,5	40	5; 6; 8; 10; 12
8	2,5	50	5; 6; 8; 10; 12; 16
10	2,5	63	5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
12	2,5; 3; 4; 5	80	6; 8; 10; 12; 16; 20
16	2,5; 3; 4; 5; 6	100	8; 10; 12; 16; 20
20	3; 4; 5; 6; 8	125	10; 12; 16; 20
25	4; 5; 6; 8; 10	160	10; 12; 16; 20
32	4; 5; 6; 8; 10; 12	200	10; 12; 16; 20

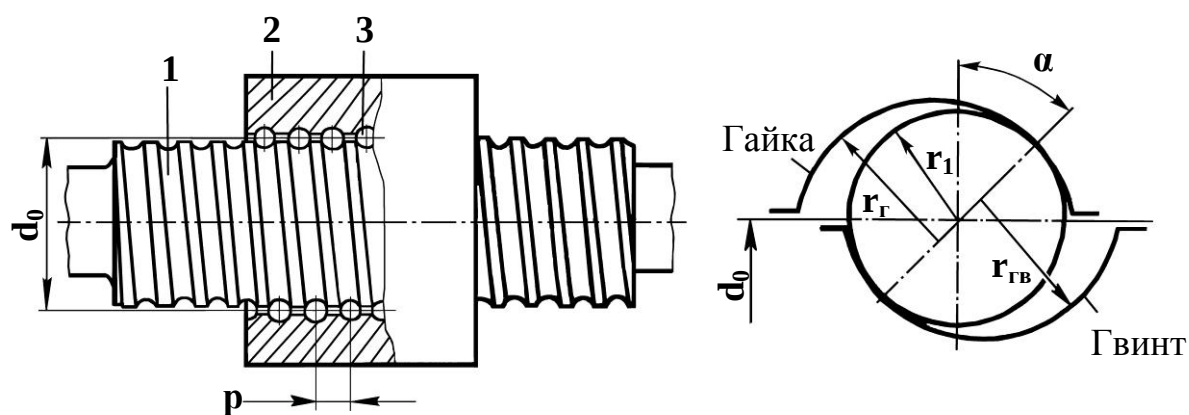


Рисунок 1.15 – Схема передачі гвинт-гайка кочення

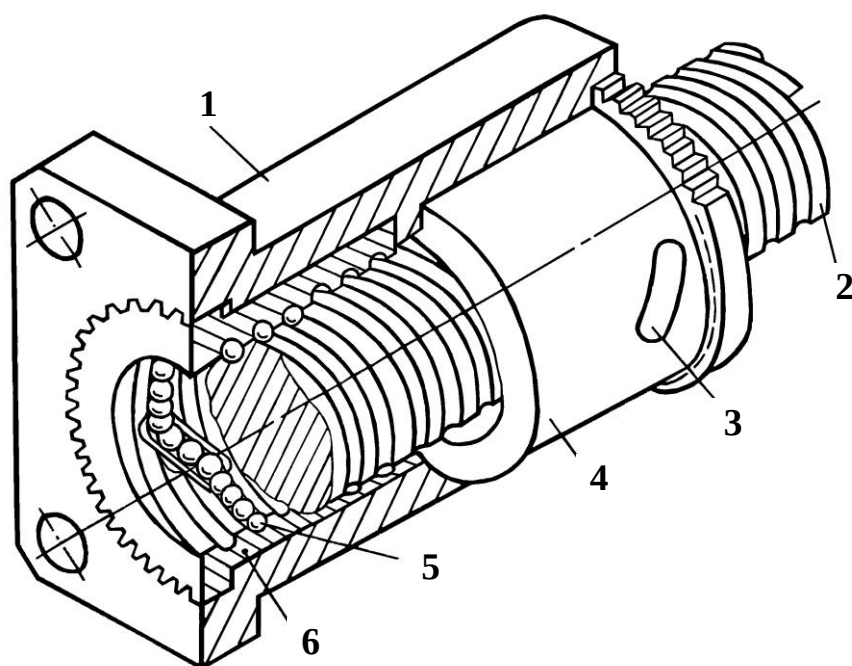


Рисунок 1.16 – Передача з двома гайками, спорядженими зубчастими вінцями

Таблиця 1.8 – Параметри передач гвинт-гайка кочення

Номінальний діаметр різі d_0 , мм	Крок різі p , мм	Осьова жорсткість, Н/мкм, не менше	Момент холостого ходу, Н·м	Статична вантажо-підйомність C_0 , Н	Динамічна вантажо-підйомність C , Н
20	5	300	0,08...0,16	15 500	6 200
25	5	420	0,1...0,26	20 000	8 900
32	5	590	0,2...0,5	26 700	11 000
32	6	550	0,21...0,45	29 900	12 000
40	5	750	0,33...0,82	35 300	12 300
40	6	700	0,3...0,76	37 800	13 400
40	10	620	0,25...0,63	61 100	30 400
50	5	960	0,52...1,3	44 900	13 500
50	6	910	0,5...1,2	52 920	15 800
50	10	850	0,46...1,14	80 200	34 100
50	12	750	0,45...0,98	81 900	34 500
63	10	1090	0,78...1,95	107 000	38 300
80	10	1430	1,28...3,21	141 000	42 800
80	20	1240	1,04...2,61	212 000	84 300
100	10	1850	2,08...5,2	179 000	47 000
100	20	1780	2,1...5,24	276 000	93 100

Вимоги до основних параметрів та якості передач гвинт-гайка кочення наведені у таблиці 1.8.

Передача з двома гайками, обладнаними зубчастими вінцями. Кулькова гвинтова передача (рисунк 1.16) утримує корпус 1, гвинт 2, пристрій повертання кульок 3, дві гайки 4 та 6, комплект кульок 5.

Пристрій для повертання кульок виконаний у вигляді вкладишів, розміщених у трьох вікнах кожної гайки. Вкладиші з'єднують два сусідніх витка гвинтової канавки. Зсунуті один відносно одного у осьовому напрямку на один крок вони розділяють кульки у кожній гайці на три циркулюючі групи. Для тонкого регулювання натягу гайки утримують зубчасті вінці на фланцях, які входять у внутрішні зубчасті вінці корпусу. На одному фланці число зубців на одиницю більше, ніж на другому. Якщо вінці обох фланців вивести з корпусу, повернути гайки у одну сторону на однакове число зубців (на неоднакові кути) та знову з'єднати зубчасті вінці гайок та корпусу, можна завдяки невеликому осьовому зближенню профілів різі гайок створити заданий натяг.

Для такої конструкції КГП корпуси гайок виготовляють двох типів: циліндричний з фланцем та призматичний з боковою стикованою площиною. Посадочний отвір для корпусів циліндричної форми повинен виготовлятись з допуском за Н6. Розмір від осі гвинта до приєднувальної площини корпусу призматичної форми має відхилення Н7.

Конструктивні параметри та приєднувальні розміри розглянутих конструкцій КГП з двома гайками наведені на рисунках 1.17 і 1.18 та у таблицях 1.9 і 1.10.

Передача з одностороннім регулюванням натягу. Кульковий гвинтовий механізм з одностороннім регулюванням натягу зручний у експлуатації (рисунок 1.19). До його складу входять кільце 6 і стопорні елементи 5 та 7. На внутрішній та зовнішній циліндричних поверхнях кільця нарізані рівно розташовані осьові канавки. У корпусі 4 гайка 2 зафіксована штифтом 1, а гайку 3 при регулюванні обертають на малий кут за допомогою регульовального механізму. Для цього у гайку 3 запресований стопорний елемент 5, який входить у контакт з однією із внутрішніх канавок на кільці 6. Другий стопорний елемент 7, вставлений у отвір корпусу 4, входить у контакт з однією із зовнішніх канавок на кільці 6. Під час регулювання натягу стопорний елемент 7 виводиться із контакту з кільцем 6, гайка 3 обертається, а потім стопорний елемент 7 уводиться в сусідню або більш віддалену канавку.

Передача з двома гайками за DIN 69051. До складу такої передачі, яка зображена на рисунку 1.20, входять гайки 1 та 4 із вставками 2 для відведення кульок та щітки 5 для очищення ходового гвинта. Для регулювання натягу одну гайку обертають відносно іншої та фіксують за допомогою упору 3, на робочій поверхні якого виконані такі ж дрібні зубці, як і на торці гайки. Змащувальний матеріал підводиться до отвору А. Основні розміри ряду передач такої конструкції показані на рисунку 1.20, а їх чисельні значення наведені у таблиці 1.11.

Способи змащення КГП та захисту від забруднень. Для змащення (*greasing*) КГП застосовують рідинний або пластичний змащувальний матеріал. Мінеральне масло типу індустріальне підводиться до корпусу, у якому змонтовані гайки. Використовуються такі види змащення: крапельне, порціонне, циркуляційне, масляним туманом. Пластичний змащувальний матеріал типу солідолу застосовують, коли виникають ускладнення з використанням рідинного. Його закладають у гвинтові канавки гайки.

Для запобігання забрудненню гвинтів застосовують захисні пристрої у сукупності з *пристроями ущільнення (devices of compression)* та очищення. Захищають гвинти телескопічними трубками з ущільненнями, але вони мають значні габарити та потребують збільшення довжини гвинта. Гармонікоподібні кожухи добре захищають гвинт і не займають багато місця. Короткі гвинти можна захистити сталевими стрічками, згорнутими у спіраль.

Добре очищує гвинт охоплююча його фетрова або повстяна втулка з нарізкою на внутрішній поверхні відповідного профілю (рисунок 1.21, а), але знос такої втулки погіршує виконання нею своєї функції. Використання втулок з нейлону зменшує силу тертя у контакті з гвинтом, а втулка менше шаржується твердими частками, що зменшує знос.

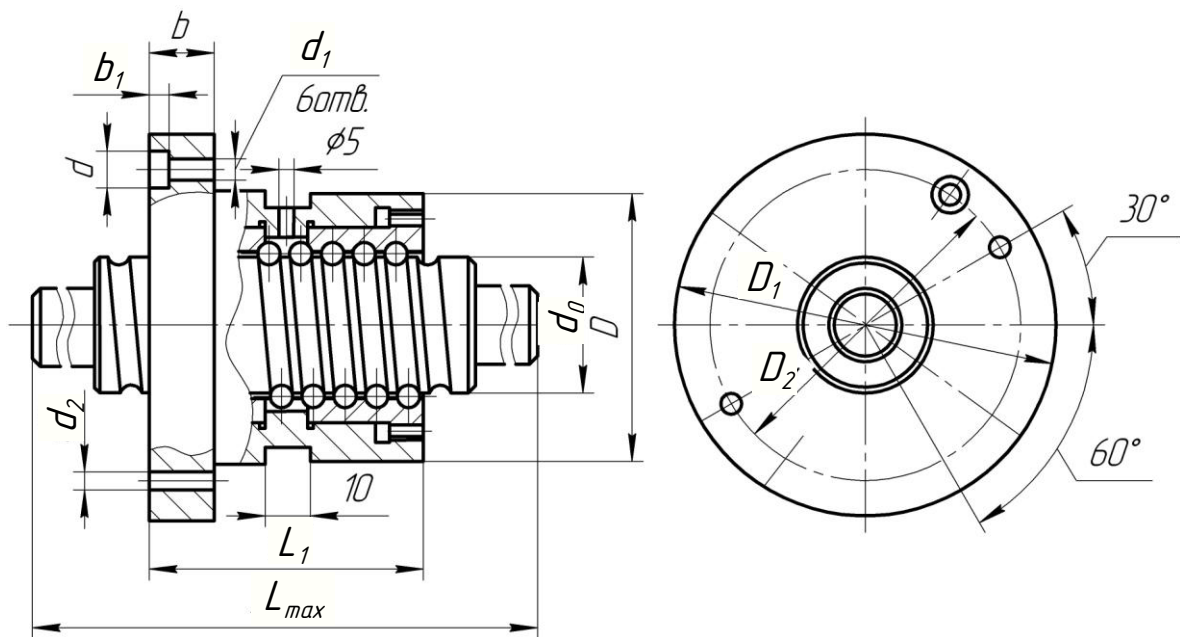


Рисунок 1.17 – Конструкція та основні розміри кулькової передачі з двома гайками

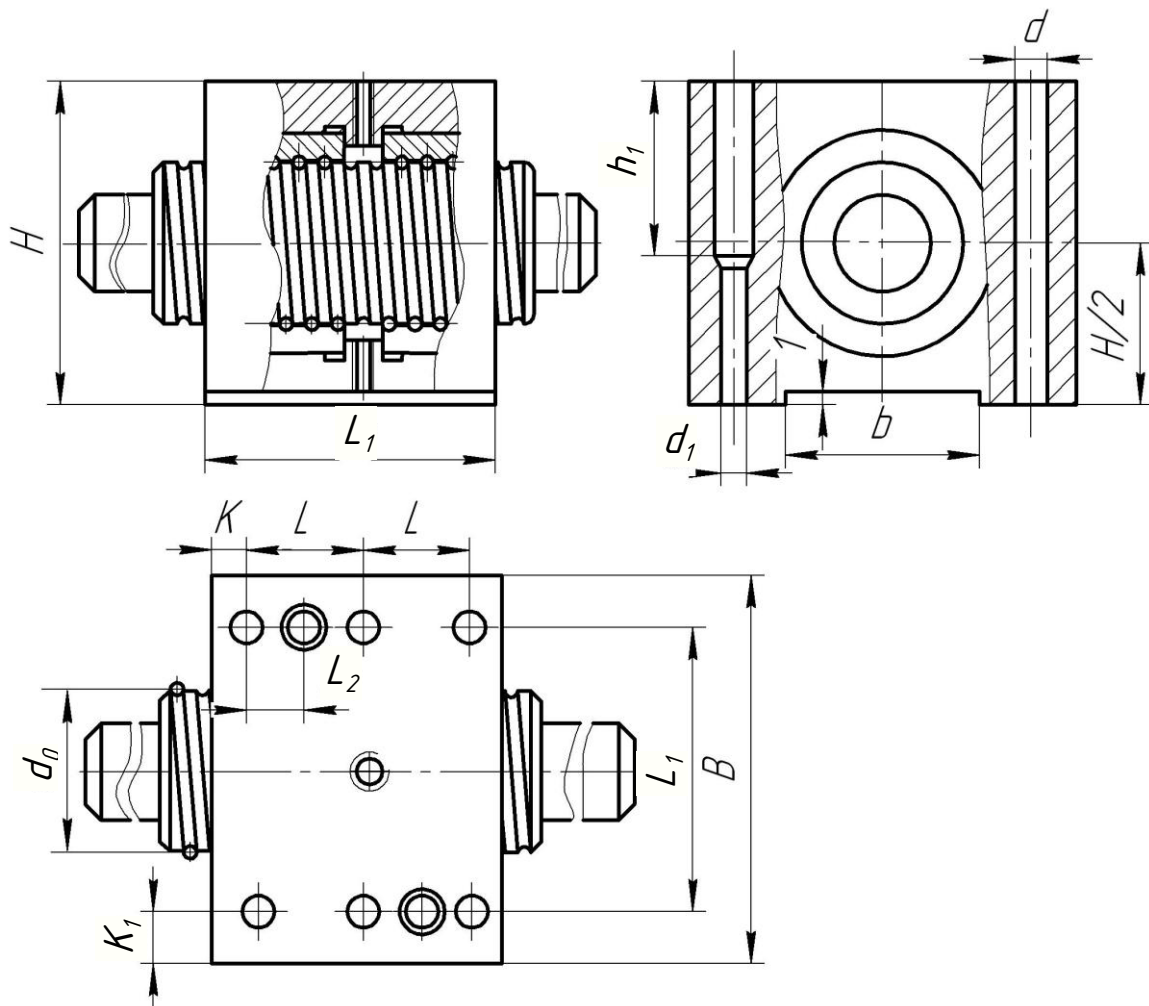


Рисунок 1.18 – Конструкція кулькової гвинтової передачі у прямокутному корпусі

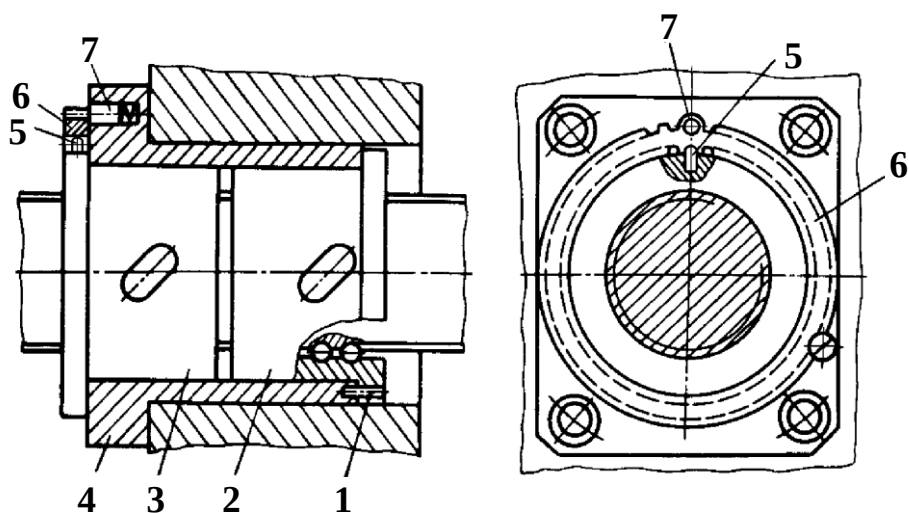


Рисунок 1.19 – Конструкція передачі з одностороннім регулюванням натягу

Таблиця 1.9 – Основні розміри кулькової гвинтової передачі з двома гайками у круглому корпусі з фланцем, мм

d_0	p	D	D_1	D_2	d	d_1	d_2	L_1	b	b_1
25	5	50	80	65	11	7	5,8	80	12	6
32	5	60	95	75	14	9	5,8	80	16	8
40	5	70	110	88	17	11	5,8	80	20	10
40	6	70	110	88	17	11	5,8	88	20	10
40	10	70	110	88	17	11	5,8	130	20	10
50	5	80	125	100	17	11	5,8	80	20	10
50	10	85	130	105	19	13	7,8	130	24	12

Таблиця 1.10 – Основні розміри кулькової гвинтової передачі з двома гайками у прямокутному корпусі, мм

d_0	p	B	H	L_1	l	l_1	l_2	k
25	5	66	50	80	44	50	20	18
32	5	90	60	80	44	70	20	18
40	5	100	72	80	44	76	20	18
40	6	100	72	88	44	76	20	22
40	10	100	72	130	47	76	20	18
50	5	110	84	80	44	86	20	18
50	10	114	90	130	47	90	20	18
d_0	p	k_1	b	d	d_1	h_1	Число отворів d	
25	5	8	30	9	7,8	35	4	
32	5	10	40	11	7,8	45	4	
40	5	12	50	13	7,8	55	4	
40	6	12	50	13	7,8	55	4	
40	10	12	50	13	7,8	55	6	
50	5	12	60	13	9,8	65	4	
50	10	12	60	13	9,8	70	6	

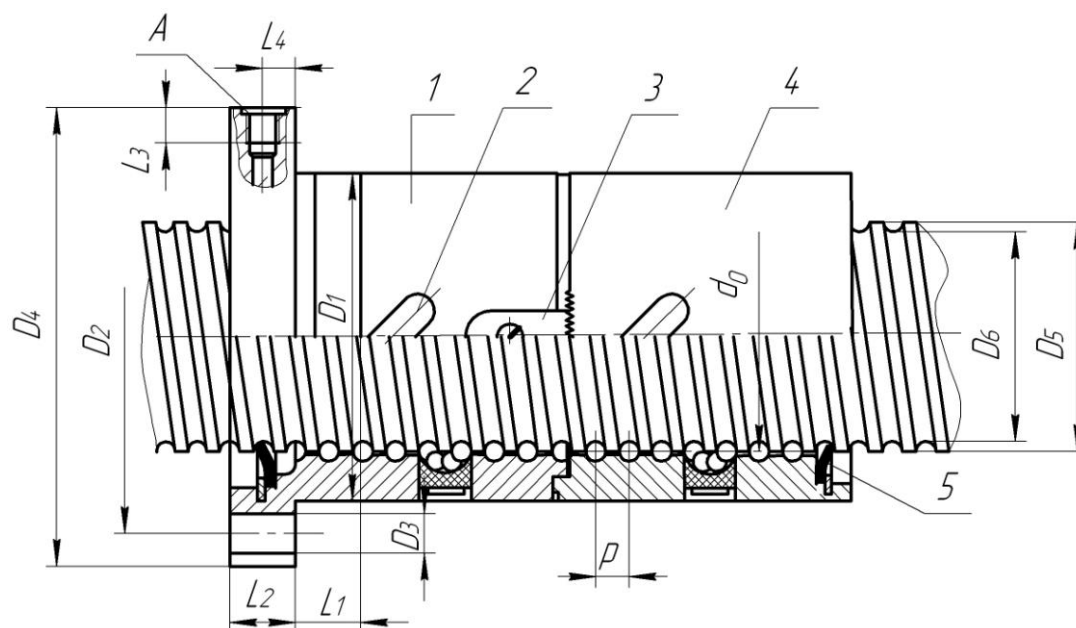


Рисунок 1.20 – Передача з двома гайками за DIN 69051

Таблиця 1.11 – Основні розміри передачі гвинт-гайка кочення за DIN 69051, мм

$d_0 \times p$	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6	L_1	L_2	L_3	L_4
20×5	36	47	6,6	58	19,7	16,5	10	10	8	5
25×5	40	51	6,6	62	24,7	21,5	10	10	8	5
32×5	50	65	9	80	31,66	28,5	10	12	8	6
32×10	53	68	9	83	30,33	24,5	16	12	8	6
40×5	63	78	9	93	39,66	36,5	10	14	10	7
40×10	63	78	9	93	38,33	32,5	16	14	10	7
50×5	75	93	11	110	49,66	46,5	10	16	10	8
50×10	75	93	11	110	48,63	43	16	16	10	8
63×5	90	108	11	125	62,66	59,5	10	18	10	9
63×10	90	108	11	125	61,63	56	16	18	10	9
63×20	95	115	13,5	135	61,3	53	25	20	10	10
80×10	105	125	13,5	145	78,33	72,5	16	20	10	10
80×20	125	145	13,5	165	78	70	25	25	10	12,5
100×10	125	145	13,5	165	98,33	92,5	16	22	10	11
100×20	150	176	17,5	202	98	90	25	30	10	15
125×10	150	176	17,5	202	123,33	117,5	16	25	10	12,5
125×20	170	196	17,5	222	123	115	25	30	10	15
160×10	185	212	17,5	240	158,33	152,5	16	30	10	15
160×20	210	243	22	275	158	150	25	40	10	20
200×10	225	260	22	295	198,33	192,5	16	40	10	20
200×20	250	290	26	315	198	190	25	45	10	22,5

Продовження таблиці 1.11

$d_0 \times p$	Отвір для подачі масла	Загальна довжина L_5 при числі витків у одній гайці					
		2×1	2×2	2×3	2×4	2×5	2×6
20×5	M6	50	65	77	87	97	108
25×5		50	65	77	87	97	108
32×5		53	68	79	90	100	110
32×10		71	101	124	146	167	187
40×5		60	75	86	97	107	117
40×10		74	104	127	149	170	190
50×5		60	77	88	98	109	119
50×10		86	118	142	161	182	203
63×5	M8	63	79	91	100	111	121
63×10		89	121	144	164	185	205
63×20		116	176	223	266	308	350
80×10		93	125	149	168	189	210
80×20		123	183	230	273	315	357
100×10		93	125	148	168	189	209
100×20		129	189	236	279	321	362
125×10		96	128	151	171	192	212
125×20		130	190	237	280	322	363
160×10		102	134	157	177	198	218
160×20		142	202	248	291	333	374
200×10		114	146	169	189	210	230
200×20		147	209	253	304	338	379

Для очищення гвинта часто використовують скребки та щітки (рисунок 1.21, б, в), які монтують так, щоб їх можна було замінювати без розбирання всього вузла.

Різьбові кільця із синтетичних матеріалів, жорстко з'єднані з гайкою, ущільнюють кульковий гвинтовий механізм з протилежних її торців та добре очищують гвинт, однак, ці властивості погіршуються із зносом кілець. Пристрій, позбавлений цього недоліку, та його окремі елементи зображені на рисунку 1.22, а конструктивні розміри для КГП з кроком 10 мм наведені у таблиці 1.12. Отримують таку властивість за рахунок розміщення на кожному торці гайки по два кільця (рисунок 1.22,б,в), виготовлених із фторопласту та з гвинтовим профілем на внутрішній поверхні, який відповідає профілю гвинта (рисунок 1.22,г). Кільце 3 називають нерухомим, оскільки воно утримується від повороту відносно гайки 4 за допомогою упору 1, що входить у виконаний на кільці паз.

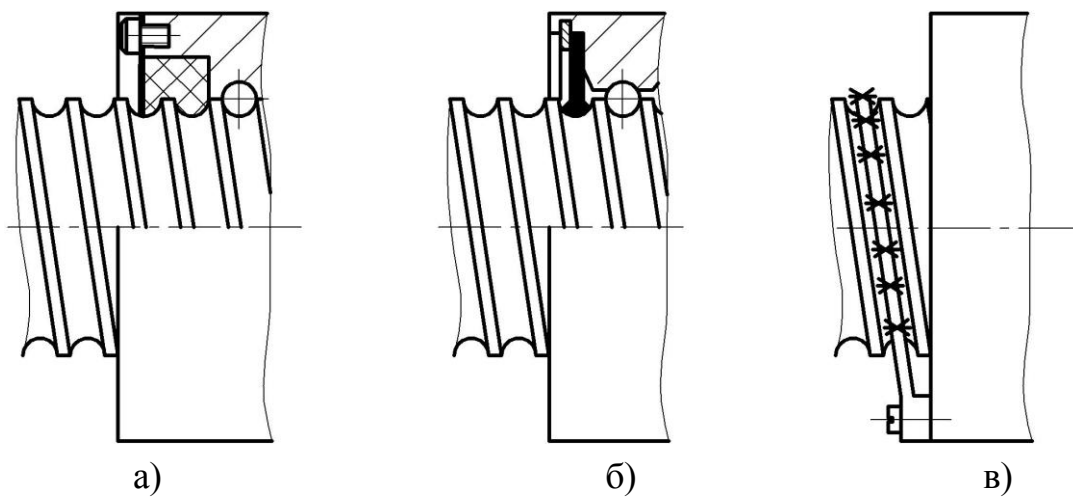


Рисунок 1.21 – Пристрої для захисту кулькових гвинтових передач від забруднень

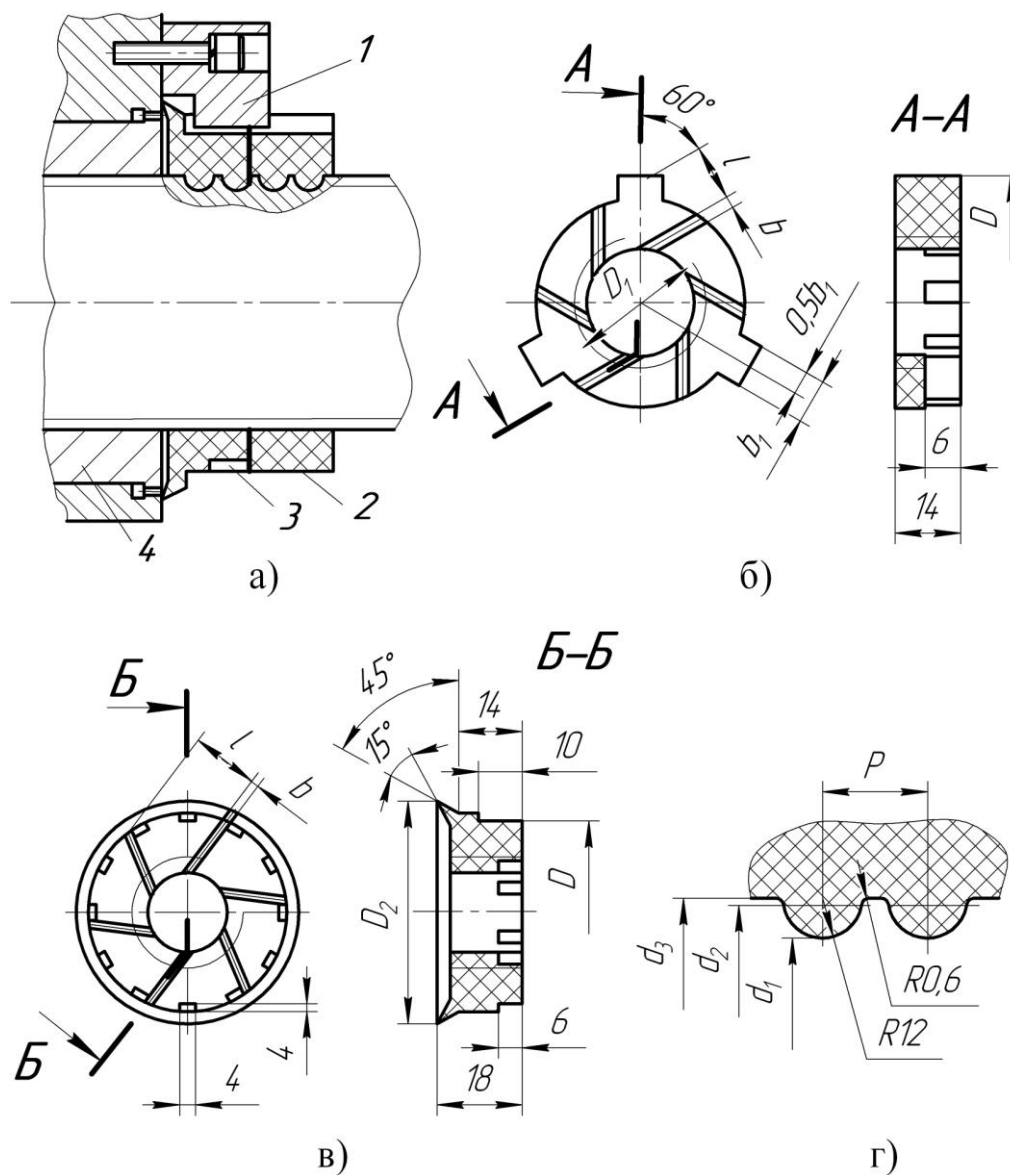


Рисунок 1.22 – Ущільнювальні та очищувальні пристрої

Таблиця 1.12 – Розміри кілець ущільнювально-захисного пристрою, кулькової гвинтової передачі, мм

$d_0 \times p$	d_1	d_2	d_3	D	D_1	D_2	b	b_1	l_1	l_2	$\alpha, ^\circ$
32×10	25,93	32,17	32,9	50	42	58	3	8	10	14,5	40
40×10	33,93	40,17	40,9	60	52	68	4	10	10	16	40
50×10	43,93	50,17	50,9	70	62	78	4	12	12	17	45
63×10	56,93	63,17	63,9	85	77	93	4	15	18	18	45
80×10	73,93	80,17	80,9	100	92	108	4	17	21	24	45
100×10	93,93	100,17	100,9	120	112	128	4	20	26	29	45

Кільце 2 захоплюється гвинтом, коли той обертається, доти, поки воно не увійде у контакт з нерухомим кільцем 3. Завдяки цьому у торця гайки, де гвинт угвинчується в неї, виникає контакт з натягом між гвинтовими профілями кілець та гвинта. При зміні напрямку обертання гвинта такий контакт виникає у протилежного торця гайки. Знос кілець не впливає на якість роботи пристрою. Для відведення забруднень у кільцях передбачені похилі пази.

Способи осевого закріплення гвинта. Розповсюджені чотири схеми осевого закріплення гвинта у КГП.

Схема 1 (рисунок 1.23,а). Опора гвинта утримує комбінований роликовий підшипник, який сприймає навантаження у обох напрямках. Гвинт закріплений односторонньо. Така схема допускає найменше стискаюче навантаження і має найменшу критичну частоту обертання. Тому довжина гвинта не повинна перевищувати 20...25 його діаметрів ($L \leq (20...25)d_0$). Передачі, виконані за такою схемою, застосовують для невеликих переміщень робочих органів та в умовах одностороннього навантаження, що має місце у приводах вертикального переміщення.

Схема 2 (рисунок 1.23,б). За цією схемою один кінець гвинта встановлений на опорі, яка сприймає навантаження у обох напрямках, другий знаходиться на додатковій радіальній опорі. Така конструкція порівняно з попередньою має більш високий запас стійкості за критичною осевою силою та за критичною частотою обертання. Застосовується така схема у тих же випадках, що і передача з одностороннім закріпленням гвинта, а також у приводах горизонтальної подачі.

Схема 3 (рисунок 1.23,в). Опора зі сторони двигуна сприймає осеве навантаження у обох напрямках, друга – у одному. Опора, що сприймає навантаження у обох напрямках, утримує упорний комбінований роликовий підшипник або сукупність двох упорних роликових та

Таблиця 1.13 – Рекомендовані розміри опор ходових гвинтів, мм

d_0	d_1	d_2	d_3	H_1, H_2, H_3 , не менше	Тарілчаста пружина
20	20	M20×1,5	M16×1,5	6	30×15×1×1
25	25	M24×1,5	M22×1,5	8	35×20×2×0,8
32	30	M30×1,5	M27×1,5	10	40×25×2,5×0,8
40	40	M39×1,5	M33×1,5	12	50×30×3×1
50	45	M45×1,5	M42×1,5	15	70×40×4×1,5
63	50	M48×1,5	M52×1,5	20	80×50×5×1,5
80	60	M60×2	M64×2	24	100×60×7×2

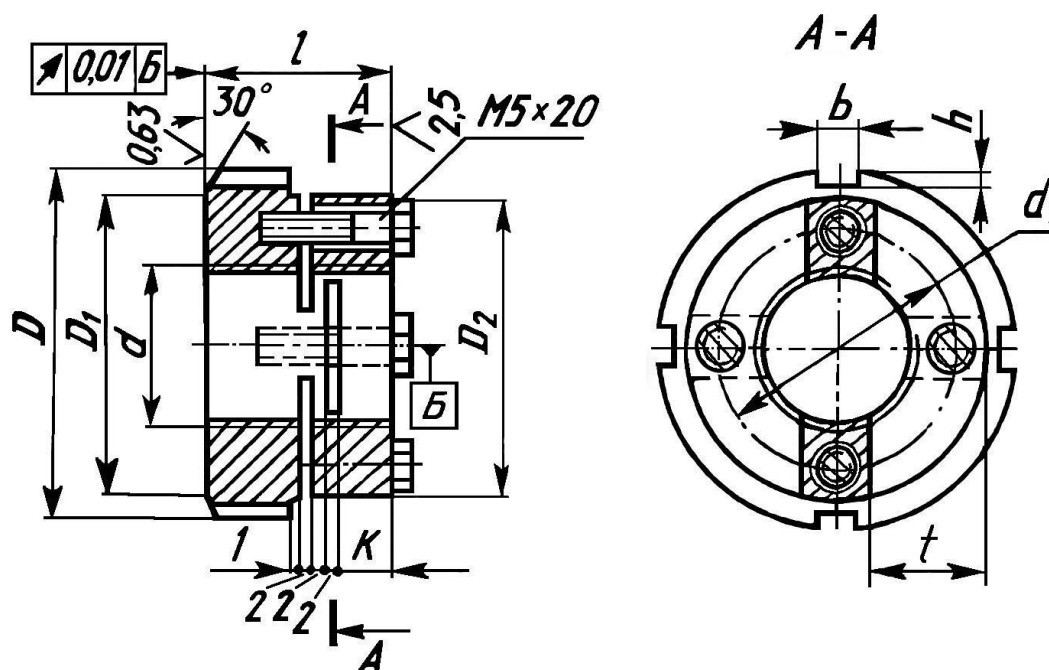


Рисунок 1.25 – Гайка для підшипникових опор гвинтів

Схема 4 (рисунок 1.23,г). Кожна з двох опор гвинта сприймає осьове навантаження у обох напрямках. У опорах встановлюють упорні комбіновані роликові підшипники або по два роликових упорних чи радіально-упорних підшипника та по одному кульковому радіальному підшипнику. Конструктивна схема такої передачі наведена на рисунку 1.24,б. За допомогою тарілчастих пружин 1 та 5, гайок 2 та 4 гвинт 3 під час складання розтягують. Цим усувають провисання гвинта від дії власної ваги, зменшують радіальне биття, підвищують осьову жорсткість передачі. Крім цього, забезпечується постійність натягу у підшипниках від температурних деформацій гвинта, усувається можливість розкриття

Таблиця 1.14 – Розміри гайок для затягування підшипникових опор гвинтів, мм

d_0	D	B	D_1	D_2	d_1	K	t	b	h	Число гвинтів
M24×1,5	52	28	45	45	35	8	17,5	6	3	4
M27×1,5	55		48	48	38		19			
M33×1,5	60		53	53	44		21,5			
M36×1,5	65		58	58	48		24			
M42×1,5	70		63	63	53		26,5			
M48×1,5	80	45	70	70	60	11	30	8	4	8
M56×2	90		78	78	68		33			
M60×2	95		85	85	72		36,5			

стиків у підшипниках та їх перевантаження. Щоб не допустити помітних змін кроку гвинта, зусилля розтягнення не повинно перевищувати найбільшого осьового навантаження на гвинт. Передачі з такими опорами допускають застосування порівняно довгих гвинтів ($L/d_0 \geq 20 \dots 25$), мають високу осьову жорсткість, сприймають найбільше навантаження стискання, мають значний запас стійкості за критичною частотою обертання.

Конструкції опор ходових гвинтів для верстатів з ЧПК показані на рисунку 1.24, а їх конструктивні розміри подані у таблиці 1.13.

Під час монтажу КГП існує небезпека викривлення гвинта через нерівномірність притискання до нього комплекту підшипників. Це відбувається через незначні відхилення від перпендикулярності торців гайок відносно їх осі, а також коли застосовуються довгі проставочні втулки або проміжні кільця з виступами на торцях. Надійне та точне кріплення досягають застосуванням гайок з радіальними розрізами (рисунок 1.25). Конструктивні розміри таких гайок наведені у таблиці 1.14.

1.5 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення

Початкові дані та мета розрахунку. Передача гвинт-гайка кочення (КГП) виходить з ладу в результаті втомного руйнування поверхневих шарів кульок, гайки та гвинта, втрати стійкості гвинта, зносу елементів передачі та зниження точності. Можливими причинами виходу передачі з ладу можуть бути: надто велике навантаження на гвинт, низька розрахункова *довговічність* (*longevity*), значний відносний перекид гвинта та гайки, незадовільний захист від забруднень.

Мета розрахунку передачі гвинт-гайка кочення полягає у визначенні номінального діаметра d_0 та у підборі за каталогом такої передачі, яка б задовольняла усі вимоги роботоздатності.

Початкові дані для розрахунку передачі: робоча довжина гвинта, його найбільша розрахункова довжина, спосіб встановлення гвинта на опорах, ряд значень осьового навантаження на передачу, ряд частот обертання гвинта (гайки). Осьові навантаження на гвинт визначають для різних операцій оброблення, які виконуються на верстаті (чорнове, напівчистове, чистове), а також для різних елементів циклу оброблення (швидкий та робочий ходи робочого органу). Встановлюють також час дії кожного навантаження (у частках від часу циклу оброблення або розрахункового строку експлуатації верстата) та відповідні частоти обертання гвинта. У багатьох випадках під час конструювання універсальних верстатів призначити розрахункові значення навантажень та час їх дії практично неможливо через велику різноманітність технологічних процесів оброблення. Тоді замість осьових навантажень на гвинті для розрахунків можна використовувати значення крутного моменту на валу електродвигуна привода при виконанні різних робіт та для різних елементів циклу, а розрахунки виконуються у такому порядку.

Визначається крутний момент на ходовому гвинті M , Н·м

$$M = M_d \eta / i, \quad (1.16)$$

де M_d – крутний момент на валу двигуна, Н·м;

η – коефіцієнт корисної дії ланцюга від двигуна до гвинта;

i – передаточне відношення цього ланцюга.

Визначається колова сила на радіусі різі T , Н

$$T = 2 M / d_0. \quad (1.17)$$

Визначається осьова сила Q , що діє на гвинт, Н

$$Q = \frac{T}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \operatorname{tg}(\beta + \rho)}, \quad (1.18)$$

де $\beta = \operatorname{arctg} [p / (\pi d_0)]$ – кут підйому різі;

$\rho = \operatorname{arctg} f$ – кут тертя;

$f = (57 \dots 85) \cdot 10^{-5}$ – коефіцієнт тертя кочення.

Попередній вибір параметрів передачі. На першому етапі передачу вибирають за осьовим навантаженням з конструктивних та технологічних міркувань, на другому перевіряють за утомленістю робочих поверхонь гвинта та гайки, за критеріями стійкості та осьової жорсткості. Номінальний діаметр гвинта d_0 вибирають у межах $L / (20 \dots 25)$. Крок, решта розмірів та діаметр кульок d_1 визначають відповідно рекомендаціям (найчастіше приймають $d_1 = 0,6 p$).

Гранично допустиме нормальне навантаження на одну кульку. Таке навантаження визначають за виразом, Н

$$P = k_{\sigma} d_1^2, \quad (1.19)$$

де k_{σ} – коефіцієнт, що залежить від допустимого контактного напруження на поверхні кульки σ_H (у існуючих передачах приймають $\sigma_H = 2500; 3000; 3500; 3800$ МПа і відповідно значення коефіцієнта будуть $k_{\sigma} = 20; 35; 55; 70$; звичайно для КПП приймають $\sigma_H = 3800$ МПа, а $k_{\sigma} = 70$).

Статична вантажопідйомність передачі. Статична *вантажопідйомність* (*carrying capacity*) C_0 – це гранично допустиме осьове навантаження на гвинт, від дії якого виникає загальна залишкова деформація тіл кочення, гайки та гвинта у найбільш навантаженій зоні контакту, яка дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення. Статична вантажопідйомність залежить від конструктивних параметрів передачі та визначається за виразом

$$C_0 = P z_p u \sin \alpha \cos \beta, \quad (1.20)$$

де z_p – розрахункове число кульок у одному витку різі;

$$z_p = k_z z_1;$$

$k_z = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення різі гвинтового механізму;

z_1 – число робочих кульок у одному витку;

$$z_1 = \pi d_0 / d_1 - 3p / d_1 - \text{для гайок з повертанням кульок через вставку.}$$

Після деяких перетворень вираз для статичної вантажопідйомності можна записати у вигляді

$$C_0 = k_{\sigma} k_z d_1 (\pi d_0 - 3p) u \sin \alpha \cos \beta. \quad (1.21)$$

Для найбільш поширених передач з використанням матеріалів, що мають $\sigma_H = 3800$ МПа статичну вантажопідйомність визначають за виразом

$$C_0 = 70 k_z d_1 (\pi d_0 - 3p) u \sin \alpha \cos \beta. \quad (1.22)$$

Розрахунок сили попереднього натягу. *Попередній натяг* (*previous pull*) підвищує осьову жорсткість передачі, збільшує момент холостого ходу та знижує її довговічність. Тому сила попереднього натягу повинна вибиратись обґрунтовано.

За мінімально допустиму силу натягу, віднесену до одної кульки, приймають таку силу, яка забезпечить збереження попереднього натягу у гвинтовій передачі, тобто відсутність зазорів, від дії заданої осьової сили Q на гвинті, Н

$$P'_{\min} = \frac{Q}{2k_z z_1 u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta}. \quad (1.23)$$

Найбільша допустима сила натягу, віднесена до одної кульки, визначається статичною міцністю механізму, H

$$P'_{n\max} = P (1 - 0,55 Q / C_0). \quad (1.24)$$

У залежності від потрібної жорсткості передачі, її довговічності, допустимого нагріву гвинта та особливостей вимірювального перетворювача переміщень силу попереднього натягу вибирають у інтервалі від $P'_{n\min}$ до $P'_{n\max}$, частіше всього для подальших розрахунків приймають $P'_n = (1,5 \dots 2) P'_{n\min}$.

Розрахунок передачі на динамічну вантажопідйомність.
Динамічною (dynamic) вантажопідйомністю передачі називають таке постійне осьове навантаження, яке повинен витримати кульковий гвинтовий механізм протягом 10^6 обертів.

Оскільки у процесі роботи верстата на гвинтову передачу діють різні за значенням, напрямком та часом дії навантаження, а частота обертання гвинта не лишається постійною, методика вибору передачі за динамічним навантаженням передбачає визначення еквівалентного навантаження та еквівалентної частоти обертання. Якщо у КГП входять дві гайки, то еквівалентне навантаження обчислюють для кожної з них.

Під час роботи верстата КГП зі сторони першої гайки сприймає осьові навантаження $Q_{1(1)}, Q_{2(1)}, \dots, Q_{k(1)}$ при відповідних частотах обертання гвинта (гайки) $n_{1(1)}, n_{2(1)}, \dots, n_{k(1)}$ протягом інтервалів часу $t_{1(1)}, t_{2(1)}, \dots, t_{k(1)}$.

Тоді відповідні сили, що діють на першу гайку передачі

$$Q'_{i(1)} = P_n \left(1 + \frac{Q_{i(1)}}{4P_n}\right), \quad i = 1, 2, \dots, k, \quad (1.25)$$

де P_n – сила попереднього натягу у КГП.

У такому випадку друга гайка навантажена силами

$$Q'_{i(2)} = Q'_{i(1)} - Q_{i(1)}. \quad (1.26)$$

Якщо зі сторони другої гайки діють осьові навантаження $Q_{1(2)}, Q_{2(2)}, \dots, Q_{s(2)}$ при частотах обертання гвинта $n_{1(2)}, n_{2(2)}, \dots, n_{s(2)}$ протягом інтервалів часу $t_{1(2)}, t_{2(2)}, \dots, t_{s(2)}$, то вона навантажена силами

$$Q'_{j(2)} = P_n \left(1 + \frac{Q_{j(2)}}{4P_n}\right), \quad j = 1, 2, \dots, s, \quad (1.27)$$

а перша

$$Q'_{j(1)} = Q'_{j(2)} - Q_{j(2)}. \quad (1.28)$$

Середня частота обертання гвинта, коли діє постійне навантаження

$$\bar{n} = \frac{n_{1(1)}t_{1(1)} + n_{2(1)}t_{2(1)} + \dots + n_{k(1)}t_{k(1)}}{t_{1(1)} + t_{2(1)} + \dots + t_{k(1)}} + \frac{n_{1(2)}t_{1(2)} + n_{2(2)}t_{2(2)} + \dots + n_{s(2)}t_{s(2)}}{t_{1(2)} + t_{2(2)} + \dots + t_{s(2)}}. \quad (1.29)$$

Еквівалентне навантаження на першу гайку

$$Q_{e1} = \left\{ \frac{\sum_{i=1}^k [Q'_{i(1)}]^3 n_{i(1)} t_{i(1)}}{(t_{1(1)} + t_{2(1)} + \dots + t_{k(1)})\bar{n}} + \frac{\sum_{j=1}^s [Q'_{j(2)}]^3 n_{j(2)} t_{j(2)}}{(t_{1(2)} + t_{2(2)} + \dots + t_{s(2)})\bar{n}} \right\}^{\frac{1}{3}}. \quad (1.30)$$

Еквівалентне навантаження на другу гайку

$$Q_{e2} = \left\{ \frac{\sum_{i=1}^k [Q'_{i(2)}]^3 n_{i(1)} t_{i(1)}}{(t_{1(1)} + t_{2(1)} + \dots + t_{k(1)})\bar{n}} + \frac{\sum_{j=1}^s [Q'_{j(2)}]^3 n_{j(2)} t_{j(2)}}{(t_{1(2)} + t_{2(2)} + \dots + t_{s(2)})\bar{n}} \right\}^{\frac{1}{3}}. \quad (1.31)$$

Більше з розрахованих значень еквівалентних навантажень приймають для подальших розрахунків.

Якщо задана динамічна вантажопідйомність C , то допустима тривалість роботи механізму у обертах складає

$$N = (C / Q_e)^3 10^6. \quad (1.32)$$

Тривалість роботи гвинтового механізму у годинах

$$T = N / (60 \bar{n}). \quad (1.33)$$

Потрібна тривалість роботи механізму до настання утомленості будь-якого його елемента від дії еквівалентного навантаження Q_e та середній частоті обертання $\bar{n}$ приймають близько 10000 год.

Для гайок з декількома робочими витками динамічну вантажопідйомність визначають за виразом

$$C = C_1 u^{0,7}, \quad (1.34)$$

де C_1 – динамічна вантажопідйомність одного витка.

Наведені співвідношення дозволяють отримати залежність для визначення потрібної вантажопідйомності одного витка передачі

$$C_1 = \frac{(60 \cdot T \cdot \bar{n})^{\frac{1}{3}} Q_e}{100 \cdot u^{0,7}}. \quad (1.35)$$

Характер навантаження та властивості матеріалів, з яких виготовлені деталі механізму враховують введенням відповідних поправкових коефіцієнтів f_w та f_n

$$C_1 = \frac{(60 \cdot T \cdot n)^{\frac{1}{3}} Q_e f_w}{100 \cdot u^{0,7} f_n}, \quad (1.36)$$

де f_w – коефіцієнт, який враховує умови роботи передач, має такі значення: коли рівномірне обертання гвинта $f_w = 1,0 \dots 1,2$; для середніх умов роботи $f_w = 1,2 \dots 1,5$; коли робота з частими ударними навантаженнями $f_w = 1,5 \dots 2,5$; для кулькових гвинтових передач у металорізальних верстатах $f_w = 1,2$; у промислових роботах $f_w = 1,2 \dots 1,5$;

f_n – коефіцієнт, який враховує твердість деталей передачі, має такі значення: для твердості матеріалу гайки 58...60 HRC_e $f_n = 1$; для твердості 55 HRC_e $f_n = 0,7$; для твердості 50 HRC_e $f_n = 0,5$.

Розрахункова динамічна вантажопідйомність одного витка, обчислена за виразом (1.3), повинна бути менша цього показника, визначеного для передачі за каталогом. Виходячи з цієї умови, за каталогом вибирають передачу з номінальним діаметром d_0 .

Значення C_1 , занесені до каталогу, визначені експериментальним шляхом. Якщо експериментальні дані відсутні, фактичну динамічну вантажопідйомність одного витка передачі з повертанням кульок через вставку визначають із співвідношення $C_1 = (0,2 \dots 0,4) C_0$.

Розрахунок гвинта на стійкість за критичною осьюовою силою. Якщо достатньо довгий гвинт працює на стискання, його перевіряють на стійкість для найбільшого тягового зусилля $Q_{\max}$, яке приймається за критичну силу. З урахуванням того, що момент інерції перерізу гвинта визначають для номінального діаметра d_0 , а не для мінімального, отримують наближену залежність

$$Q_{\max} \approx \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}, \quad (1.37)$$

де E – модуль пружності матеріалу гвинта, Па;

I – момент інерції перерізу гвинта, м⁴;

μ – коефіцієнт, який враховує характер закріплення кінців гвинта:

$\mu = 0,5$ – обидва кінці гвинта закріплені жорстко;

$\mu = 0,707$ – один кінець закріплений жорстко, інший розташований на шарнірній опорі і має можливість рухатись у осьовому напрямку;

$\mu = 1$ – обидва кінці розташовані на шарнірних опорах;

$\mu = 2$ – один кінець закріплений жорстко, інший вільний;

l – найбільша відстань між гайкою та опорою гвинта, м.

Номінальний діаметр гвинта d_0 , який забезпечує збереження стійкості, визначають із залежності (1.6), куди додатково уводиться коефіцієнт запасу стійкості k_y (для передачі гвинт-гайка кочення значення коефіцієнта запасу стійкості приймають $k_y = 3$)

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64k_y (\mu l)^2 Q_{\max}}{\pi^3 E}}. \quad (1.38)$$

Розрахунок гвинта на стійкість за критичною частотою обертання. Під час швидких переміщень робочих органів верстата, коли гвинт обертається з високою частотою, відцентрові сили можуть викликати втрату його стійкості, що проявляється у появі вібрацій. Для запобігання цьому визначають критичну частоту обертання гвинта за виразом, хв^{-1}

$$n_k = 5 \cdot 10^7 \, dvk/l^2, \quad (1.39)$$

де d – внутрішній діаметр різі, мм;

v – коефіцієнт, який враховує способи закріплення кінців гвинта:

$v = 0,7$ – один кінець закріплений жорстко, інший вільний;

$v = 2,2$ – обидва кінці розташовані на шарнірних опорах;

$v = 3,4$ – один кінець закріплений жорстко, інший розташований на шарнірній опорі і має можливість рухатись у осьовому напрямку;

$v = 4,9$ – обидва кінці гвинта закріплені жорстко;

$k = 0,5 \dots 0,8$ – коефіцієнт запасу;

l – відстань між опорами гвинта, мм.

Розрахунок на жорсткість. Необхідний номінальний діаметр ходового гвинта d_0 визначають з умови забезпечення жорсткості привода, яка пов'язана із жорсткістю кулькового гвинтового механізму, гвинта та його опор залежністю

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_g} + \frac{1}{j_o}, \quad (1.40)$$

де j_m – жорсткість кулькового механізму;

j_g – жорсткість гвинта;

j_o – жорсткість опор гвинта.

Осьова жорсткість привода впливає на можливість виникнення його резонансних коливань. Щоб не допустити резонансного режиму, власну частоту коливань механічної частини привода f приймають у 3...3,5 рази більшою, ніж частота імпульсів f_1 , що виробляє система вимірювання переміщень. На великих верстатах використовують вимірювальні системи з частотою імпульсів $f_1 = 10 \dots 15$ Гц, на середніх та малих – $f_1 = 15 \dots 25$ Гц.

Виходячи з допустимої частоти коливань механічної частини, визначають потрібну жорсткість привода, Н/мкм

$$j = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m, \quad (1.41)$$

де m – маса вузлів механічної частини привода (ходового гвинта, виконавчого вузла із встановленими на ньому пристосуваннями та заготовкою), кг.

Жорсткість кулькового гвинтового механізму з попереднім натягом та поверненням кульок через вставку, коли $r_1 / r_2 = 0,96$, Н/мкм

$$j_m = 6 k_\delta u \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1 P'_n p}, \quad (1.42)$$

де k_δ – коефіцієнт, що враховує похибки виготовлення гайки, а також деформації у гвинтовому механізмі та в усіх його стиках, $k_\delta = 0,3 \dots 0,5$; d_0 та p – номінальний діаметр та крок різі у мм.

Найменша жорсткість ходового гвинта залежить від способу його встановлення на опорах. Якщо одностороннє закріплення, а також у випадку, коли один кінець гвинта жорстко закріплений, а інший встановлений на шарнірній опорі, мінімальну жорсткість гвинта визначають за виразом, Н/м

$$j_r = \frac{\pi d_0^2 E}{4 l_1}, \quad (1.43)$$

де l_1 – найбільша відстань від опори гвинта до середини кулькової гайки, м;

d_0 – номінальний діаметр гвинта, м;

E – модуль пружності матеріалу, МПа.

Мінімальна жорсткість ходового гвинта з обома жорстко закріпленими кінцями, Н/м:

$$j_r = \frac{\pi d_0^2 E}{l_1}. \quad (1.44)$$

Наближене значення жорсткості опор гвинта, які утримують підшипники кочення, визначають за виразом, Н/мкм

$$j_o = e d_0, \quad (1.45)$$

де $e = 5; 10; 30$ відповідно для радіально-упорних кулькових підшипників, упорних кулькових, упорних роликів;

d_0 – номінальний діаметр гвинта, мм.

Визначений за залежністю (1.40) діаметр ходового гвинта гарантує задану осьову жорсткість привода подачі.

2 НАПРЯМНІ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

2.1 Вимоги до напрямних

Проектування *напрямних* (*sending*) складається з вибору їх типу, розробки конструкції, вибору системи змащення та захисних пристроїв.

У метало­рі­за­ль­них верста­тах для прямо­ліній­них та ко­ло­вих пере­мі­ще­нь робо­чих ор­ганів за­сто­со­вують на­пря­мні ко­в­за­ння, ко­че­ння та ко­м­бі­но­ва­ні. На­пря­мні ко­в­за­ння мо­жуть бу­ти з на­пів­рі­дин­ним, рі­дин­ним та га­зовим зма­щен­ням. Як­що на од­но­му і то­му ж ру­хо­мо­му ву­з­лі вер­ста­та од­но­час­но є рі­зні ти­пи на­пря­мних, то та­кі на­пря­мні на­зи­ва­ють ко­м­бі­но­ва­ни­ми. Ко­м­бі­но­ва­ні об'єд­нують пе­ре­ва­ги ти­пів на­пря­мних, з яких скла­да­ють­ся. За­сто­со­вують на­пря­мні го­ри­зон­таль­но­го, вер­ти­каль­но­го та по­хи­ло­го ви­ко­на­ння.

На­пря­мні по­вин­ні за­без­пе­чу­ва­ти плав­ність пе­ре­мі­ще­нь та за­да­ну то­чність, ма­ти міні­маль­ний зно­с та до­пус­ка­ти ко­м­пен­са­цію зно­су, бу­ти жо­р­ст­ки­ми, дов­го­ві­ч­ни­ми, ма­ти гарні де­мп­фу­валь­ні вла­стивос­ті. Для на­пря­мних по­трі­бно за­без­пе­чи­ти еф­ек­тив­не зма­щен­ня, про­сто­ту скла­дан­ня та ре­гу­лю­ван­ня, на­дій­ний за­хист від за­бру­д­не­ння і по­па­дан­ня стру­жки на по­верх­ні тер­тя.

Під час про­ек­ту­ван­ня на­пря­мних ви­ко­нують ро­зра­хун­ки се­ред­ньо­го або ма­ксим­аль­но­го тис­ку, шви­д­ко­сті зно­шу­ван­ня, кри­тич­ної шви­д­ко­сті ру­ху робо­чо­го ор­гану, жо­р­ст­ко­сті.

То­чність ру­ху по на­пря­мних робо­чо­го ву­з­ла, що не­се за­го­тов­ку або ін­стру­мент, за­ле­жить від пер­вин­ної то­чності ви­го­тов­ле­ння на­пря­мних, жо­р­ст­ко­сті та тем­пе­ра­тур­них де­фор­ма­цій ко­р­пус­них де­та­лей, за­зорів у на­пря­мних, які об­умов­лю­ють пе­ре­оріє­нта­цію ву­з­лів під час ре­вер­са. Так за­зор у на­пря­мних ко­в­за­ння на­пів­рі­дин­но­го тер­тя, який скла­дає 0,02...0,03 мм, при­з­во­дить під час ре­вер­са до та­ко­го ж за ве­ли­чи­ною зсу­ву (пе­ре­оріє­нта­ції) робо­чо­го ор­гану та спо­тво­рен­ню траєк­торії ру­ху рі­за­ль­но­го ін­стру­мен­та.

Жо­р­ст­кість на­пря­мних, що об­умов­лює зсув ву­з­лів під на­ван­та­же­н­ням, за­ле­жить, го­лов­ним чи­ном, від ти­пу на­пря­мних. Че­рез наяв­ність ре­гу­лю­валь­них кли­нів та при­тис­к­них планок з низь­кою влас­ною жо­р­ст­кістю, на­пря­мні ко­в­за­ння з на­пів­рі­дин­ним тер­тям ма­ють ниж­чу жо­р­ст­кість у по­рів­нян­ні з на­пря­м­ни­ми ко­че­ння та ко­м­бі­но­ва­ни­ми.

Си­ли тер­тя у на­пря­мних впли­ва­ють на те­п­ло­виді­ле­ння та їх тем­пе­ра­тур­ні де­фор­ма­ції, по­ту­жність при­во­да ву­з­ла, що пе­ре­мі­щує­ся, не­уз­год­же­ності у слі­д­кую­чій си­сте­мі, по­хи­бки по­зи­ці­о­ну­ван­ня та зо­ну не­чу­т­ли­вості. Си­ли тер­тя за­ле­жать від ти­пу на­пря­мних (низькі у ае­ро­ста­тич­них, гі­дро­ста­тич­них та на­пря­мних ко­че­ння, ви­со­кі у на­пря­мних ко­в­за­ння з на­пів­рі­дин­ним тер­тям), а та­кож від ма­те­рі­алів па­ри тер­тя, якості зма­щу­валь­но­го ма­те­рі­алу.

Різниця ΔT сил тертя спокою та руху, яка залежить від різниці Δf відповідних коефіцієнтів тертя, обумовлює похибку позиціонування вузла

$$\delta = \frac{k\Delta T}{j}; \quad (2.1)$$

де j – жорсткість привода подачі.

На різницю коефіцієнтів тертя спокою та руху впливає тип напрямних, матеріали пари тертя, вид тертя.

2.2 Основні типи напрямних

Напрямні ковзання з напіврідинним тертям. Серед напрямних ковзання з *напіврідинним (semiliquid)* тертям найбільш поширені монолітні (тобто виконані разом зі станиною чи столом), що мають охоплювальний або охоплюваний профіль (рисунок 2.1). На напрямних 1, 3, 5, 6, 7, 10-14, що мають охоплюваний профіль, погано утримується змащувальний матеріал, тому їх частіше застосовують для порівняно повільних переміщень столів та супортів. Їх перевага у більш простому виготовленні, а також у тому, що з них легше видалити стружку, що потрапила. Охоплювальні напрямні (2, 4, 8, 9) більш придатні для високих швидкостей ковзання, оскільки добре утримують змащувальний матеріал. Проте ці напрямні потребують надійного захисту від попадання стружки та інших забруднень.

Прямокутні (плоскі) напрямні 5-7 (рисунок 2.1) прості за формою, технологічні у виготовленні та складанні, але менш здатні для сприйняття просторових навантажень. На горизонтальній несучій грані добре утримується змащувальний матеріал, але для видалення з неї стружки необхідні додаткові пристрої. Для регулювання зазорів потрібні планки або клини. Прямокутні охоплювані напрямні застосовуються на поперечинах, стійках, консолях верстатів різних типів, у протягувальних, важких токарних та агрегатних верстатах (для силових головок та столів). Рівносторонні трикутні (призматичні) напрямні 1 (рисунок 2.1) застосовують переважно для сприйняття симетричного навантаження; трикутні напрямні 3 з неоднаковими гранями – асиметричного навантаження, V-подібні напрямні 2, 4 – на верстатах, що забезпечують великі швидкості рухомих робочих органів. Такі напрямні у виготовленні складніші прямокутних. Охоплювані напрямні погано утримують змащувальний матеріал. Завдяки автоматичному усуненню зазорів під дією сили ваги рухомого вузла точність його положення підвищується. За умов однакового навантаження обох граней напрямні роблять симетричними з кутом 90° . Область застосування охоплюваних напрямних – станини токарних, револьверних, координатно-розточувальних верстатів, напрямні плити силових столів підвищеної точності агрегатних верстатів. Охоплювальними напрямними (V-подібними) забезпечують станини поздовжньо-стругальних верстатів.

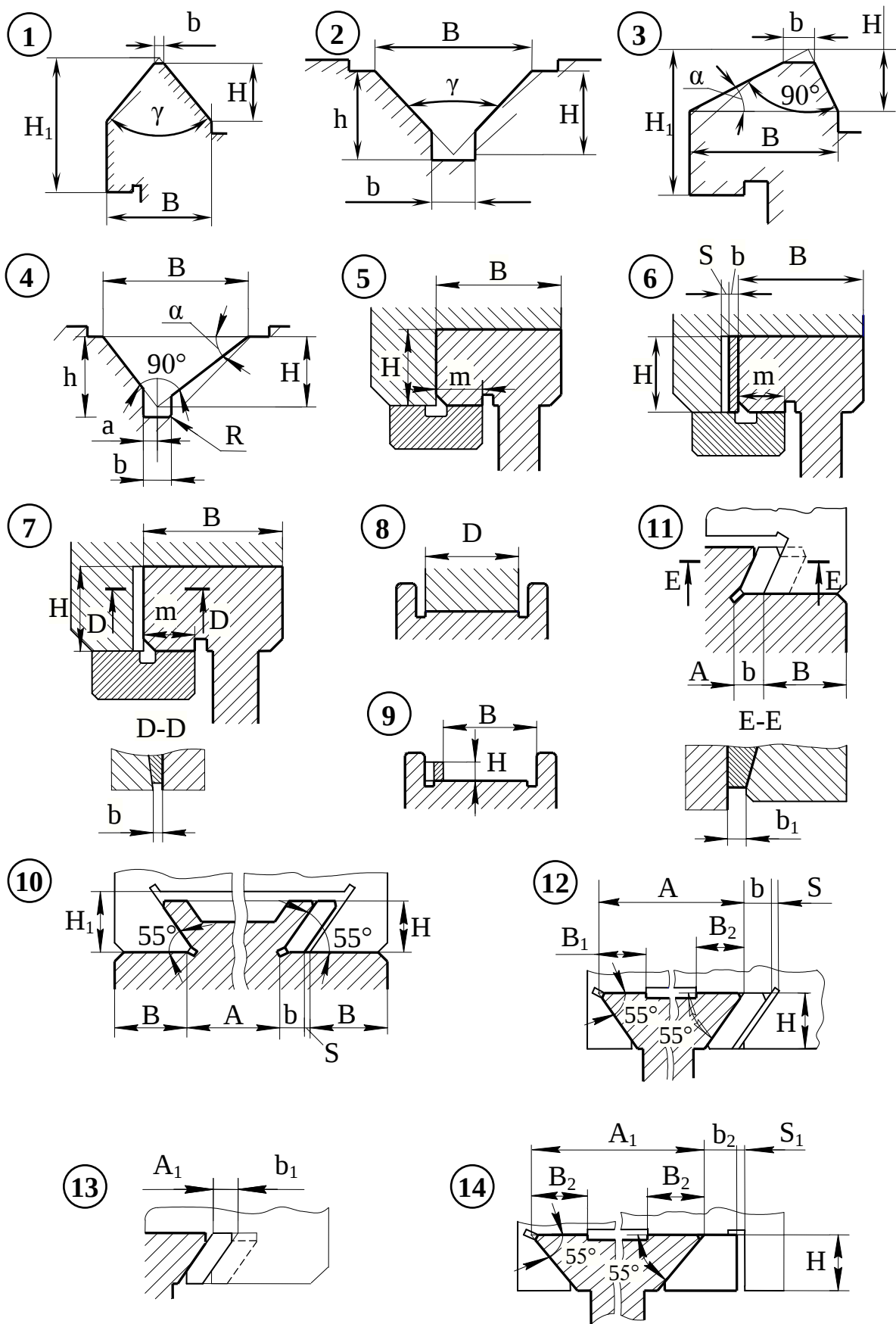


Рисунок 2.1 – Типи монолітних напрямних: 1–5, 8 – без регулювальних елементів; 6, 9, 10, 12, 14 – з регулювальною планкою; 7, 11, 13 – з клином

Таблиця 2.1 – Рекомендовані значення параметрів конструкції монолітних напрямних

Форма напрямних	Параметри (див.рис.2.1)	Н, мм													
		6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100	
Трикутна 1 і 3 V-подібна 2 і 4 Симетрична 1 і 2 Несиметрична 3 і 4	H₁	2Н			2,2Н			2,6Н				–			
	b	0,2Н													
	h	Н+1						Н+2			Н+3		Н+4		
	R	0,3	0,5		1		1,5		2	3		4			
Прямокутна 5-7 Плоска 8, 9	B	1,6Н			2Н			2,5Н		3,1Н			4Н		
	m	0,4Н						0,5Н		0,6Н					
	b	0,36Н								0,28Н					
	b₁	0,3Н			0,28Н				0,23Н			0,18Н			
	S	0,5								1					
Трапецоїдна 10-14	H₁	Н+5					Н+1				Н+1,5				
	b	5	6			8	10	12	15	18	22	–	–		
	b₁	–	3	4	5	6		8		10	12	15	–		
	b₂	–			20			25	32			40	45	–	
	S	0,5								1					
	S₁	–					1				2				

Трапецоїдні напрямні (типу "ластівчин хвіст") 10-14 (рисунок 2.1) зручні тим, що достатньо чотирьох поверхонь ковзання, щоб сприймати навантаження на всіх напрямках та перекидні моменти, відповідно вони мають малі габарити за висотою, а регулюються одним клином або планкою. Ці напрямні порівняно складні у виготовленні, мають досить низьку жорсткість, погано працюють в умовах, коли діють великі перекидні моменти, у них виникають великі сили тертя. Застосовують їх звичайно в умовах малих швидкостей переміщень та середніх вимогах до точності. Охоплювані напрямні застосовують для салазок супорта токарних верстатів, охоплювальні – для столів фрезерних верстатів, станин поперечно-стругальних верстатів.

Для кругових напрямних планшайб та столів верстатів застосовують переважно плоскі 8, 9 (рисунок 2.1) та V-подібні напрямні ковзання. У таблиці 2.1 наведені рекомендації щодо вибору значень конструктивних параметрів розглянутих типів напрямних залежно від базової висоти **H**. Для найбільш розповсюджених типів напрямних основні розміри нормалізовані. Конструктивні параметри для прямокутних напрямних наведені у таблиці 2.2, для трикутних симетричних – у таблиці 2.3, для трикутних несиметричних – у таблиці 2.4.

Таблиця 2.2 – Розміри прямокутних напрямних, мм

Н	В					<i>m</i>	b (планка)	b₁ (клин)	s
8	12;	16;	20;	25;	32	4; 5	2,5	2,5	0,5
10	16;	20;	25;	32;	40	5; 6	3	3	0,5
12	20;	25;	32;	40;	50	5; 8	3,5	3	0,5
16	25;	32;	40;	50;	60	8; 10	5	4	0,5
20	32;	40;	50;	60;	80	10; 12	6	5; 6	0,5
25	40;	50;	60;	80;	100	12; 16	8	6; 8	0,5
32	50;	60;	80;	100;	125	12; 16; 20	8; 10	6; 8	1
40	60;	80;	100;	125;	160	16; 20; 25	10; 12	8; 10	1
(45)	60;	80;	100;	125;	160	16; 20; 25	12; 15	8; 10	1
50	80;	100;	125;	160;	200	20; 25; 32	12; 15	8; 10	1
(55)	80;	100;	125;	160;	200	20; 25; 32	15; 18	8; 10	1
60	100;	125;	160;	200;	250	25; 32	15; 18	10; 12	1

Таблиця 2.3 – Розміри трикутних симетричних напрямних, мм

Н	Н ₁	В для α		b	h	R
		90°	120°			
6	12; 14; 16	12	—	1	7	0,3
8	16; 18; 20	16	—	1,5	9	0,3
10	20; 22; 25	20	—	2	11	0,5
12	25; 28; 32	24	—	2	13	0,5
16	32; 36; 40	32	—	3	17	1
20	40; 45; 50	40	—	3	21	1
25	50; 55; 60	50	86,6	5	27	1,5
32	60; 70; 80	64	110,9	5	34	1,5
40	80; 90; 100	80	138,6	8	42	2
50	100; 110; 125	100	173,2	10	53	3
60	125; 140; 160	120	207,9	12	63	3

Для усунення зазору та створення необхідного попереднього натягу у напрямних використовують переважно три способи регулювання (рисунок 2.2): а – клинами; б – планками, що закріплюються після регулювання; в – планками, що не закріплюються після регулювання.

У таблицях 2.5 та 2.6 наведені рекомендовані значення конструктивних параметрів елементів напрямних з регулювальними елементами.

За рисунком 2.3 і таблицею 2.7 можна вибирати конструктивні параметри притискних планок прямокутних напрямних ковзання. Присутність у конструкціях елементів, що забезпечують натяг, збільшує розмір **М** на їх ширину.

Найбільшу жорсткість мають напрямні, які забезпечені регулювальними планками, що закріплюються після регулювання.

Таблиця 2.4 – Розміри трикутних несиметричних напрямних, мм

Н	Н ₁	В для β			b	h	R
		20°	25°	30°			
10	20; 22; 25	—	26,1	23,1	2	11	0,5
12	25; 28; 32	—	31,3	27,7	2	13	0,5
16	32; 36; 40	—	41,8	37	3	17	1
20	40; 45; 50	—	52,2	46,2	3	21	1
25	50; 55; 60	77,8	65,3	57,7	5	27	1,5
32	60; 70; 80	99,6	83,5	73,9	5	34	1,5
40	80; 90; 100	124,5	104,4	92,4	8	42	2
50	100; 110; 125	155,6	130,5	115,5	10	53	3
60	125; 140; 160	186,7	156,6	138,6	12	63	3

Примітка. Для β, що дорівнює 20, 25 та 30°, а відповідно складає 0,12 b, 0,18 b та 0,25 b.

Таблиця 2.5 – Рекомендовані значення параметрів конструкцій планок, закріплюваних після регулювання (рисунок 2.2,б), розміри у мм

Н	b	b ₁	C	d
20	20	33	12	M10
25		36		
32	25	46	15	M12
40	32	58	20	M16
50		64		
60	40	79	25	M20
80	45	96	28	M24

Таблиця 2.6 – Рекомендовані значення конструктивних параметрів притискних планок, що не закріплюються після регулювання (рисунок 2.2, г), розміри у мм

Н	b*		d
	1	2	
6	—	5	M3
8	—		M4
10	5	6	M5
12	6	8	M6
16	8	10	M8
20, 25	10	12	M10
32	12	15	M12
40	15	18	M16,
50			M16, M20

Продовження таблиці 2.6 (рисунок 2.2, в)

H	b*		d
	1	2	
8	—	2,5	M4
10	—	3,0	
12	—	3,5	M5
16	—	5,0	M6, M8
20	—	6,0	M10
25	—	8,0	
32	8	10	M12
40(45)	10	12	M16
50	12	15	
(55)	15	18	M16, M20, M20
60			
70	18	20	M24, M30
80	20	25	

* 1 і 2 – можливі варіанти призначення розміру **b**.

Таблиця 2.7 – Рекомендовані значення конструктивних параметрів притискних планок, розміри у мм

m	H	h	M	d	t
4	8	4	12	M4	5
5	8, 10	5	15	M5	4
6	10, 12	6	20	M6	6
8	12, 16	8	25	M8	7
10	16, 20	10	32	M10	9
12	20, 25, 32	12	40	M12	11
16	25, 32, 40, (45)	16	50	M16	14
20	32, 40, (45), 50, (55)	20	60		
25	40, (45), 50, (55), 60, (70)	25	80	M20	20
32	50, (55), 60, (70), 80	32	100	M24	20
40	(70), 80, 100	40	125	M30	25
50	(70), 80, 100	50	140	M36	28
60	100	60	160	M42	32

Жорсткість грані з клином приблизно в 2...2,5 раза нижча, ніж жорсткість грані з планкою, що закріплюється. Жорсткість грані з призматичною планкою, що не закріплюється після регулювання, приблизно в 2...3 рази нижча, ніж жорсткість грані з іншими видами

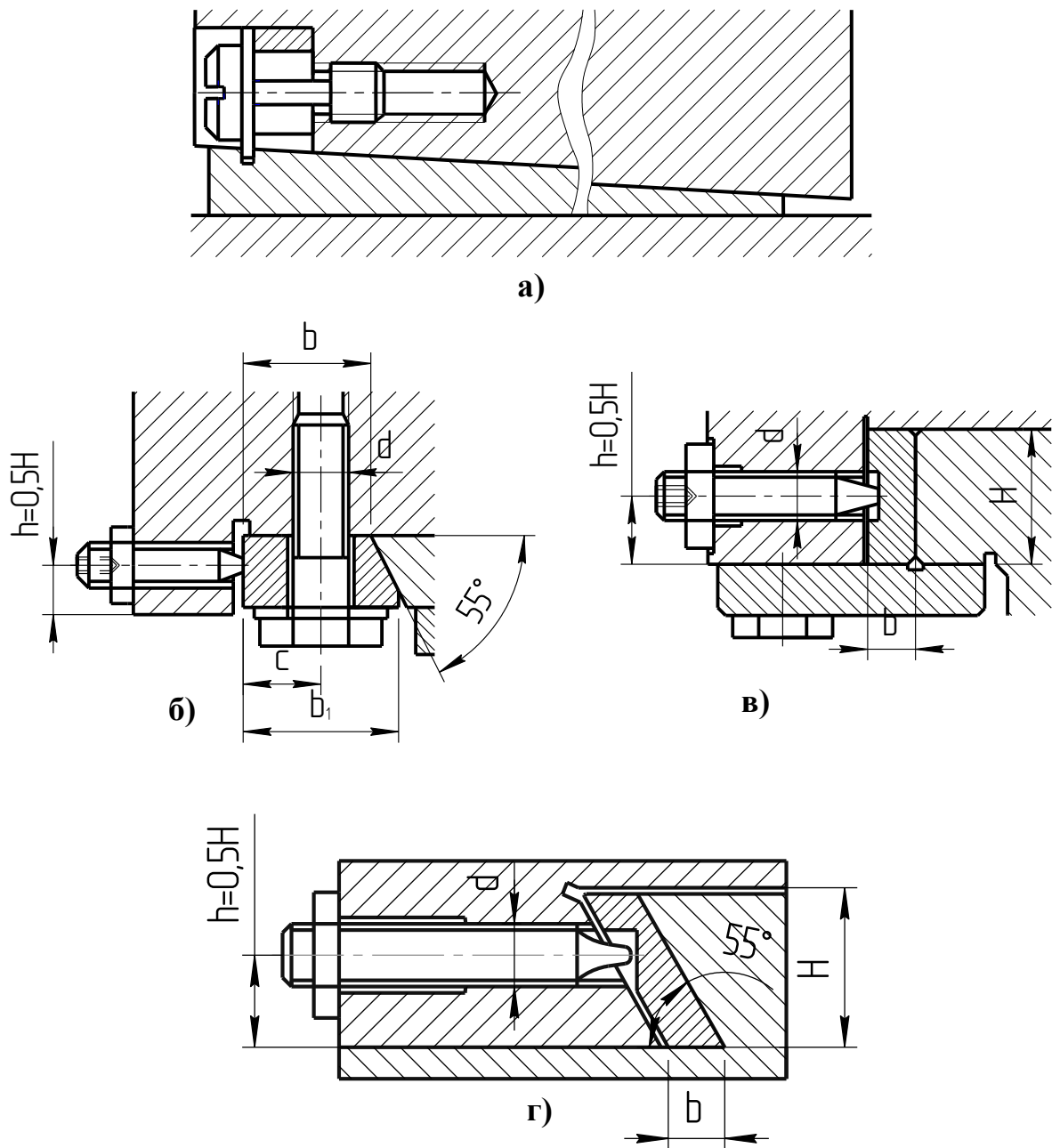


Рисунок 2.2 – Створення натягу у напрямних: а – клином; б – планками, що закріплюються після регулювання; в, г – планками, що не закріплюються після регулювання

регулювання. Це пояснюється нерівномірним розподілом тиску по довжині планки внаслідок низької жорсткості як самої планки, так і регулювальних гвинтів.

Монолітні напрямні верстатів обробляють фрезеруванням, струганням, шліфуванням або шабрением. Для компенсації похибки, що викликається термообробкою та зношуванням напрямних, у ряді випадків після фрезерування навмисно створюють опуклість напрямних за програмою ЧПК або за рахунок пружної деформації станини (униз) у процесі оброблення.

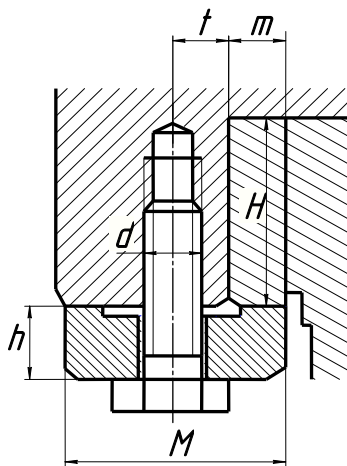


Рисунок 2.3 – Установлення притискних планок на монолітні напрямні токарного верстата

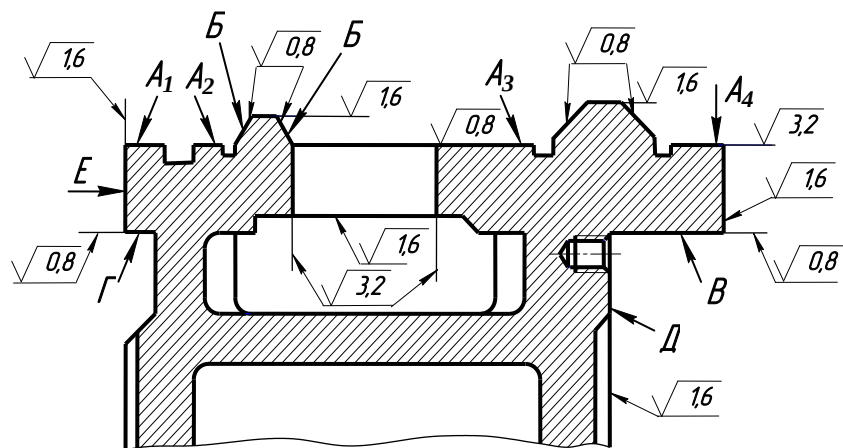


Рисунок 2.4 – Профіль монолітних напрямних ковзання станини прецизійного верстата

Як типовий приклад на рисунку 2.4 показаний профіль напрямних прецизійного токарного верстата з основними вимогами до шорсткості поверхонь ковзання. Точність робочих поверхонь та їх взаємного розташування на цих напрямних повинна відповідати таким вимогам:

- допуск прямолінійності поверхні **Б** у вертикальній площині 0,012 мм на 1000 мм (допускається тільки опуклість);
- вивернутість напрямних поверхонь **A₁–A₄** не більше 0,025 мм на всій довжині напрямних;
- допуск паралельності поверхонь **В** і **Г** напрямним поверхням **A₁** та **A₄** не більше 0,015 мм на довжині 1000 мм;
- допуск перпендикулярності поверхні **Д** до загальної прилеглої поверхні **A₁** – 0,03 мм на довжині 250 мм.

Найбільш часто вживані конструкції накладних напрямних показані на рисунку 2.5. Накладні масивні планки (рисунок 2.5, а) застосовують у зварних та литих станинах. Їх кріплять гвинтами, клеєм (наприклад, К153), а також гвинтами і клеєм одночасно. Останній спосіб дозволяє суттєво збільшити контактну жорсткість стику напрямних.

Планки (рисунок 2.6) встановлюють на станині і закріплюють гвинтами. Після затвердіння клею контролюють жорсткість напрямних. Далі напрямні шліфують по всій довжині. Технічні вимоги до остаточної обробки та складання напрямних показані на рисунку 2.7.

Тонкі загартовані пластини як накладні напрямні вклеюють у пази станини (рисунок 2.5, б). Їх застосування дозволяє більш економно використовувати високолеговану сталь. Сталеву стрічку завтовшки 0,2...0,3 мм як накладну напрямну станини (рисунок 2.5, в) використовують при довжині станини більше 10 м. Натягнуту стрічку вздовж всієї її

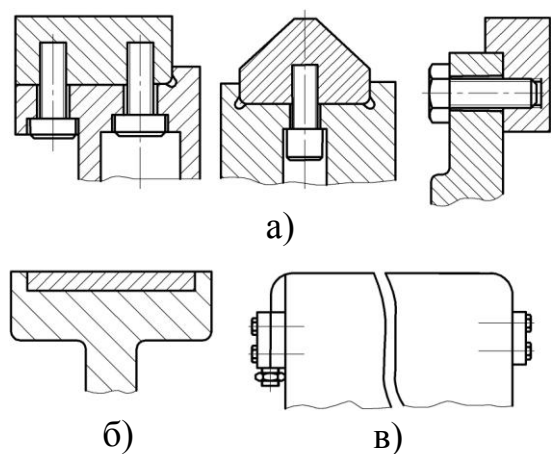


Рисунок 2.5 – Накладні напрямні ковзання: а – накладні планки; б – загартовані пластини; в – сталеві стрічки

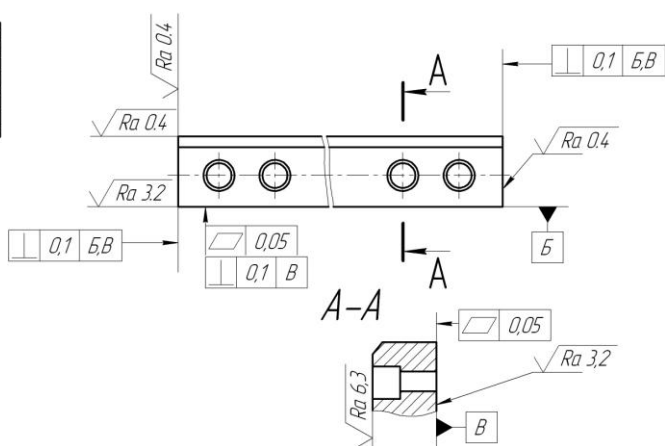


Рисунок 2.6 – Накладна планка токарного верстата

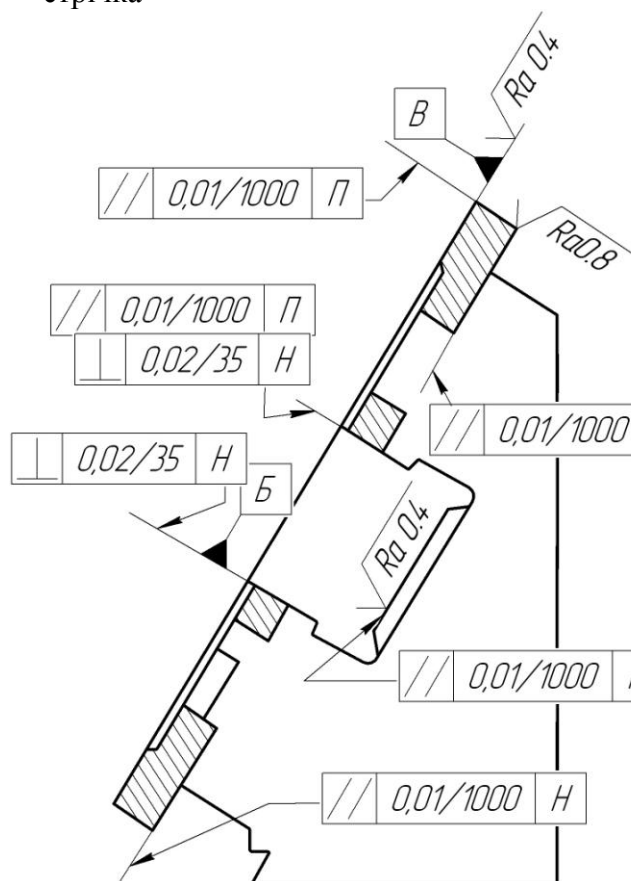


Рисунок 2.7 – Технічні вимоги до складання накладних напрямних ковзання токарного верстата класу точності П; 610 Е (Угорщина)

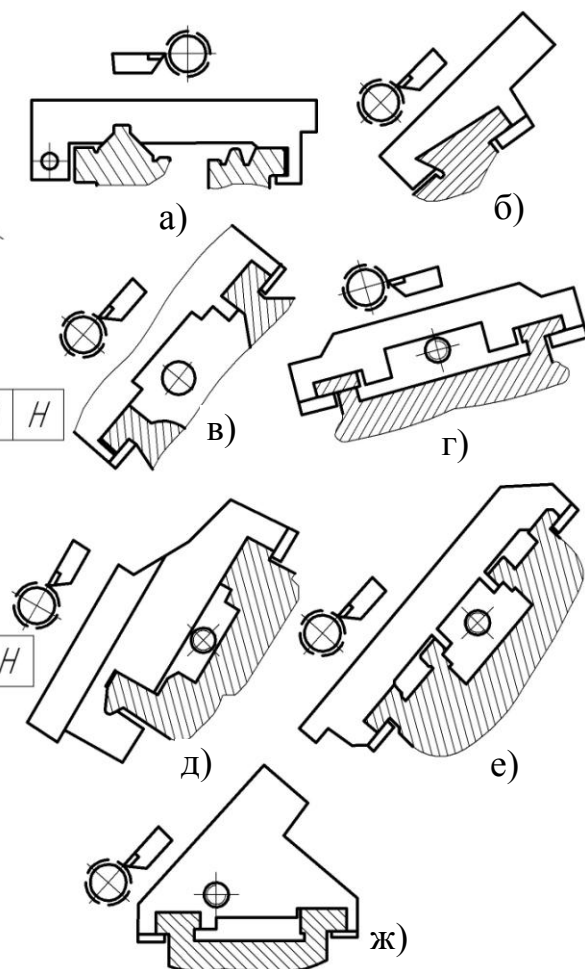


Рисунок 2.8 – Напрямні ковзання супортів односупортних токарних верстатів: а – 16K20Ф3, 16K20Т1; б – VDE 250 С (Німеччина); в – 1740РФ3 та 1720ПФ30; г – МК 85; д – DFS 400 NC (Німеччина); е – СТП-220 АП; ж – SD-NC 610 Е (Угорщина)

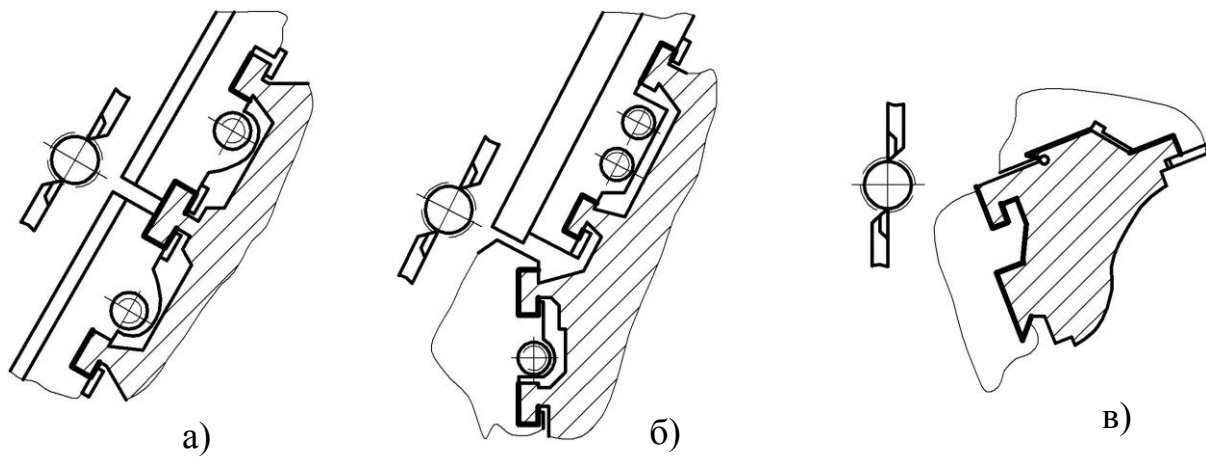


Рисунок 2.9 – Напрямні ковзання супортів двосупортних токарних верстатів: а – NDM-16-4/80 (Швейцарія); б – VDF 25M (Німеччина); в – NDL-40-4 (Швейцарія)

довжини притискають до станини планками, які приклеюють також до станини епоксидним клеєм і пригвинчують гвинтами. Це запобігає попаданню стружки та ЗОР у зазор між стрічкою та станиною.

Конструкції напрямних супортних груп металорізальних верстатів суттєво відрізняються залежно від їх компонування (рисунок 2.8). У горизонтальному компонуванні найбільш поширеною є схема з трикутною передньою та плоскою задньою гранями (рисунок 2.8, а).

При похилому компонуванні та наявності на верстаті тільки одного супорта в основному застосовують конструкції з однією (рисунок 2.8, б), двома (рисунок 2.8, в-д) і чотирма (рисунок 2.8, е) похилими напрямними.

При цьому залежно від кута нахилу супортної групи суттєво змінюються умови роботи різних напрямних. Так, при малих кутах нахилу супорта переважним є виконання напрямних з силовим замиканням на нижній напрямній та розташуванням регульовального елемента з її задньої сторони (рисунок 2.8, г).

При великих кутах нахилу (більше 60°) основне навантаження випадає на ту напрямну, яка сприймає вагу супортної групи, тому регульовальні елементи розташовують або на протилежній напрямній (рисунок 2.8, е), або на тій же напрямній, але з іншої її сторони (рисунок 2.8, в). Застосовують також похилі конструкції супортів з горизонтально розташованими напрямними (рисунок 2.8, ж).

При двосупортному виконанні верстатів звичайно використовують чотири (рисунок 2.9, б, в), рідше три (рисунок 2.9, а) напрямних.

Столи та рухомі бабки верстатів виконують з різними комбінаціями охоплювальних та охоплюваних напрямних (рисунок 2.10).

При цьому напрямні для вертикальних переміщень виконують переважно за схемою, показаною на рисунку 2.10, г.

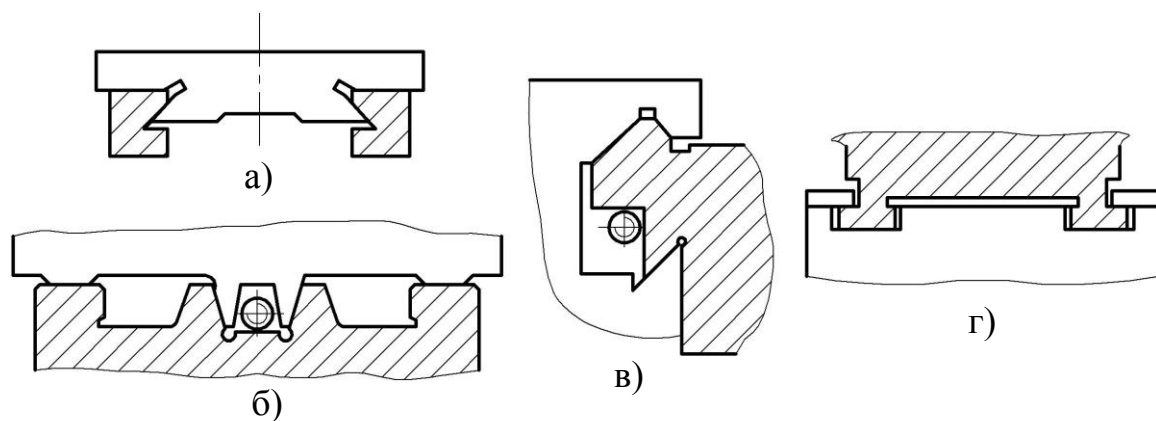


Рисунок 2.10 – Напрямні ковзання столів та бабок: а – KF-VBM-AL (Тайвань); б – DIXI-400 (Швейцарія); в – MC-12-250 (Росія); г – MA5.BP (ТМІ, Японія)

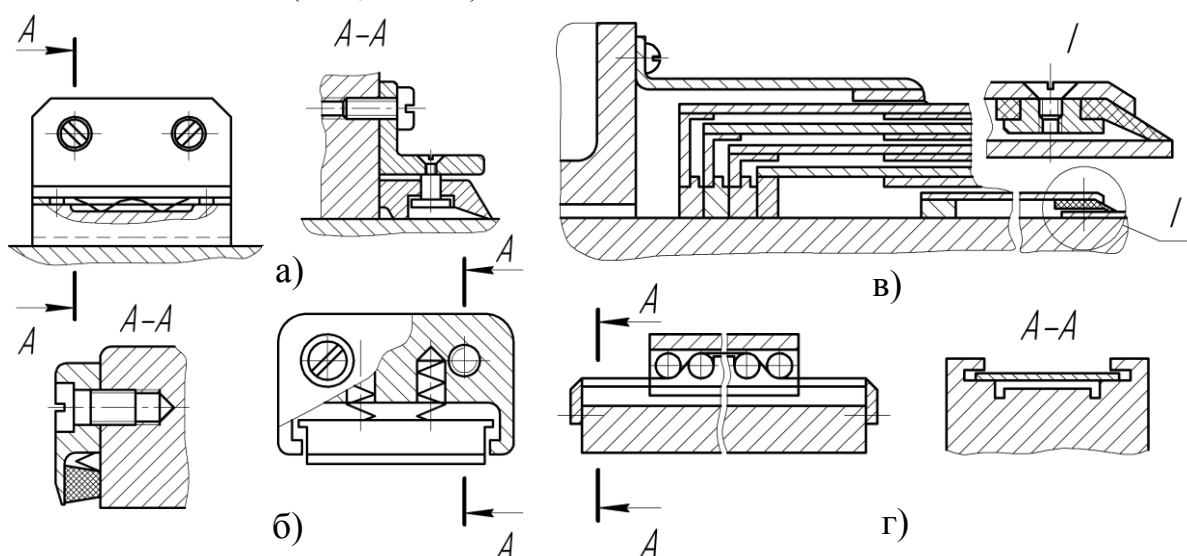


Рисунок 2.11 – Скребокві та щиткові пристрої захисту напрямних

Для захисту напрямних від забруднення і стружки використовують спеціальні пристрої (рисунок 2.11). Захисні пристрої з металевими скребками (рисунок 2.11, а) видаляють тільки відносно великі частинки відходів обробки. Краще поверхня тертя очищується при використанні полімерних (гумових або пластмасових) скребків (рисунок 2.11, б).

Рухомі робочі органи металорізальних верстатів, як правило, оснащують різного виду щитками. Найбільше розповсюдження отримали телескопічні щитки (рисунок 2.11, в) з ущільненнями, які розташовані між окремими щитками. Такі щитки встановлюють в основному на середні і важкі верстати (горизонтально-розточувальні, поздовжньо-фрезерувальні, токарні, шліфувальні). В тих випадках, коли на робочий орган не потрапляє значна кількість охолоджувальної рідини, а також гострої і гарячої стружки (верстати фрезерні, шліфувальні, зубообробні та інші), з телескопічними щитками успішно конкурують гармонікоподібні міхи. В сучасному верстатобудуванні дуже широко застосовують також захисні пристрої із стрічками (рисунок 2.11, г).

2.3 Розрахунок напрямних ковзання за допустимими навантаженнями

Розрахунок напрямних металорізальних верстатів забезпечує сприйняття ними допустимих навантажень за необхідною точністю переміщень рухомого органу та збереження цієї точності протягом заданого періоду експлуатації верстата.

В результаті розрахунку знаходять розміри напрямних, які задовольняють критерії зносостійкості та жорсткості.

Для забезпечення зносостійкості розміри напрямних вибирають такими, щоб найбільший тиск на їх робочих поверхнях був нижчим допустимого. Для забезпечення жорсткості обмежують контактні деформації на робочих поверхнях.

Якщо власні деформації зв'язаних базових деталей істотно нижчі, ніж контактні деформації напрямних, базові деталі вважають абсолютно жорсткими і тиск на робочих поверхнях напрямних визначають наближеним методом. У таких випадках припускають, що по довжині напрямних тиск у контакті змінюється лінійно, а по ширині залишається постійним. Цей метод викладений нижче. Коли власні деформації базових деталей, таких як довгі столи, повзуни, супорти, мало відрізняються за величиною від контактних деформацій у напрямних, розрахунок напрямних виконують на основі теорії балок та плит на пружній основі.

Першим етапом розрахунків напрямних є складання схеми дії зовнішніх сил, визначення реакцій у напрямних та характеру контактних взаємодій напрямних. При цьому використовують шість рівнянь статички (для просторової системи), які визначають рівновагу рухомого вузла, а для статично невизначених систем додаткові рівняння деформацій.

Розглянемо методики розрахунку найбільш поширених у верстатах типів напрямних: прямокутних та трикутних.

Прямокутні напрямні. Для кожного конкретного вузла верстата складається розрахункова схема. Типова схема навантаження прямокутних напрямних показана на рисунку 2.12, де ширина робочих граней позначена літерами **a**, **b** та **c**, відстань між серединами граней – літерою **e**, довжина столу – **l**. Початок координат **O** вибраний так, щоб вісь **Z** ділила навпіл ширину **a** напрямної та довжину **l** столу.

Під час різання, рухомий вузол верстата навантажений такими силами: тяги **Q**; ваги **G** рухомих частин верстата разом із заготовкою та пристосуванням; різання, що розкладається на складові **P_x**, **P_y** та **P_z**; реакціями **A**, **B** та **C** робочих граней напрямних; тертя у напрямних **T_A**, **T_B** та **T_C**. Сили тертя визначаються за реакціями граней **T_A = fA**, **T_B = fB**, **T_C = fC**, де **f** – коефіцієнт тертя (на кожній грані може мати своє значення, якщо на робочих поверхнях використовуються різні пари тертя). На основі схеми складають рівняння сил та їх моментів, що забезпечують умову статичної рівноваги рухомого вузла на напрямних.

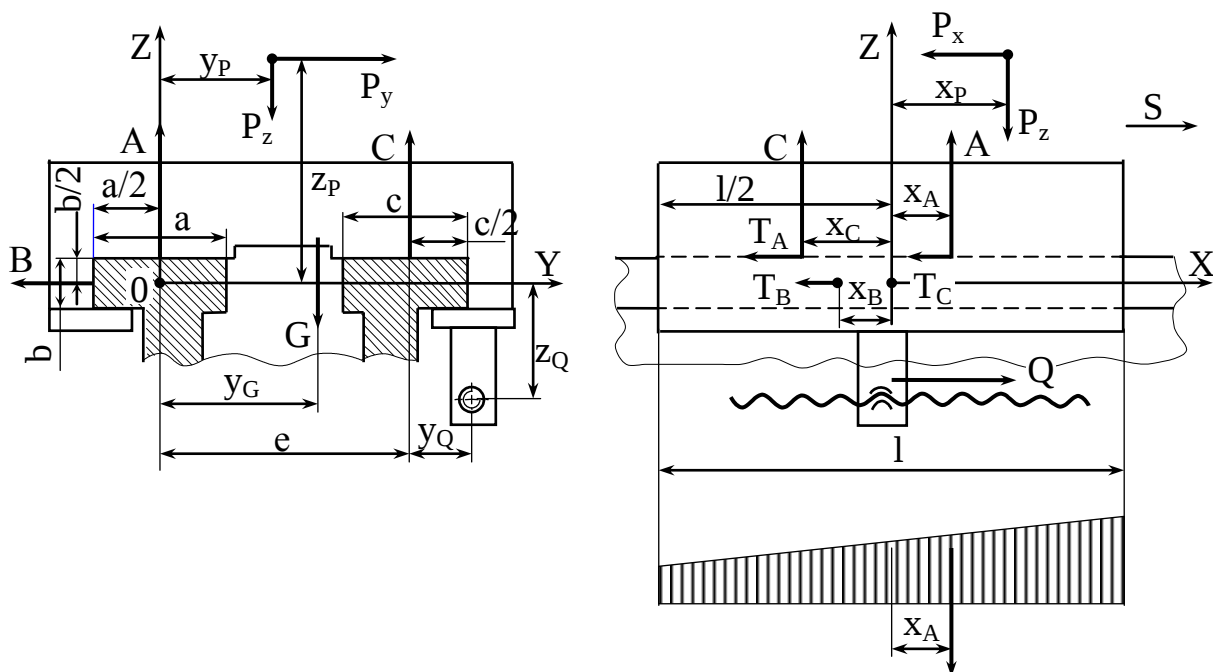


Рисунок 2.12 – Розрахункова схема прямокутних напрямних

Рівняння рівноваги рухомого вузла:

$$\Sigma X = 0; \quad -P_x + Q - T_A - T_B - T_C = 0; \quad (2.2)$$

$$\Sigma Y = 0; \quad P_Y - B = Q; \quad (2.3)$$

$$\Sigma Z = 0; \quad -P_Z - G + A + C = Q; \quad (2.4)$$

$$\Sigma M_X = 0; \quad P_Y z_P + P_Z y_P + G y_G - C e = 0; \quad (2.5)$$

$$\Sigma M_Y = 0; \quad P_Z x_P - P_X x_P + G x_G - Q z_Q - A x_A + C x_C = 0; \quad (2.6)$$

$$\Sigma M_Z = 0; \quad P_X y_P + P_Y x_P - Q(e + y_Q) - T_B a - B x_B + T_C e = 0. \quad (2.7)$$

З перших чотирьох рівнянь знаходять реакції граней напрямних та тягову силу:

$$A = P_Z + G - 1/e (P_Y z_P + P_Z y_P + G y_G); \quad (2.8)$$

$$B = P_Y; \quad (2.9)$$

$$C = 1/e (P_Y z_P + P_Z y_P + G y_G); \quad (2.10)$$

$$Q = P_X + T_A + T_B + T_C = P_X + f(P_Y + P_Z + G). \quad (2.11)$$

Визначають середній тиск на напрямних:

$$p_A = A/(al); \quad p_B = B/(bl); \quad p_C = C/(cl).$$

Максимальні тиски p_{Amax} , p_{Bmax} , p_{Cmax} , можуть бути визначені виходячи з епюр тиску, характер яких пов'язаний із значеннями координат x_A , x_B , x_C рівнодійних реакцій. Для визначення цих координат використовують два останні рівняння рівноваги столу та додаткове рівняння переміщень, які є результатом деформування поверхонь робочих граней.

Це додаткове рівняння отримують з припущення, що момент зовнішніх сил щодо осі Y дорівнює моменту реакцій на напрямних щодо тієї ж осі і розподіляється між напрямними пропорційно їх жорсткості, яка сама пропорційна їх ширині.

Момент зовнішніх сил:

$$M'_Y = P_Z x_P - P_X x_P + G y_G, \quad (2.12)$$

Момент реакцій:

$$M'_Y = A x_A - C x_C, \quad (2.13)$$

Розподіл моментів реакцій на напрямних:

$$\frac{A x_A}{C x_C} = \frac{a}{c}. \quad (2.14)$$

З наведених рівнянь знаходять координати x_A , x_B , x_C . За їх значеннями можна судити про характер епюр тиску на напрямних. Так, якщо $x_A = 0$, то відповідна епюра є прямокутником, якщо $x_A = l/6$ – трикутник, якщо $0 < x_A < l/6$ – трапеція. Коли $x_A > l/6$, робоча грань напрямної навантажена не на всій довжині, а навантаження частково діє на нижню планку.

Максимальний тиск на напрямних визначають за залежностями

$$p_{a,\max} = \frac{A}{al} \left(1 + \frac{6x_A}{l}\right); \quad (2.15)$$

$$p_{b,\max} = \frac{B}{bl} \left(1 + \frac{6x_B}{l}\right); \quad (2.16)$$

$$p_{c,\max} = \frac{C}{cl} \left(1 + \frac{6x_C}{l}\right). \quad (2.17)$$

Вважається, що зносостійкість напрямних буде достатньою, коли на малих швидкостях ковзання максимальний тиск не вищий за 2,5...3 МПа, на великих швидкостях – не вищий за 1...1,2 МПа. Допустимий середній тиск дорівнює половині допустимого максимального, а для напрямних прецизійних та важких верстатів – 0,1...0,2 МПа.

Трикутні напрямні. Як типовий приклад на рисунку 2.13 показана розрахункова схема для супорта верстата 16K20Ф3. Напрямні супорта комбіновані і складаються з плоскої напрямної (робоча грань c) та трикутної (робочі грані a і b з кутами нахилу відповідно α та β). Осі X та Z системи координат розташовані у площині, що проходить через площину грані c , а вісь Y проходить через верхнє ребро трикутної напрямної. На підставі схеми складають систему рівнянь зовнішніх сил (сил різання P_x , P_y , P_z , сили ваги G супорта та сили тяги Q), реакцій A , B , C у напрямних та їх моментів, що забезпечують умову статичної рівноваги робочого органу на напрямних станини.

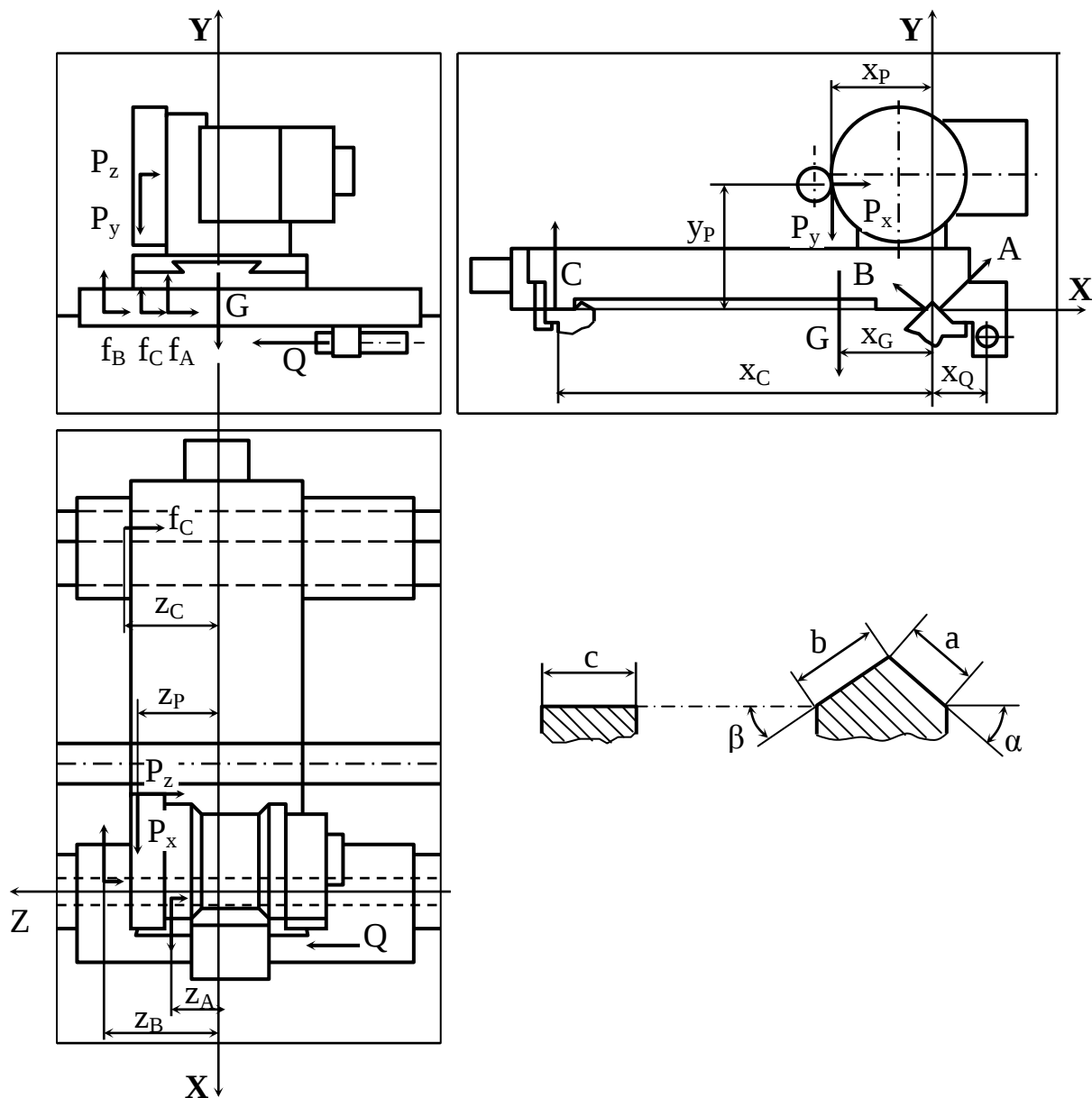


Рисунок 2.13 – Схема дії зовнішніх сил і реакцій у напрямних ковзання (верстат 16K20Ф3)

Система рівнянь рівноваги вузла:

$$B \sin \beta - A \sin \alpha - P_x = 0;$$

$$B \cos \beta + A \cos \alpha + C - P_y - G = 0;$$

$$Q - P_z - f(A + B + C) = 0; \quad (2.18)$$

$$P_x x_P - P_z x_P + C x_C + B \sin \beta \cdot z_B - A \sin \alpha \cdot z_A + Q x_Q = 0;$$

$$P_z y_P + B \cos \beta \cdot z_B + C z_C + A \cos \alpha \cdot z_A + Q y_Q - P_y z_P = 0;$$

$$P_x y_P - P_y x_Q + C x_C - G x_Q = 0,$$

де f – коефіцієнт тертя у напрямних (прийнятий однаковим);

z_A, z_B, z_C , – координати реакцій **A, B, C** у напрямних;

x_Q, y_Q , – координати сили **Q**.

Система є статично невизначеною (7 невідомих **A, B, C, z_A, z_B, z_C, Q**). Для її розв'язання складають додаткові рівняння, що відображають умови деформації системи.

У розрахунках напрямних ковзання з достатньо жорсткою конструкцією салазок приймають умову, згідно якої перекидний момент від дії зовнішніх сил щодо осі **X** розподіляється між окремими гранями напрямних пропорційно їх ширині. Приймавши таку умову, одержують додаткове рівняння

$$(A \cos \alpha \cdot z_A + B \cos \beta \cdot z_B) / (C z_C) = (a \cos^2 \alpha + b \cos^2 \beta) / c, \quad (2.19)$$

де **a, b, c** – ширина відповідних граней напрямних.

Таблиця 2.5 – Допустимі значення тиску в чавунних напрямних ковзання верстатів середніх розмірів

Тип верстата	Тиск, МПа, при швидкості руху подач		
	малої	середньої	великої
Токарний, фрезерувальний, розточувальний	0,25–0,3	0,12–0,15	0,04–0,05
Стругальний, довбальний	–	–	0,08–0,1
Шліфувальний	0,07–0,08	0,05–0,06	–

Таблиця 2.6 – Максимальні значення на площадці контакту опор кочення

Матеріал напрямних	Тиск, $p_{\max}$, для опори кочення, МПа	
	кулька	ролик
Сталь	3500	2300
Чавун	1200	750

За умови повного контакту напрямних ковзання по всій їх довжині (тобто без урахування відхилення від прямолінійності напрямних) епюра тиску має вигляд трапеції, велика сторона якої:

$$p = A(1 + 6x_A / l_0) / (al_0), \quad (2.20)$$

де **A** – реакція в напрямній;

a – ширина напрямної;

x_A – зсув сили **A** від центру симетрії напрямної;

l_0 – довжина напрямної.

Отримані найбільші значення тиску порівнюють з допустимими. Допустимі значення тиску у чавунних напрямних деяких типів металорізальних верстатів наведені у таблиці 2.5. Для важких верстатів наведені значення допустимого тиску зменшують у 2 рази.

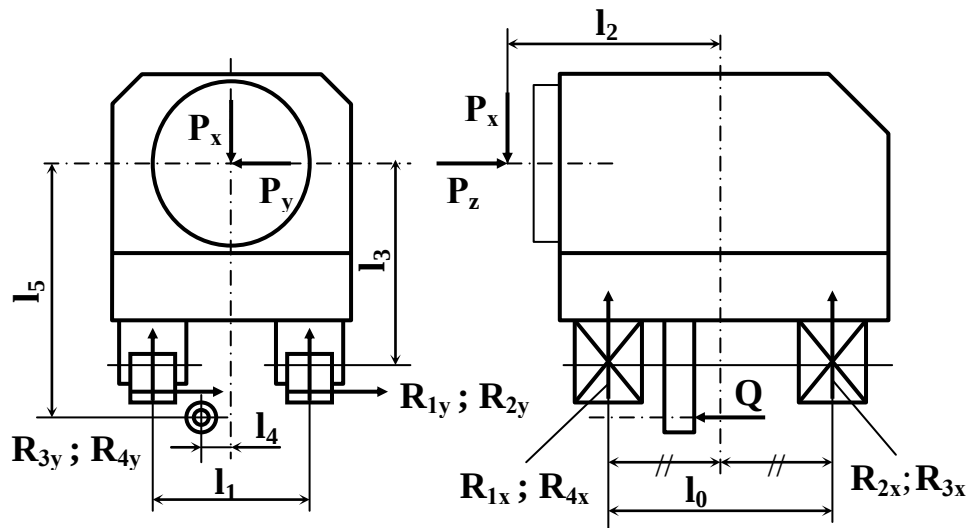


Рисунок 2.14 – Схема дії зовнішніх сил та реакції у опорах кочення

Для проведення розрахунків напрямних кочення складають аналогічну схему для визначення сил, діючих на тіла кочення. Статичну невизначеність розкривають, приймаючи ряд експериментально перевірених припущень. Наприклад, для схеми, показаної на рисунку 2.14, за рекомендаціями фірми ТНК (Японія) використовують такі залежності:

при дії тільки сили P_z

$$R_{1x} = R_{4x} = P_z l_5 / (2l_0), \quad (2.21)$$

$$R_{1y} = R_{4y} = P_z l_4 / (2l_0), \quad (2.22)$$

при дії тільки сили P_x

$$R_{1x} = R_{4x} = P_x / 4 + P_x l_2 / (2l_0), \quad (2.23)$$

$$R_{2x} = R_{3x} = P_x / 4 + P_x l_2 / (2l_0); \quad (2.24)$$

при дії тільки сили P_y

$$R_{1x} = R_{4x} = P_y l_3 / (2l_0), \quad (2.25)$$

$$R_{1y} = R_{4y} = P_y / 4 + P_y l_2 / (2l_0), \quad (2.26)$$

$$R_{2y} = R_{3y} = P_y / 4 - P_y l_2 / (2l_0). \quad (2.27)$$

Для проведення розрахунків напрямних кочення на міцність встановлюють умови, що не допускають появу пластичної деформації тіл кочення. Ця умова відповідає нерівності

$$p_{\max} < [p],$$

де $p_{\max}$ – тиск на площадці контакту найбільш навантаженого тіла кочення;

$[p]$ – допустимий тиск на площадці контакту (таблиця 2.6).

Параметр $p_{\max}$, Па, оцінюють за такими формулами:

для кулькових напрямних:

$$p_{\max} = \beta^3 \sqrt{P_n / d^2}, \quad (2.28)$$

де β – коефіцієнт, що залежить від матеріалу пари кочення (для сталевих напрямних $\beta = 21,8 \cdot 10^8$, для чавунних $\beta = 16,2 \cdot 10^8$);

P_n – сила, що діє на найбільш навантажену кульку;

d – діаметр кульки, мм;

для роликів напрямних:

$$p_{\max} = E \sqrt{q_{\max} / d}, \quad (2.29)$$

де E – коефіцієнт (для сталевих напрямних $E = 27 \cdot 10^5$; для чавунних $E = 21 \cdot 10^5$);

$q_{\max}$ – навантаження на одиницю довжини найбільш навантаженого ролика, Н/м;

d – діаметр ролика, мм.

Число тіл кочення на кожній напрямній $z = 12 \dots 15$. Для раціонального вибору числа тіл кочення z застосовують такі формули:

для кулькових напрямних

$$z = G / (30 \sqrt{d}), \quad (2.30)$$

для роликів напрямних

$$z = G / (3,5b), \quad (2.31)$$

де G – вага рухомого робочого органу, Н;

d – діаметр кульки, мм;

b – ширина ролика, мм.

Для напрямних столів та кареток тіла кочення доцільно розташовувати рівномірно по всій довжині напрямних, оскільки перекидні моменти порівняно невеликі. Для напрямних, що сприймають великий перекидний момент (шліфувальні бабки та ін.), тіла кочення доцільно розташовувати на кінцях напрямних. При цьому відстань між комплектами тіл кочення повинна приблизно дорівнювати половині довжини напрямних.

Орієнтовні розрахунки напрямних кочення на міцність виконують на основі рекомендацій за допустимими навантаженнями P_d , Н, на одне тіло кочення

для кулькових напрямних

$$P_d = K d^2 \alpha, \quad (2.32)$$

для роликів напрямних

$$P_d = K d b \alpha, \quad (2.33)$$

де K – умовно прийнятий тиск, віднесений до площі перерізу тіл кочення, Па;

d i b – відповідно діаметр тіла кочення та робоча довжина ролика, м;
α – поправковий коефіцієнт, що враховує твердість матеріалу напрямних:

для сталевих напрямних

HRC_e	45	50	55	57	60
α	0,3	0,5	0,7	0,8	1,0

для чавунних напрямних

HB	170-180	200	230
α	0,75	1	1,2

Для прецизійних верстатів допустимі значення параметра **К** показані у таблиці 2.7. При цьому прецизійне виконання характеризується такими параметрами:

- сумарне відхилення від прямолінійності спряження напрямних на довжині контакту **a₁** = 7...10 мкм;
- вивернутість напрямних на довжині контакту **a₂** = 7...10 мкм;
- незбігання кутів призм спряжених деталей **a₃** < 20";
- різнорозмірність тіл кочення **a₄** < 2 мкм.

За менш жорстких вимог до точності виготовлення напрямних кочення значення параметра **К** повинні бути нижчі наведених у таблиці 2.7. Так, при **a₁** = 15...20 мкм, **a₂** = 0,02 мм на довжині 1000 мм та **a₄** = 3 мкм параметр **К** потрібно приймати на 30...40% нижче значень, вказаних у таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Допустимі значення тиску К, залежно від матеріалу, термообробки та типу напрямних кочення

Тип напрямних кочення	Тиск К, МПа, для напрямних із			
	сталі			чавуну
	із наскрізним гартуванням	із гартуванням СВЧ	із азотуванням	
Кулькові	6	5	4	0,2
Роликові:				
короткі ролики	200	180	150	20
довгі ролики	150	130	100	15

2.4 Розрахунок напрямних на жорсткість

Контактна жорсткість напрямних, яка відіграє вирішальну роль у деформуванні всієї системи верстата, багато в чому визначає роботоздатність рухомих вузлів.

Розрахунки контактної жорсткості напрямних засновані на таких припущеннях.

1. Контактуючі тіла розглядають як масиви, а в ряді випадків – як

балки або плити на пружній основі. Використовують модель пружної основи, яка враховує залежність зближення у стику від тиску тільки у даному перерізі (гіпотеза Вінклера).

2. Залежність між зсувами та тиском у напрямних приймають лінійною. Можливість використання лінійної залежності підтверджена обробленням результатів численних експериментів з дослідження жорсткості верстатів з напрямними як ковзання, так і кочення.

3. Значення коефіцієнтів пропорційності між зсувом та тиском (коефіцієнтів контактної податливості) задають на основі експериментальних даних щодо жорсткості основних типів напрямних. Для розрахунку напрямних кочення використовують умовні значення коефіцієнтів контактної податливості, які визначають у залежності від коефіцієнта пропорційності між пружним переміщенням та навантаженням на одиничне тіло кочення.

4. Вплив місцевих деформацій контактуючих деталей та жорсткості притискних і регулювальних елементів (планок, клинів) оцінюють поправками до коефіцієнтів контактної податливості, які визначаються на основі експериментальних даних та розв'язання частинних задач.

5. Враховують просторове навантаження на вузол, який переміщується (від сил різання і ваги вузлів) та наявність зазорів і похибок форми напрямних, що визначає можливість часткового розкриття стиків.

Через можливе розкриття стиків навіть при лінійній залежності між зсувами та тиском у зоні контакту фізичні умови роботи і жорсткість напрямних нелінійно залежать від зовнішнього навантаження та зазорів.

Початковими даними для розрахунку є креслення відповідного вузла, технічні умови на виготовлення та складання вузла, вибрані розрахункові умови (режими оброблення) та деякі довідкові дані.

За кресленням вузла, що розраховується (рисунок 2.15), задають:

- геометрію напрямних у поперечному перерізі: координати початкової та кінцевої точок кожної грані 1-8 напрямних у абсолютній або відносній системі координат;

- геометрію напрямних у поздовжньому (вздовж осі гвинта) напрямку: координати початкової та кінцевої точок кожної грані по довжині;

- координати осі гвинта подачі;

- координати точок прикладання навантаження (сил різання та ваги вузлів) для вибраних розрахункових умов;

- координати точок, в яких повинні бути обчислені переміщення.

За технічними умовами задають початкові зазори або натяг на кожній грані та допустимі похибки форми напрямних – характер (опуклість, угнутість, вивернутість) та максимальне відхилення.

Відповідно до вибраних розрахункових умов задають зовнішнє навантаження – вага вузлів, що навантажують напрямні, та сили різання, відповідні тому випадку, для якого проводять розрахунок.

До довідкових даних відносять:

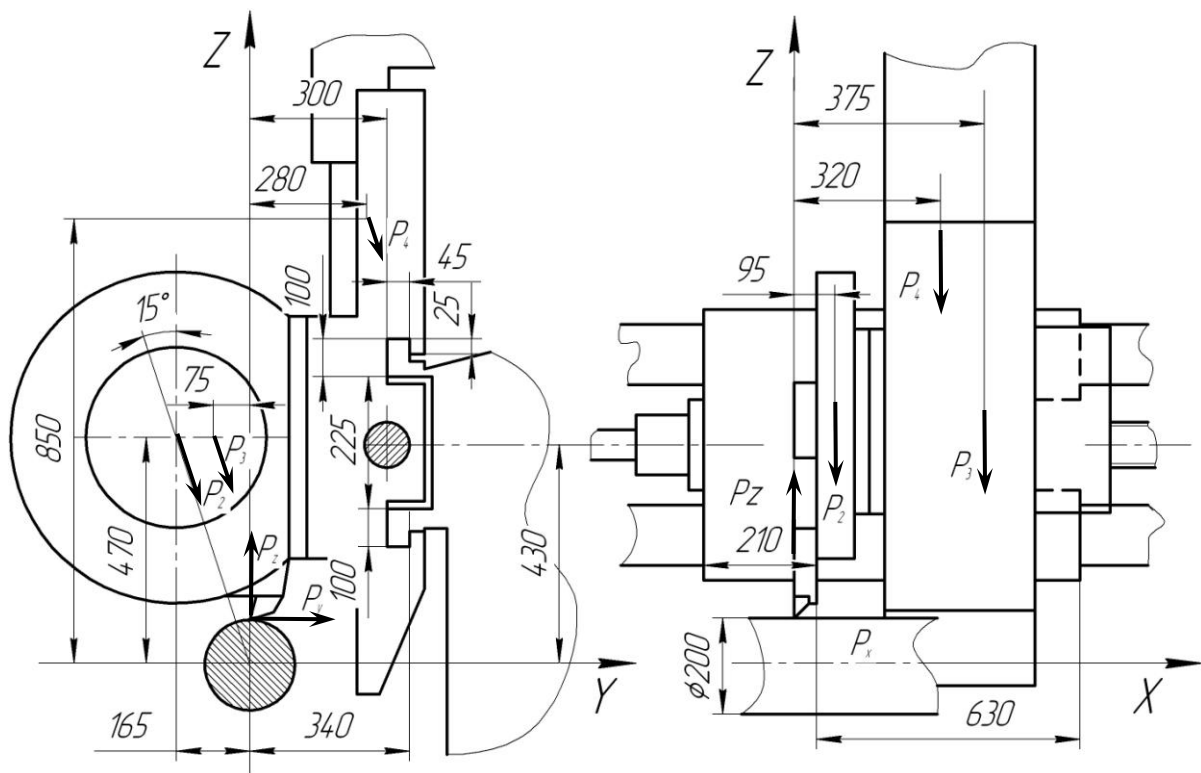


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема напрямних ковзання токарно-револьверного верстата з ЧПК

- жорсткість привода подач (таблиця 2.8);
- коефіцієнти тертя ковзання f на кожній грані залежно від типу та матеріалу напрямних (таблиця 2.9);
- коефіцієнти контактної податливості на кожній грані напрямних.

Напрямні ковзання. Значення коефіцієнтів k контактної податливості, тобто коефіцієнтів пропорційності між зсувом δ та нормальним тиском σ у стикі ($\delta = k\sigma$), що використовуються у технічних розрахунках, отримані шляхом оброблення значної кількості експериментальних даних на моделях та натурних зразках напрямних. Значення k залежать від розмірів стиків – із збільшенням розмірів значення k зростає, що пов'язано з погіршенням умов контактування та зменшенням середнього тиску. Значення коефіцієнта контактної податливості істотно залежать від макро- та мікрогеометрії поверхонь і якості підгонки деталей, що контактують, і тому мають великий розкид. Проте стабільна технологія в умовах одного виробника дає значення k достатньо постійні.

Відхилення форми по довжині напрямних (макрогеометрія) вводять у розрахунок безпосередньо і враховують залежність коефіцієнта контактної податливості від ширини B відповідних граней. Вплив місцевих деформацій, притискних та регулювальних елементів враховується поправками до коефіцієнтів контактної податливості і розрахункові значення коефіцієнтів k для основних, бічних та допоміжних граней приймають різними.

Таблиця 2.8 – Осьова жорсткість, Н/мкм, приводів подач з кульковими гвинтовими передачами (орієнтовні значення)

Схема закріплення гвинта	Відстань l_I і l_{II} для $d \times t$, мм					
	25×5	32×5	40×5	50×5	40×10	50×10
	400	500	700	1000	800	1000
I	50	85	105	135	90	125
II	95	160	205	275	180	250

Схема закріплення гвинта	Відстань l_I і l_{II} для $d \times t$, мм				
	63×10	80×10	100×10	80×20	100×20
	1500	2000	2000	1500	2000
I	150	210	290	220	305
II	315	440	590	435	560

Позначення: d – діаметр; t – крок гвинта; схема I – з одностороннім осьовим закріпленням гвинта; схема II – з двостороннім осьовим закріпленням гвинта; l_I – відстань від середини гайки до упорного підшипника; l_{II} – відстань між опорами гвинта.

Таблиця 2.9 – Значення поправок ξ_m до коефіцієнтів контактної податливості за нормальної точності виготовлення напрямних та значення коефіцієнта тертя f

Матеріал пари та вид обробки	ξ_m	f
Чавун (шліфування) – чавун (шабріння)	1,0	0,15
Чавун (шабріння) – чавун (шабріння)	0,6	
Чавун (шабріння) – текстоліт ПТ (шабріння)	2,2	0,17
Чавун (шабріння) – наповнений фторопласт Ф4К15М5-Л-ЕА (шабріння)	2,3	0,06
Чавун (шабріння) – епоксидний компаунд (шабріння) марки:		
УП-5-250	2,8	0,12
УП-5-251	1,5	
Чавун (шабріння) – наповнена ацетатна смола СФД-ВМ-БС	2,2	0,13

Примітки:

1. Для підвищеної точності виготовлення значення ξ_m слід приймати менше табличного значення в 1,3...1,4 раза, для високої точності виготовлення – в 1,8...2 рази.

2. Наведені значення коефіцієнтів тертя відповідають середнім значенням швидкостей подачі. Для уточнених розрахунків можна використовувати значення коефіцієнта **f**, що відповідають фактичним умовам роботи вузла.

Різні значення коефіцієнта **k** для окремих граней враховують введенням відповідних поправок до базового значення $k = 1 \cdot 10^{11} \text{ м}^3/\text{Н}$.

Для основних граней напрямних поправка ξ_0 враховує матеріал, вид обробки та ширину грані:

$$\xi_0 = \xi_m (1 + B/0,2);$$

де ξ_m – коефіцієнт, що враховує матеріал і вид обробки (таблиця 2.9);

B₀ – ширина грані, м.

Для бічних граней шириною **B**₆ враховують збільшення податливості через наявність регулювальних елементів. При цьому:

$$\xi_6 = \xi_m \xi_p (1 + B_6 / 0,2);$$

де ξ_p – коефіцієнт;

для клинів (рисунок 2.2,а) $\xi_p = 4...5$;

для планок, що закріплюються після регулювання (рисунок 2.2,б)

$$\xi_p = 1...1,2;$$

для планок, що не закріплюються після регулювання (рисунок 2.2,в,г)

$$\xi_p = \alpha + \frac{B_6 l e \cdot 10^{11}}{\xi_m (1 + B_6 / 0,2)},$$

де **l** – відстань між регулювальними гвинтами, м;

e – податливість регулювального гвинта, яка визначається в залежності від діаметра різі:

Діаметр різі, мм	6	8	10	12	16	20
e · 10 ⁷ , м/Н.....	0,16	0,10	0,07	0,045	0,025	0,018

α – коефіцієнт, що враховує податливість планки; його визначають в залежності від

$$\lambda = l \sqrt{\frac{3 \cdot 10^{11}}{E h^3 \xi_m (1 + B_6 / 0,2)}},$$

де **h** – товщина планки, м;

E – модуль поздовжньої пружності матеріалу планки, Па:

λ	0	1	2	3	4	5	>5
α	1,0	1,04	1,2	1,5	1,9	2,5	0,5λ

Для допоміжних граней шириною **m** враховують вплив деформацій притискних планок за виразом:

$$\xi_{\text{вс}} = \xi_{\text{м}} \xi_{\text{пл}} (1 + m/0,2),$$

де $\xi_{\text{пл}}$ – коефіцієнт, що враховує податливість притискних планок.

Значення коефіцієнта $\xi_{\text{пл}}$ визначають в залежності від параметра $\xi'_{\text{м}} = \xi'_{\text{м}} (1 + m/0,2)$ та товщини планки h :

$\xi'_{\text{м}} \dots \dots \dots$	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4
$h = 0,8m \dots \dots \dots$	1,43	1,53	1,65	1,85	2,2
$h = m \dots \dots \dots$	1,30	1,32	1,41	1,53	1,74

Якщо $\xi'_{\text{м}} > 1,6$ приймають $\xi_{\text{пл}} = 1,2$.

Значення $\xi_{\text{м}}$ для напрямних ковзання, показані у таблиці 2.9, відповідають середньому тиску $\sigma \leq 3 \cdot 10^5$ Па. За вказаними значеннями $\xi_{\text{м}}$ проводять попередній розрахунок. Якщо в результаті розрахунку на якійсь i -й грані отримані значення $\sigma_{\text{срі}} > 3 \cdot 10^5$ Па, то розрахункові значення $\xi_{\text{м}}$ для цієї грані коректують. При цьому використовують такі співвідношення:

для пари чавун – чавун і чавун – сталь

$$\xi_{\text{м}\sigma} = \xi_{\text{м}} \sqrt{\sigma_0 / \sigma_{\text{срі}}} ; \quad (2.34)$$

для напрямних з неметалевих матеріалів

$$\xi_{\text{м}\sigma} = \xi_{\text{м}} \sqrt[3]{(\sigma_0 / \sigma_{\text{срі}})^2} . \quad (2.35)$$

За цими новими значеннями $\xi_{\text{м}\sigma}$ уточнюють значення $\xi_{\text{р}}$ та $\xi_{\text{пл}}$ і розрахунок повторюють.

Для напрямних колового руху через малу жорсткість планшайби та великої довжини напрямних значення поправок до коефіцієнтів контактної податливості приймають у 2 рази більшими, ніж для основних граней напрямних прямолінійного руху відповідної ширини.

Напрямні кочення. Для роликів напрямних кочення залежність між зсувом δ та навантаженням q близька до лінійної $\delta = Cq = CP/b$, де P – сила, діюча на ролик; b – довжина ролика. Тому роликові напрямні розраховують так само, як і напрямні ковзання з відповідними поправками $\xi_{\text{кр}}$ до коефіцієнтів контактної податливості:

$$\xi_{\text{кр}} = CL/z , \quad (2.36)$$

де L – довжина напрямної, м;

z – число тіл кочення.

Похибки форми напрямних кочення враховують під час вибору коефіцієнта C , приймаючи $C = C_{\text{р}}$, де $C_{\text{р}}$ визначають за кривими, що наведені на рисунку 2.16 в залежності від натягу $\delta_{\text{н}}$.

Похибки форми роликів напрямних (опуклість, угнутість або вивернутість) можна враховувати і безпосередньо у розрахунках, тобто так само, як у розрахунках напрямних ковзання. В цьому випадку для сталевих загартованих напрямних з натягом $C = 6 \cdot 10^{-11}$ м²/Н; для сталевих загартованих напрямних без натягу $C = 7,5 \cdot 10^{-11}$ м²/Н; для чавунних

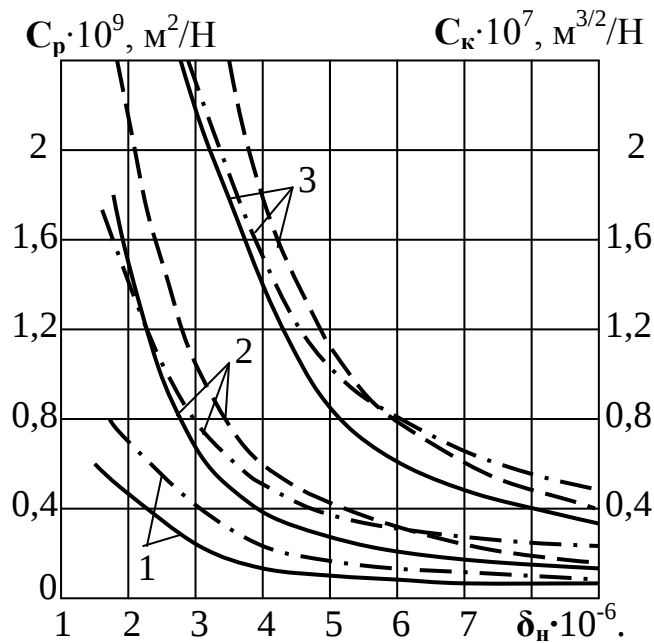


Рисунок 2.16 – Залежність коефіцієнта C_p від натягу δ_n у напрямних кочення: 1 – короткі напрямні високої точності ($\Delta = 5$ мкм); 2 – короткі напрямні нормальної точності ($\Delta = 10$ мкм); 3 – довгі напрямні нормальної точності ($\Delta = 30$ мкм), де Δ – відхилення від прямолінійності

шліфованих $C = 11,5 \cdot 10^{-11}$ м²/Н; для чавунних шабренних $C = 25 \cdot 10^{-11}$ м²/Н.

Для кулькових напрямних кочення залежність між зсувом δ та навантаженням P нелінійна: $\delta = C_1 P^{2/3}$. Тому у розрахунках кулькових напрямних використовують лінеаризовану залежність $\delta = C_k P$, а поправки до коефіцієнтів контактної податливості залежать від натягу або навантаження на кульку. Похибки форми напрямних враховують не безпосередньо, а при визначенні поправок до коефіцієнтів контактної податливості. Перетворюючи відому залежність, можна отримати

$$\xi_{к.ш} = C_k L b / (z \sqrt{d}), \quad (2.37)$$

де C_k – коефіцієнт, що визначають за кривими на рисунку 2.16, залежно від діаметра кульки, натягу δ_n та відхилення форми напрямних від ідеальної;

L, b – довжина та ширина напрямної, м;

D – діаметр кульки, м;

Z – число тіл кочення.

Коли регулювання натягу виконується спеціальними регулювальними елементами, для тих граней, де розташовані ці елементи, як поправки до коефіцієнтів контактної податливості додатково вводять коефіцієнт ξ_n , який враховує відповідне зниження жорсткості. Коли натяг регулюють гвинтами із сферичними опорами – $\xi_n = 1,5$, коли регулюють тарілчастими пружинами – $\xi_n = 8 \dots 10$.

Для напрямних кочення сила тертя на кожній грані, навантаженою силою P , складає

$$T = T_0 + P f_k / r, \quad (2.38)$$

де T_0 – початкова сила тертя; для напрямних верстатів середніх розмірів із штампованими сепараторами при рушанні з місця $T_0 = 5$ Н, під час руху $T_0 = 4$ Н;

f_k – коефіцієнт тертя кочення; для сталевих напрямних $f_k = 0,001$ см, для чавунних $f_k = 0,0025$ см;

r – радіус тіла кочення, см.

Розрахунок характеристик роботоzдатності напрямних у загальному випадку проводять у два етапи.

1. Визначення розмірів та розташування зон контакту у напрямних при заданому зовнішньому навантаженні з урахуванням зазорів, натягу, похибок виготовлення, податливості контактного шару, жорсткості контактуючих деталей та ін.

2. Визначення розрахункових характеристик (середніх та найбільших тисків, сил тертя, жорсткості та ін.) при даних розмірах та розташуванні зон контакту.

2.5 Розрахунок напрямних на довговічність

Довговічність напрямних ковзання залежить від впливу їх зносу на точність верстата за рахунок зміни траєкторії руху рухомого робочого органу. Для оцінювання довговічності напрямних ковзання застосовують такі основні характеристики процесу зношування:

$U(x)$ – лінійний знос та його розподіл по поверхні тертя (форма зношеної поверхні), мкм;

$U_{\max}(x')$ – найбільший знос та його положення (x') на напрямній, мкм;

$\gamma_{\text{ср}}$ – середня швидкість зношування, мкм/год або мкм/р,

$$\gamma_{\text{ср}} = U(x) / T, \quad (2.39)$$

де T – час, відпрацьований верстатом, або календарний час (число років при двозмінній роботі), год.;

J_x – інтенсивність зношування (безрозмірна величина або в мкм/км),

$$J_x = U(x) / S, \quad (2.40)$$

де S – шлях тертя, км.

Для розрахунку напрямних на знос звичайно використовують лінійні закони зношування:

$$U = K p S, \quad (2.41)$$

де K – коефіцієнт зношування, МПа^{-1} ; при лінійному відносно p закону зношування – це питома інтенсивність зношування I ;

Таблиця 2.10 – Граничні значення коефіцієнта зношування K та середня швидкість зношування $\gamma_{\text{ср}}$ напрямних станини верстатів

Тип верстата	Грань напрямної	Матеріал та твердість напрямної	Забрудненість	$K(I) \times 10^{-8}$ МПа ⁻¹ ,	$\gamma_{\text{ср}}$, мкм/р.
Токарний	Передня трикутна	Чавун СЧ 21 HB 180 Чавун СЧ 28 HRC _e 50	Значна	2,6-3,8 1,4	50 30
	Задня плоска	Чавун СЧ 21 HB 180 Чавун СЧ 28 HRC _e 50	Середня	50-70 25-35	15 10
Координатно-розточувальний	—	Чавун СЧ 32 HB 200	Мала	1,1-1,6	0,7

Примітка. Матеріал супорта чавун СЧ 21, HB 160.

p – тиск на поверхні тертя, МПа.

Значення K і $\gamma_{\text{ср}}$ за результатами досліджень деяких верстатів наведені у таблиці 2.10. Коефіцієнт зношування K залежить від матеріалу пари тертя, умов захисту та змащення напрямних.

За результатами досліджень зносостійкості зразків, виконаних з матеріалів, що застосовуються для виготовлення напрямних метало-різальних верстатів, встановлені такі значення параметра I :

- для незагартованих заготовок з чавуну СЧ 25 $I = 0,020$ мкм/км;
для заготовок із сталі 45 $J = 0,017$ мкм/км;
- для загартованих заготовок з чавуну СЧ 25 $I = 0,017$ мкм/км; із сталі 45 $J = 0,017$ мкм/км;
- для зразків із сплаву SnBz8 $J = 0,047$ мкм/км;
- для зразків з поліаміду KR1076 $J = 0,062$ мкм/км.

Якщо матеріал спряженого зразка – чавун ФТ26, то для зразків із фторопласту Ф4К15М5 інтенсивність зношування $J = 0,03 \dots 0,07$ мкм/км, для зразків з фторопласту «Торсайт Б» $J = 0,05 \dots 0,009$ мкм/км.

Для кількісного оцінювання впливу зносу напрямних на точність верстата потрібно розрахувати форму зношеної поверхні напрямних. Для розрахунку розподілу зносу $U(x)$ по довжині напрямних необхідно знати характер епюри тиску $p = f(I)$, криву $\phi(x)$ розподілу ходів супорта (стоу), значення K та S .

Для більш точного розрахунку форми зношеної поверхні напрямних застосовують метод імітаційного моделювання, який базується на тих же початкових передумовах.

2.6 Гідростатичні напрямні

Властивості напрямних. *Гідростатичні (hydrostatical)* напрямні є напрямними з рідинним змащенням. Шар змащувального матеріалу (мінерального масла) між спряженими поверхнями створюється шляхом подачі масла під тиском у зазор між ними.

Гідростатичні напрямні практично не зношуються, мають хорошу демпфувальну здатність, забезпечують високу точність та рівномірність руху, а також забезпечують точне позиціонування. Переорієнтація рухомого вузла на гідростатичних напрямних складає всього 0,001...0,002 мм. Жорсткість таких напрямних трохи нижча, ніж жорсткість напрямних інших типів.

Для гідростатичних напрямних потрібні громіздка гідросистема, хороша фільтрація масла та ретельний догляд. Застосування таких напрямних супроводжується ускладненням конструкції верстата: потрібно забезпечити високу жорсткість корпусних деталей, встановлюються пристрої для фіксації рухомих виконавчих вузлів.

Конструкції напрямних. Гідростатичні напрямні виготовляють розімкненими (рисунок 2.17,а) та замкненими (рисунок 2.17,б). Принцип їх роботи такий.

Масло під постійним тиском подається через *дросель (throttle)* у кармани на напрямних, звідти воно витікає назовні, долаючи при цьому опір у зазорах. У разі розімкнених напрямних із збільшенням навантаження P зазор h зменшується, а його опір та тиск масла у ньому зростають. В результаті нове навантаження буде врівноважене збільшеним тиском масла. У разі замкнених напрямних тиском в зазорі h_1 врівноважуються навантаження та тиск у зазорі h_2 . Збільшення навантаження P веде до зменшення h_1 та збільшення h_2 , тобто до зростання тиску у зазорі h_1 та до його зменшення у зазорі h_2 . Таким чином навантаження P врівноважується.

Незамкнені напрямні застосовують тільки у тих випадках, коли забезпечується достатньо велике початкове навантаження та незначна його зміна у процесі експлуатації верстата (не більше ніж в 2 рази). У решті випадків слід застосовувати замкнені напрямні.

Гідростатичні напрямні звичайно виконують найбільш простої та технологічної прямокутної форми. У легких та середніх верстатах можуть бути застосовані трикутні напрямні.

Масло до напрямних може підводитись різними способами: через дроселі, встановлені перед кожним карманом (живлення з дросельним регулюванням); від окремих насосів для кожного кармана (живлення за схемою насос-карман); через автоматичні регулятори подачі. Для напрямних із системою живлення за схемою насос-карман (рисунок 2.17,в) або із системою, що містить один насос та подільник потоку характерна підвищена жорсткість масляного шару (рисунок 2.17,б). Такими напрямними оснащують карусельні, поздовжньо-фрезерувальні та інші



Кармани на напрямних рухомого вузла виконуються у вигляді канавок. На вузькій напрямній роблять одну канавку (рисунк 2.18,а), на широкій – декілька паралельних (рисунк 2.18,б,г). Коли $l/b > 4$ поздовжні канавки з'єднують поперечними (рисунк 2.18,в). Розміри карманів наведені у таблиці 2.11. Число карманів на напрямній значно впливає на її роботоздатність. Для напрямної завдовжки до 2000 мм рекомендують 2...4 кармани. Більше число карманів малої довжини передбачають, коли на рухомий вузол діє великий перекидний момент або коли жорсткість базових деталей відносно низька.

71

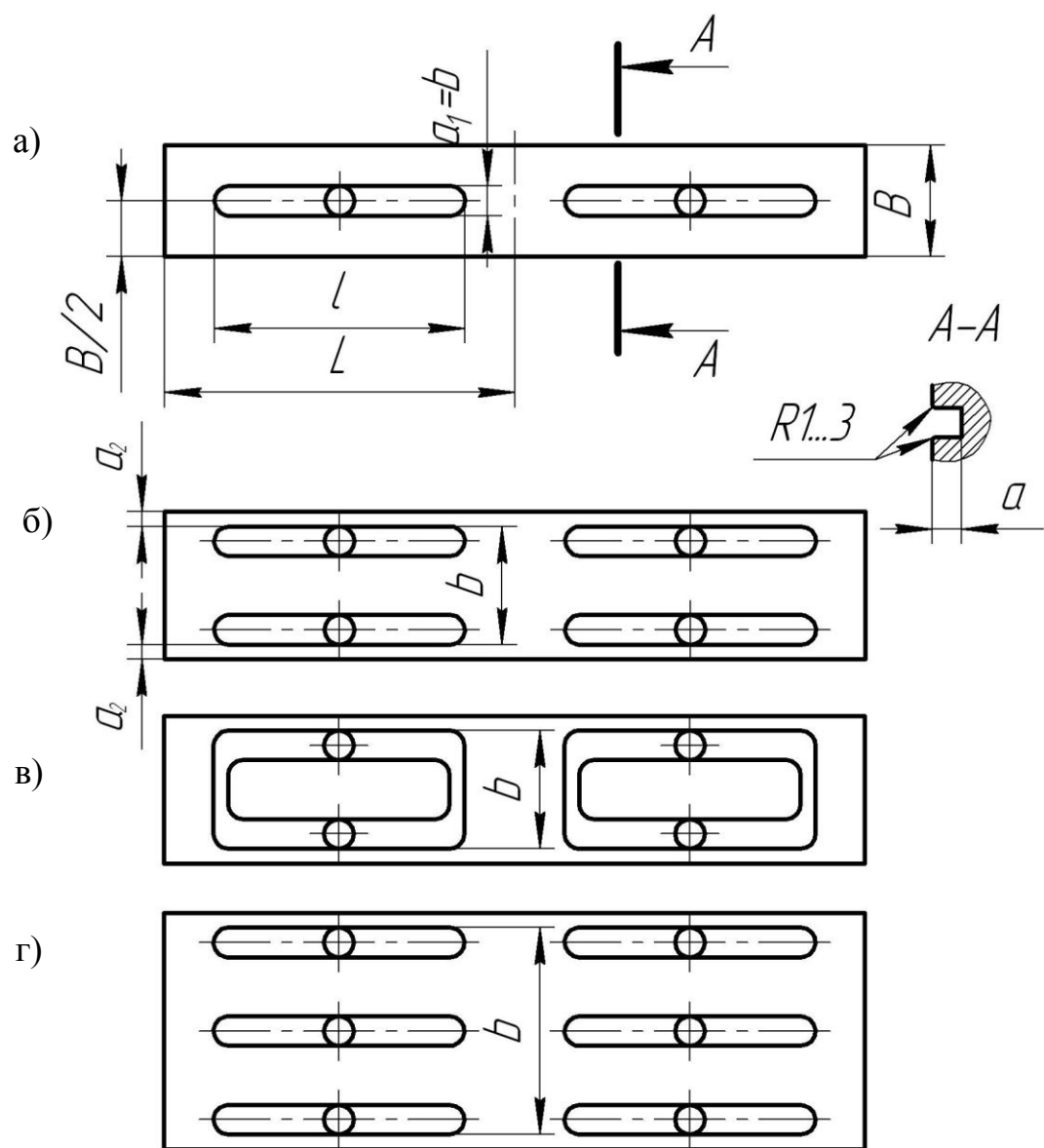


Рисунок 2.18 – Кармани гідростатичних напрямних

Таблиця 2.11 – Розміри карманів, мм

Ширина напрямної B	Форма кармана (див. рисунок 2.18)	l/b	a	a₁	a₂
40...50	рисунок 2.18, а	—	4	8	—
60...70	рисунок 2.18, б	4	4	8	15
80...100	рисунок 2.18, б	4	5	10	20
80... 100	рисунок 2.18, в	4	5	10	20
110... 140	рисунок 2.18, б	4	6	12	30
110...140	рисунок 2.18, в	4	6	12	30
150.190	рисунок 2.18, г	—	6	12	30
200	рисунок 2.18, г	—	6	15	40

За методом, що використовується для розрахунків напрямних ковзання, визначають середній тиск на робочих гранях. Для цього гідростатичні напрямні умовно замінюють напрямними ковзання. Ширину основної напрямної l (рисунок 2.18,б) вибирають за умови, що тиск у гідростатичних напрямних може перевищувати допустимий тиск у напрямних ковзання не більше ніж у 1,5 рази. Завдяки цьому не допускається пошкодження напрямних у випадку раптового вимкнення подачі масла.

Вибирають коефіцієнт k , який дорівнює відношенню ширини B_2 додаткової напрямної 2 (рисунок 2.18,б) до ширини B_1 основної. В той же час $k = F_2 C_2 / F_1 C_1$, де F_1 та F_2 – площі гідростатичних опор на основній та додатковій напрямних ($F_1 = L_1 B_1$, $F_2 = L_2 B_2$, рисунок 2.18,б); C_1 та C_2 – коефіцієнти їх несучої поверхні. За відсутності особливо високих вимог до жорсткості напрямних приймають $k = 0,3 \dots 0,5$, при підвищених вимогах до жорсткості – $k = 0,5 \dots 0,7$. Коли навантаження P на напрямні змінюється у широкому діапазоні $D = P_{\max} / P_{\min}$, а відносна зміна товщини масляного шару $\varepsilon = (h_0 - h_1) / h_1$ мала (h_0 – зазор у напрямних за відсутності навантаження; h_1 – зазор у основній напрямній від дії навантаження), k приймають близьким одиниці (рисунок 2.19).

Визначають ширину додаткової напрямної $B_2 = k B_1$. Для бічних напрямних $k = 1$.

Вибирають число гідростатичних опор та розміри карманів l_1 , b_1 та l_2 , b_2 на основній та додатковій напрямних.

Визначають коефіцієнти несучої поверхні напрямних:

$$C_1 = \frac{P_1}{F_1 p_1} = \frac{1}{6 L_1 B_1} (2 L_1 B_1 + l_1 B_1 + 2 l_1 b_1 + L_1 b_1), \quad (2.42)$$

$$C_2 = \frac{P_2}{F_2 p_2} = \frac{1}{6 L_2 B_2} (2 L_2 B_2 + l_2 B_2 + 2 l_2 b_2 + L_2 b_2), \quad (2.43)$$

де P_1 та P_2 – навантаження, що діють на одну опору основної і додаткової напрямних;

p_1 та p_2 – тиск у карманах напрямних;

l_1 , b_1 та l_2 , b_2 – розміри карманів.

З епюр тиску визначають максимальне $P_{\max}$ та мінімальне $P_{\min}$ навантаження на кожну гідростатичну опору для найважчих умов роботи, а потім діапазони зміни навантаження:

$$D = P_{\max} / P_{\min}.$$

За графіками на рисунку 2.19 в залежності від значень k і D визначають максимальну відносну зміну товщини масляного шару $\varepsilon_{\max}$. Для підвищення жорсткості напрямних та зменшення подачі масла рекомендують напрямні з мінімальною товщиною масляного шару $h_{\min}$.

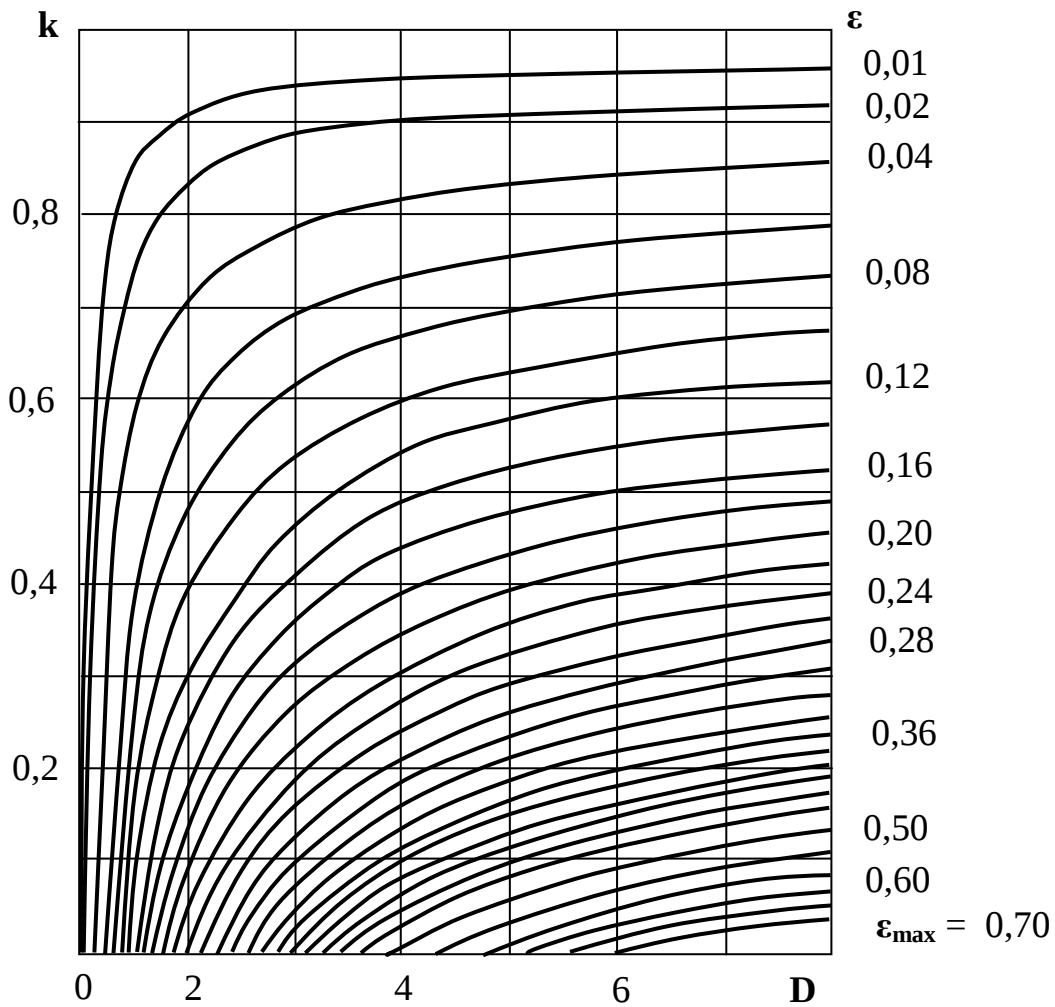


Рисунок 2.19 – Залежність відношення k ширини додаткової та основної напрямних від діапазону зміни навантаження D

яка залежно від точності виготовлення малих та середніх верстатів дорівнює 0,015...0,025 мм, важких – 0,04...0,06 мм.

Визначають початковий зазор у напрямних:

$$h_0 = h_{\min} / (1 - \epsilon_{\max}). \quad (2.44)$$

З графіків рисунка 2.20 визначають відношення

$$k_2 = \frac{P_{\max}}{p_n F_1 C_1} \text{ та } k_3 = \frac{h_0 j_{\max}}{p_n F_1 C_1} \text{ для визначеного } \epsilon_{\max},$$

а також $k'_2 = \frac{P_{\min}}{p_n F_1 C_1} \text{ та } k'_3 = \frac{h_0 j_{\min}}{p_n F_1 C_1} \text{ для } \epsilon_{\min} = -\epsilon_{\max}.$

Визначають потрібний тиск масла перед дроселем однієї опори:

$$p_n = \frac{P_{\max}}{k_2 F_1 C_1}, \quad (2.45)$$

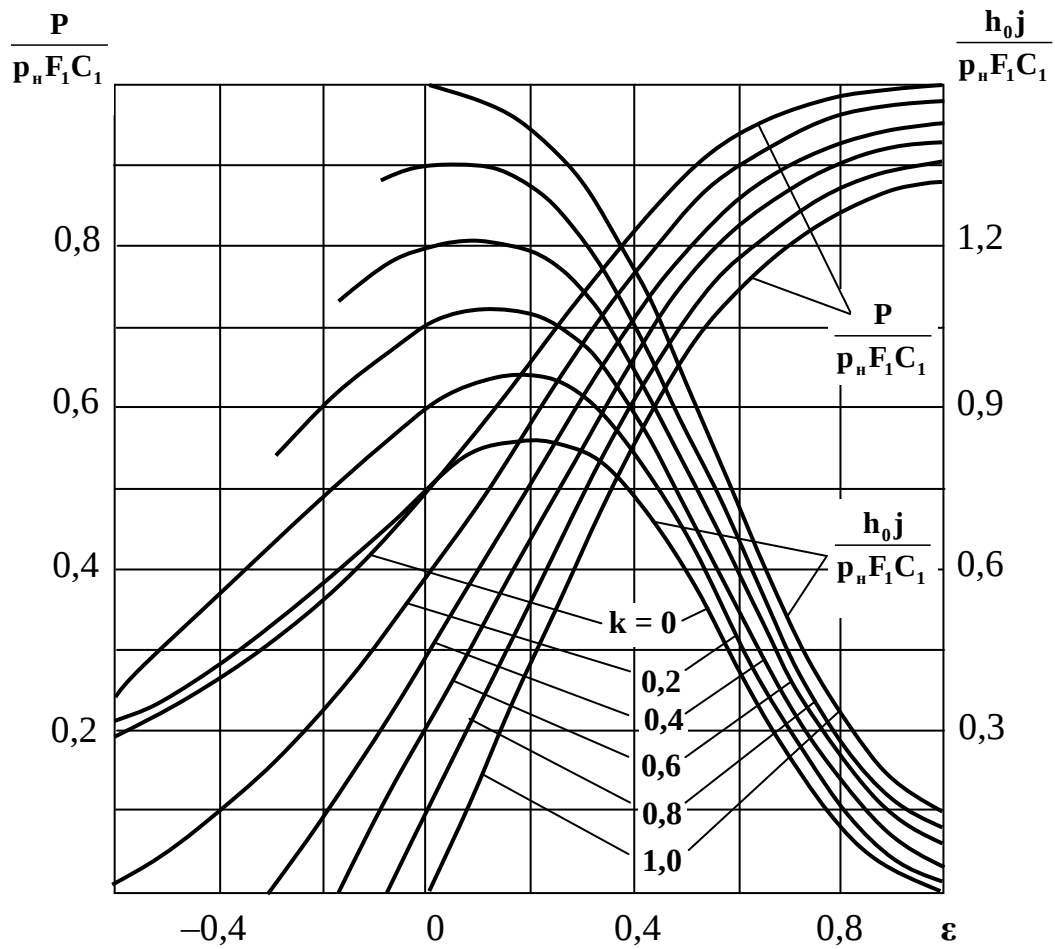


Рисунок 2.20 – Залежність жорсткості та несучої здатності напрямних від відносної зміни товщини масляного шару

значення мінімальної та максимальної жорсткості масляного шару:

$$j_{\min} = \frac{k'_3 p_n F_1 C_1}{h_0}; \quad (2.46)$$

$$j_{\max} = \frac{k_3 p_n F_1 C_1}{h_0}. \quad (2.47)$$

Співвідношення довжини l_{01} та діаметра d_{1e} еквівалентного круглого отвору каналу дроселя для основної напрямної визначають за виразом:

$$\frac{l_{01}}{d_{1e}^4} = \frac{0,074}{a_1^3 \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right)}, \quad (2.48)$$

$$\text{де } a_1 = h_0^3 \sqrt{\frac{m_1}{1 - m_1}}; \quad m_1 = \frac{p_1}{p_n}.$$

Аналогічно для дроселя додаткової напрямної:

$$\frac{l_{02}}{d_{2e}^4} = \frac{0,074}{a_2^3 \left(\frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{b_2}{L_2 - l_2} \right)}, \quad (2.49)$$

$$\text{де } a_2 = h_0^3 \sqrt{\frac{m_2}{1 - m_2}}; \quad m_2 = \frac{p_2}{p_n}.$$

Опір дроселів основної та додаткової напрямних:

$$R_1 \approx 6,9 \cdot 10^{-9} \mu \frac{l_{01}}{d_{1e}^4}, \quad (2.50)$$

$$R_2 \approx 6,9 \cdot 10^{-9} \mu \frac{l_{02}}{d_{2e}^4}, \quad (2.51)$$

де μ – динамічна в'язкість (viscosity) масла: $\mu = 1 \dots 100$ Па·с.

Подача масла через одну опору, см³/хв:

$$Q = \frac{0,5 p_n (R_1 + R_2)}{R_1 R_2}. \quad (2.52)$$

Наведена методика дозволяє за конструктивними параметрами гідродинамічних напрямних верстата та діючими навантаженнями визначити їх характеристики та параметри елементів гідравлічної системи живлення.

2.7 Напрямні кочення

Напрямні кочення мають такі основні переваги:

- малий коефіцієнт тертя (0,003...0,005);
- практично незалежність коефіцієнта тертя від швидкості руху робочого органу (виключається переривчастий рух в кінці ходу);
- незначний знос тіл кочення та напрямних елементів.

Як тіла кочення в основному використовують кульки та ролики прецизійних підшипників кочення.

У напрямних з опорами кочення можна виділити такі основні різновиди:

- напрямні планки або кільця з тілами кочення, які утримуються сепараторами (рисунки 2.21, а);
- коткові опори з каналами для повертання тіл кочення (танкетки) (рисунки 2.21, б);
- підшипникові опори (рисунки 2.21, в).

Схеми конструкцій напрямних планок з опорами кочення, які утримуються сепараторами, показані на рисунку 2.22. У легких та середніх верстатах найбільш поширені конструкції з одним рядом опор кочення (рисунки 2.22, а, б, г). При цьому слід зазначити, що у конструкціях,

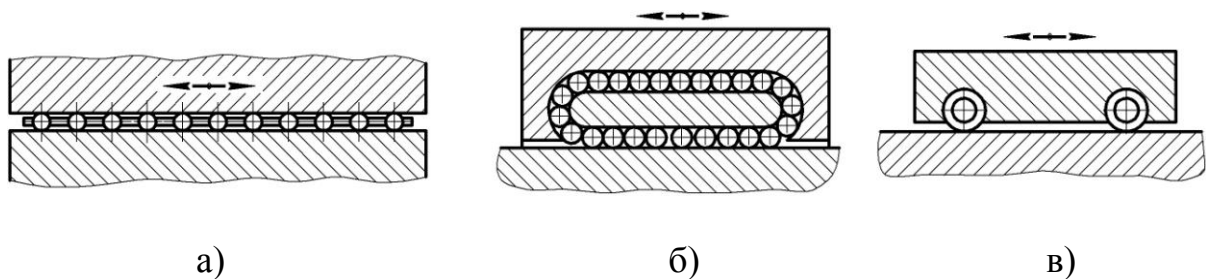


Рисунок 2.21 – Напрямні кочення

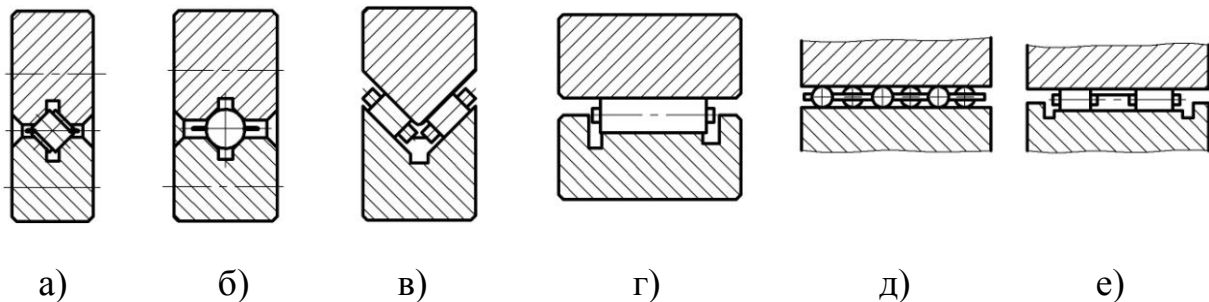


Рисунок 2.22 – Напрямні планки з тілами кочення, які утримуються сепаратором

виконаних за схемою, показаною на рисунку 2.22,а, осі обертання сусідніх роликів перпендикулярні один до одного.

Конструкції з V-подібним сепаратором (рисунок 2.22,в) застосовують у верстатах для забезпечення великих швидкостей переміщення робочих органів при середніх навантаженнях. Напрямні планки, виконані за схемами, які показані на рисунку 2.22,д,е, забезпечують жорсткість, що приблизно у 2 рази перевищує жорсткість напрямних кочення інших видів, проте, для їх виготовлення потрібні особливо прецизійні тіла кочення. На рисунку 2.23 наведений приклад використання напрямних планок з опорами кочення у токарному верстаті.

Напрямні кільця з тілами кочення, які утримуються сепараторами, широко застосовують для забезпечення колових переміщень робочих органів верстатів (рисунок 2.24).

На базі планок з тілами кочення конструюють зручні для споживача коткові столи (рисунок 2.25), що поставляються закордонними фірмами у складеному вигляді окремими вузлами (Manfred Fohrenbach (Німеччина), FAG (Швейцарія) та ін.).

У коткових опорах (рисунок 2.26) забезпечується повертання тіл кочення, що дозволяє розширити робочу зону рухомого органу практично до меж напрямної станини.

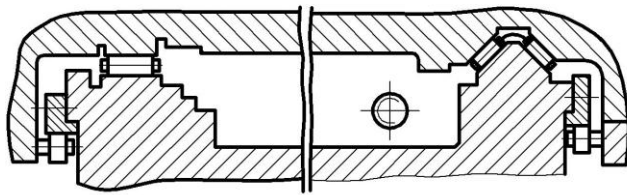


Рисунок 2.23 – Приклади використання у верстатах напрямних планок з тілами кочення, які утримуються сепараторами

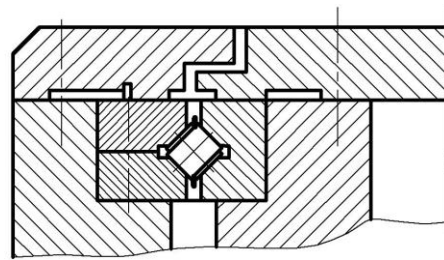
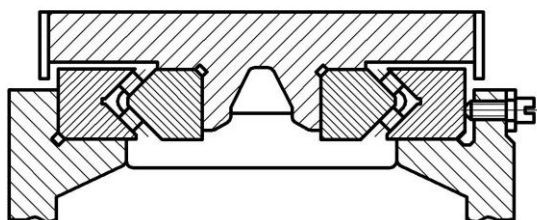
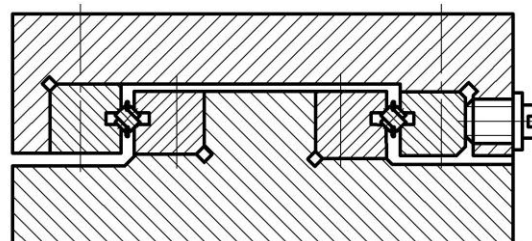


Рисунок 2.24 – Приклади використання напрямних кочення для здійснення колових переміщень



а)



б)

Рисунок 2.25 – Коткові столи, виконані на основі застосування напрямних планок та сепараторів

Найбільш широко застосовують роликові танкетки (рисунок 2.26,а), що забезпечують контакт тіл кочення з плоскими напрямними станини та робочого органу (дивись рисунок 2.21,б). Застосовують танкетки як з вільно вкладеними роликами, що котяться безпосередньо один за одним (конструкції фірми Skully-Jones, США), так і з роликами, зв'язаними між собою замкненим по всьому контуру танкетки сепаратором (конструкції фірми Schneeberger, Швейцарія). У важких верстатах застосовують дворядні танкетки (конструкції фірми ТНК, Японія). Уніфіковану гаму роликових танкеток пропонує Воронежський завод верстатобудування, Росія.

Коткові опори (рисунок 2.26, б-г) переміщуються по напрямній, яка закріплюється на краях у корпусі верстата. Коткові опори, що показані на рисунку 2.36, д-и, мають напрямну типу “рейка”, для якої повинна бути забезпечена опорна поверхня по всій її довжині. Залежно від умов експлуатації коткові опори встановлюють по дві на кожній грані напрямної, іноді більше (до 5 шт.).

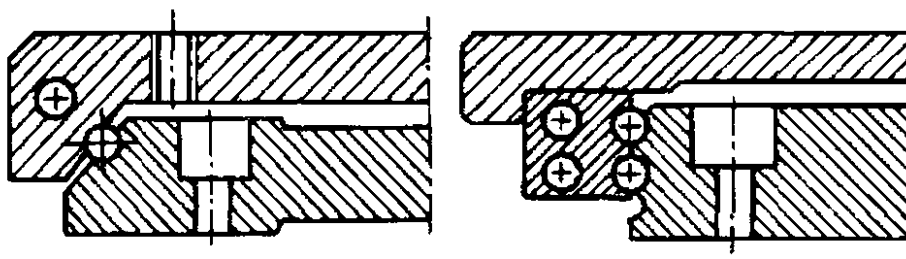


Рисунок 2.28 – Коткові столи, виконані на основі застосування коткових опор

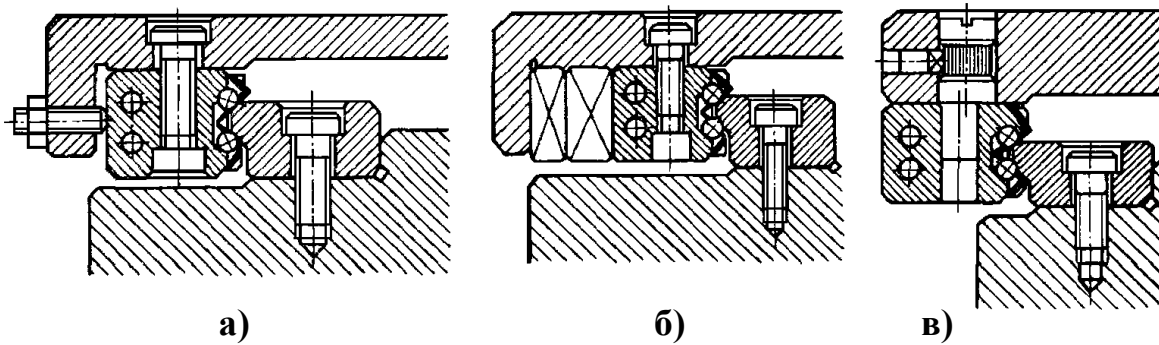


Рисунок 2.29 – Способи створення натягу в коткових опорах

На рисунку 2.27 показані приклади типових конструкцій вузлів металорізальних верстатів, де як напрямні прямолінійних переміщень використані коткові опори різного типу.

Приклади виконання коткових столів, забезпечених каналами повертання тіл кочення, наведені на рисунку 2.28.

На рисунку 2.29 показані основні способи створення попереднього натягу в напрямних з котковими опорами. Для цього використовують конструкції з регульовальними гвинтами (рисунок 2.29,а), клинами (рисунок 2.29,б) та ексцентриками (рисунок 2.29,в).

У верстатах застосовують також комбіновані напрямні, виконані на базі використання коткових опор та напрямних ковзання.

3 ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ СХЕМ ВЕРСТАТА

3.1 Структура, елементна база та області застосування гідропневмопривода у верстатах

Гідравлічний (*hydraulic*) та пневматичний (*pneumatic*) приводи (*drive*) є невід'ємною частиною сучасного верстата і значною мірою визначають його робочі характеристики. Найбільш відповідальним етапом у проектуванні гідропневмосистем верстата є розроблення принципів схем. Гідравлічну та пневматичну схеми верстата, як правило, викреслюють окремо. На таких схемах графічно зображають сукупність гідравлічних і пневматичних елементів та пристроїв, за допомогою яких найбільш раціональним способом досягаються необхідні технічні показники верстата. Основні елементи гідропневмосистем, їх умовні графічні позначення за ДСТ 2.784–70, ДСТ 2.796–81 показані у таблиці 3.1.

Кожен елемент на принциповій схемі має літерне позначення: А – пристрій; АК – *акумулятор (accumulator)*; Б – бак; БПП – блок підготовки повітря; Г – глушник пневматичний; ГМ – *гідромотор (hydraulic engine)*; ГЗ – *гідрозамок (hydraulic drench)*; ГЗМ – гідрозамок модульний; Д – двигун поворотний; ДП – подільник потоку; ДР – дросель; ДРЗ – дросель зі зворотним клапаном; ДКМ – дросель із клапаном зворотним модульний; К – *клапан (valve)*; КТ – клапан тиску; КЗ – клапан зворотний; КЗМ – клапан зворотний модульний; КЗП – клапан *запобіжний (preventive)*; КЗПМ – клапан запобіжний модульний; КР – клапан *редукційний (reduction)*; КРМ – клапан редукційний модульний; МР – маслорозпилювач; МН – манометр; КМН – кран перемикавання манометра; Н – *насос (pump)*; Р – *розподільник (distributor)*; РТ – *реле тиску (relay of pressure)*; СТ – сигналізатор тиску; РП – *регулятор потоку (regulator of stream)*; РПМ – регулятор потоку модульний; Т – теплообмінник; Ф – фільтр, ФВ – фільтр-вологівідділювач; Ц – *гідроциліндр (hydraulic cylinder)*, пневмоциліндр.

У межах групи елементи можуть мати порядкові номери, наприклад, Ц1, Ц2, Ц3, Р1, Р2, Р3. На кресленні принципової схеми усі елементи, як правило, зображують у вихідному положенні, наприклад, для розподільників вихідне положення відповідає вимкненим електромагнітам. Поблизу двигунів ставлять стрілки із зазначенням напрямку дії: "Затискання", "Фіксація" та ін. Складовою частиною принципової схеми є таблиця з переліком елементів, що записують за абеткою з їхнім літерно-цифровим позначенням, найменуванням, типорозміром та числом. У графі "Примітка" таблиці вказують основні параметри гідропневмоапаратури – умовний прохід, *номінальний тиск (nominal pressure)* та витрата, а у двигунів – діаметри поршня і штока, довжину ходу, частоту обертання та ін. Елементи одного типу, наприклад, розподільники Р3, ..., Р7, записують

у один рядок. Усім лініям зв'язку присвоюють порядкові номери 1, 2, 3, 4, ..., як правило, у напрямку потоку. Номери ставлять біля обох кінців ліній, дренажні лінії нумерують в останню чергу.

Найбільшого поширення у верстатобудуванні одержали гідросистеми з розімкненою циркуляцією та паралельним з'єднанням споживачів. Функціональні схеми таких гідросистем, як правило, однакові і містять у собі енергетичний агрегат (насосну установку), блок розподільної та регулювальної гідроапаратури, потік масла від якого підводиться до об'ємних гідродвигунів (гідроциліндрів, гідромоторів) і після використання зливається у бак насосної установки. Загальна функціональна схема гідропривода верстата показана на рисунку 3.1.

Принципові гідросхеми різних верстатів відрізняються лише типорозмірами і числом гідродвигунів, що використовуються, та способами керування ними, які визначаються вибором відповідної гідроапаратури.

Гідропривод одержав досить широке застосування у верстатах через наступні переваги:

- може створювати значні та регульовані з високим ступенем точності сили і потужності з мінімальними габаритними розмірами та масою;
- може безступінчасто регулювати швидкість переміщення виконавчих органів простими засобами, а також забезпечувати за допомогою гідроциліндрів прямолінійні рухи без кінематичних перетворень;
- має малу чутливість до коливань навантаження, може працювати у напружених динамічних режимах, має простий захист від перевантажень.

Недоліки гідропривода:

- висока чутливість до забруднення робочої рідини, залежність її в'язкості від зміни температури;
- високі вимоги до якості виготовлення елементів гідропривода, до культури обслуговування;
- можливість забруднення навколишнього середовища внаслідок витоку робочої рідини, пожежонебезпеки.

Однак ці недоліки можуть бути незначними, порівняно з перевагами якщо забезпечити висококваліфіковане конструювання, виготовлення та експлуатацію гідроприводів.

Найбільш ефективно застосування гідропривода у механізмах заміни інструменту, подачі, копіювальних супортах, пристроях врівноважування, розвантаження, фіксації та затискання, усунення зазорів, перемикання зубчастих коліс, повороту столів і револьверних головок, переміщення пінолей та ін.

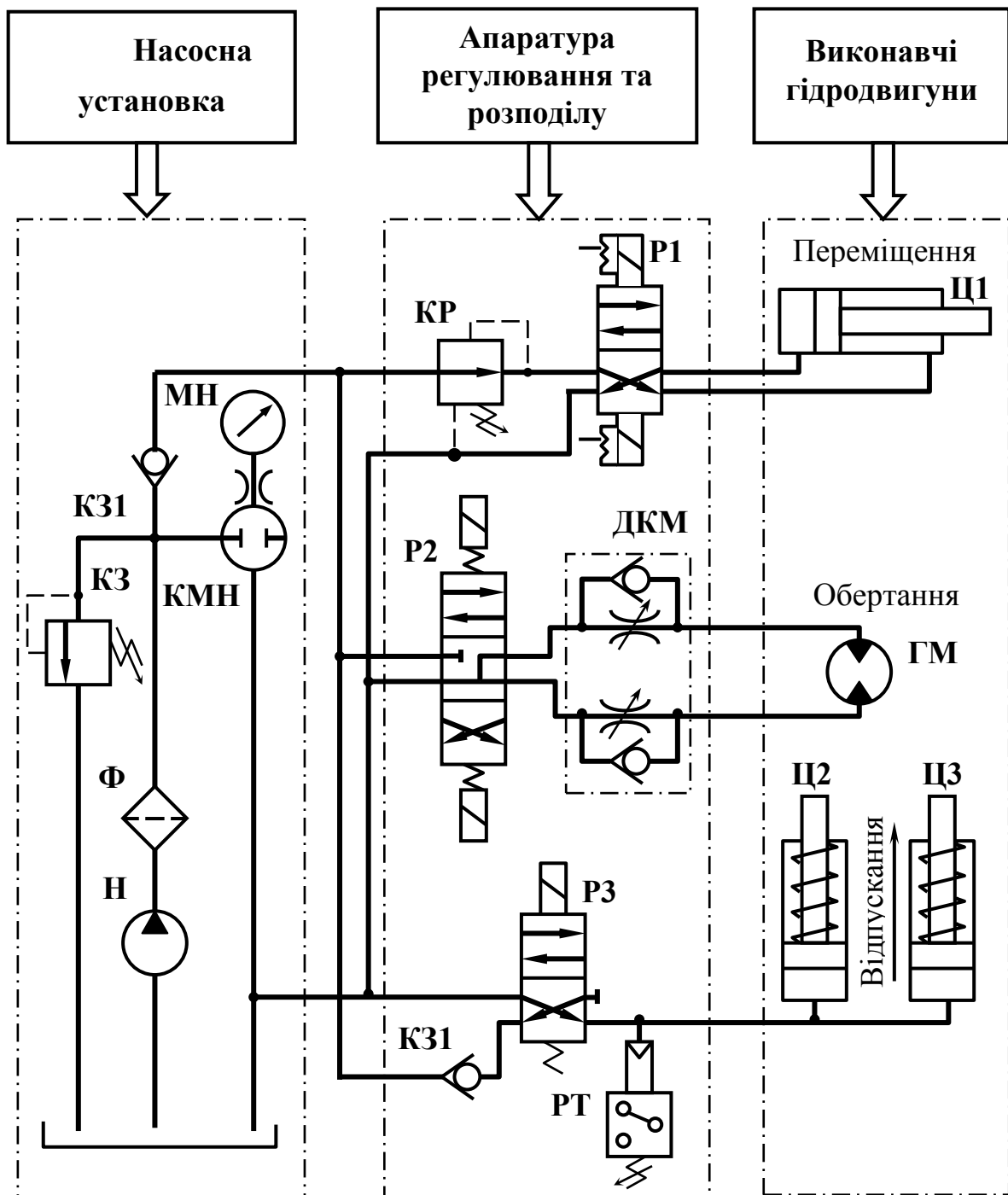


Рисунок 3.1 – Функціональна та принципова схеми гідросистеми

Характерною рисою застосування пневмопривода у верстатах є перевага магістрального джерела подачі робочого тіла (газу) до споживачів, у той час як у гідроприводі використовують в основному насосні та акумуляторні джерела. Робочим тілом у пневмоприводі є повітря з температурою 15...20°C та тиском 0,4...0,6 МПа, що розводиться пневмомагістралями до споживачів від центральної компресорної установки. Оскільки ці магістралі мають значну довжину і стиснене повітря в них забруднене залишками води, мастила (у рідкому та

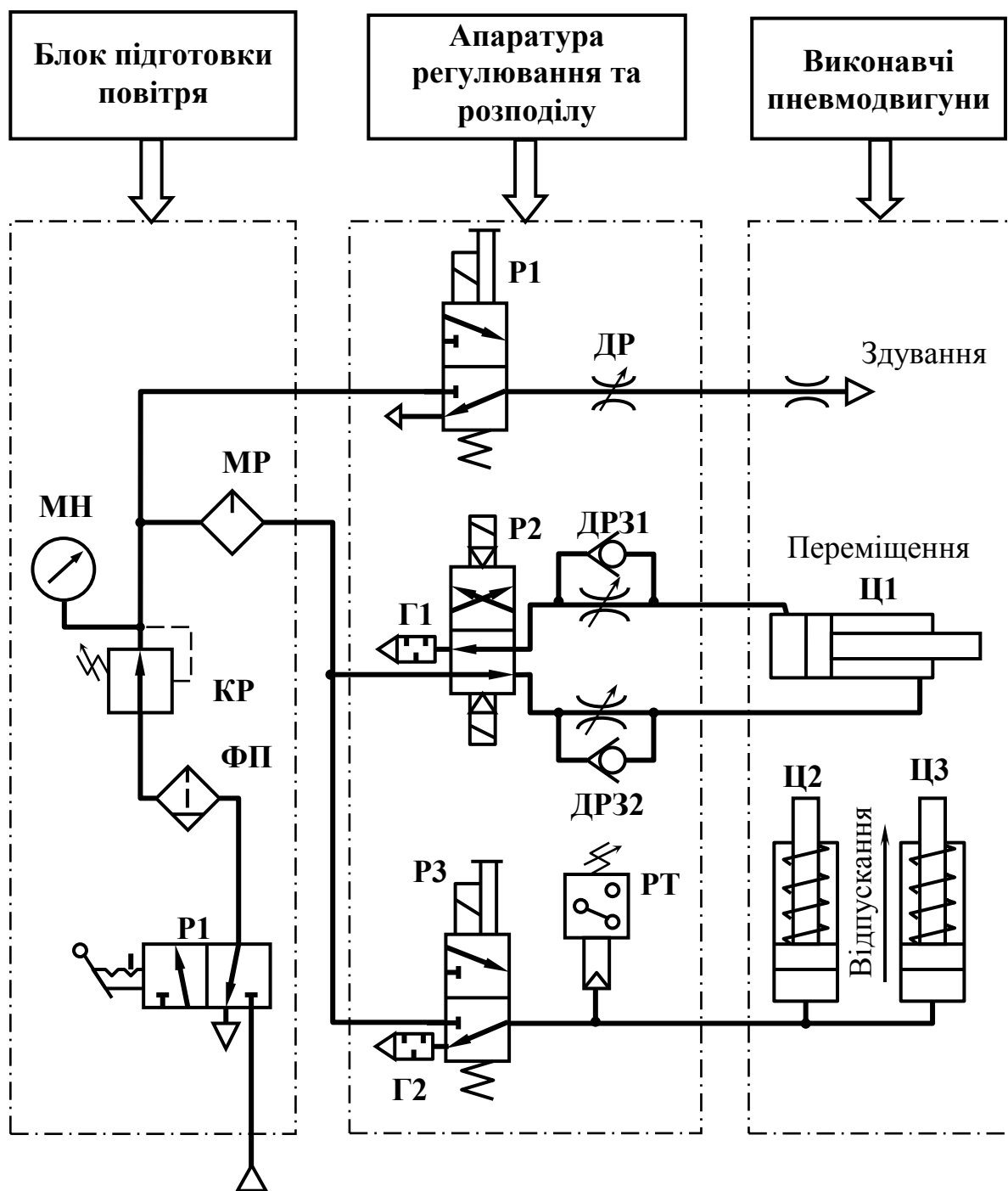


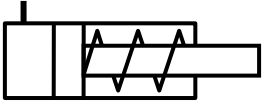
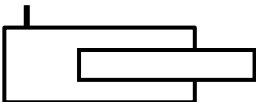
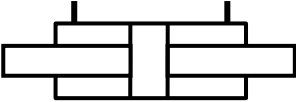
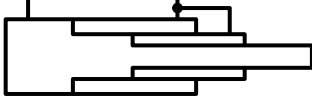
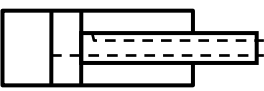
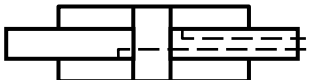
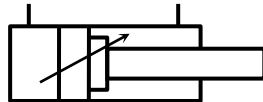
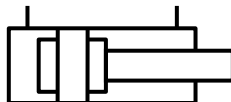
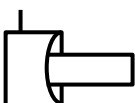
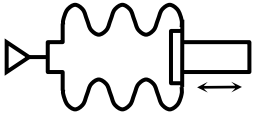
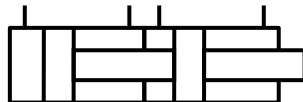
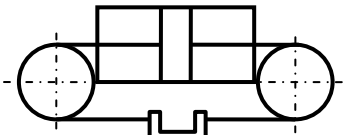
Рисунок 3.2 – Функціональна та принципова схеми пневмосистеми

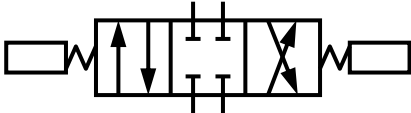
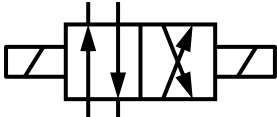
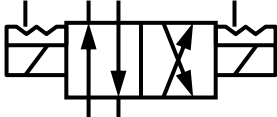
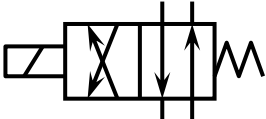
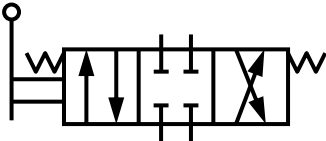
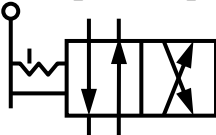
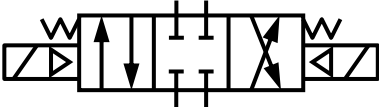
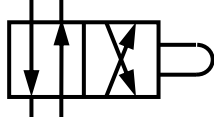
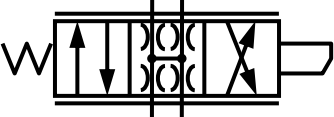
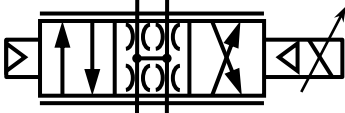
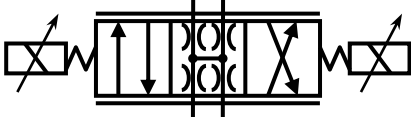
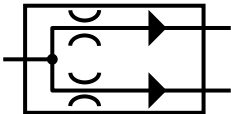
газоподібному стані), а також твердими домішками, то обов'язковою частиною пневмосистеми кожного верстата є блок підготовки повітря.

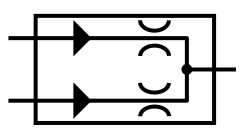
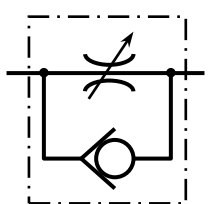
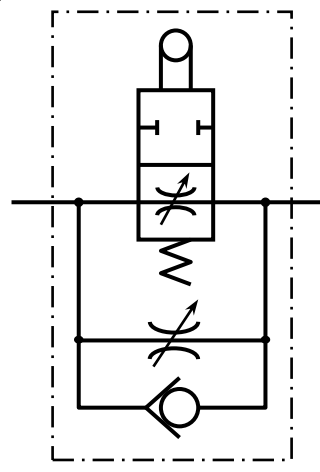
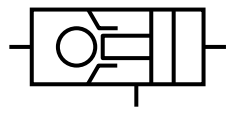
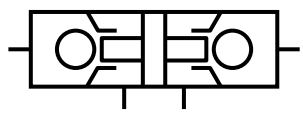
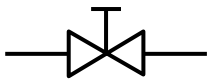
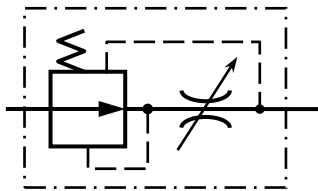
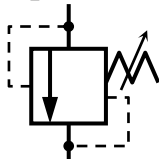
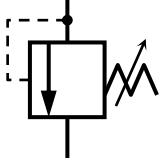
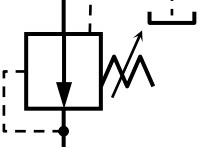
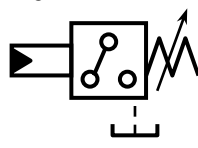
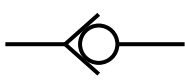
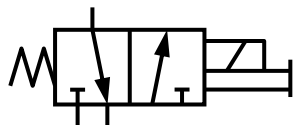
У пневмоприводах відсутні зливні та дренажні лінії, а відпрацьований газ випускається через вихлопну пневмолінію у атмосферу, що спрощує експлуатацію. В іншому принципі побудови пневмосистеми та функції її окремих елементів ті ж, що і гідропривода. Функціональна схема пневмопривода верстата показана на рисунку 3.2.

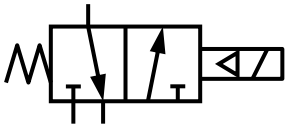
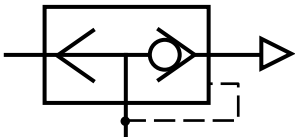
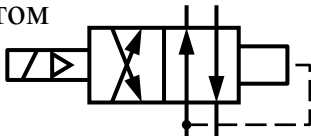
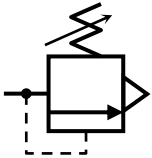
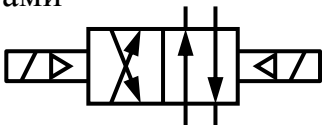
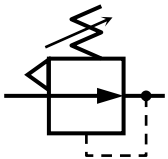
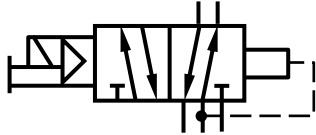
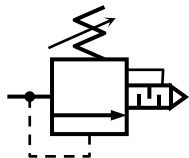
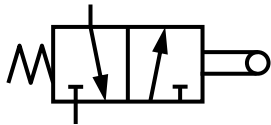
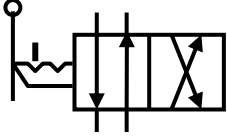
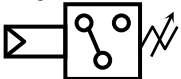
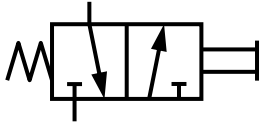
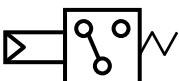
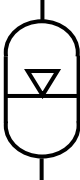
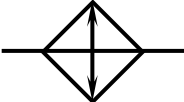
Для пневмопривода характерна простота конструкції, надійність в експлуатації, швидкодія, можливість одержання високих швидкостей

Таблиця 3.1 – Умовні графічні позначення елементів гідропневмосистем

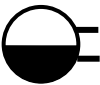
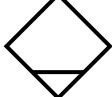
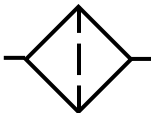
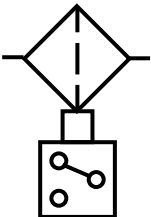
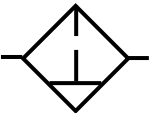
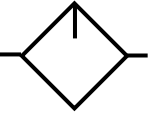
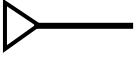
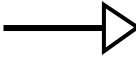
Найменування та позначення	
1	
Гідропневмоциліндри: односторонньої дії  односторонньої дії з пружиною повертання  односторонньої дії плунжерний  односторонньої дії телескопічний  двосторонньої дії з одностороннім штоком  двосторонньої дії з двостороннім штоком  двосторонньої дії телескопічний  двосторонньої дії з підведенням масла через односторонній шток  двосторонньої дії з підведенням масла через двосторонній шток 	з регульованим гальмуванням в кінці ходу справа  з регульованим гальмуванням в кінці ходу з обох сторін  мембранний  сильфонний  здвоєний  поршневий з гнучким штоком  Гідропневмодвигуни: поворотний гідродвигун  поворотний пневмодвигун  гідродвигун нерегульовний  пневмодвигун нерегульовний 

1	
Насоси: нерегулівний  регулівний  Гідророзподільники: трипозиційний з електричним керуванням та пружинним повертанням  двопозиційний з двома електромагнітами  двопозиційний з двома електромагнітами та фіксатором  двопозиційний з одним електромагнітом та пружинним повертанням  трипозиційний з ручним керуванням та пружинним повертанням 	двопозиційний з ручним керуванням та фіксатором  трипозиційний з електрогідравлічним керуванням та пружинним повертанням  двопозиційний з керуванням від кулачка  трипозиційний дроселювальний з механічним керуванням (від копії)  трипозиційний дроселювальний з електрокеруванням  трипозиційний дроселювальний з пропорційним керуванням  Подільник потоку 

1			
Суматор потоку		регулівний із зворотним клапаном	
Гідрозамки:		гальмівний (гідравлічний та пневматичний)	
односторонні			
двосторонні			
Вентилі гідравлічні та пневматичні			
Клапани:		Регулятор подачі рідини	
гідроклапан тиску (напірний золотник)			
запобіжний			
редукційний		Реле тиску гідравлічне	
зворотні гідравлічні та пневматичні		Пневморозподільники:	
Дроселі:		з електричним керуванням	
нерегулівний		трилінійний двопозиційний	
регулівний		одномагнітний з пружинним повертанням та ручним дублюванням	

1	
з електропневматичним керуванням трилінійний з одним електромагнітом	Пневмоклапан швидкого вихлопу
	
з електропневматичним керуванням чотирьохлінійний з одним електромагнітом	Пневмоклапан
	
з електропневматичним керуванням чотирьохлінійний з двома електромагнітами	Пневмоклапан редукційний
	
з електропневматичним керуванням п'ятилінійний з ручним дублюванням двопозиційний, з одним електромагнітом	Пневмоклапан граничного тиску
	
двопозиційний з механічним керуванням	Манометр (вакуумметр)
	
крановий двопозиційний	Реле тиску пневматичне
	
двопозиційний з керуванням кнопкою чи рукояткою	Пневмоелектроперетворювач
	
	Гідробак
	
	Акумулятор пневмогідравлічний
	
	Маслоохолоджувач
	

Продовження таблиці 3.1

1	
Реле контролю рівня: візуальне	
з електричною сигналізацією	
Реле контролю температури	
Фільтри: гідравлічний	
гідравлічний з електричною сигналізацією забруднення	
Фільтр-вологівідділювач пневматичний: з ручним відведенням конденсату	
з автоматичним відведенням конденсату	
Маслорозпилювач	
Пневмоглушник	
Лінії: гідравлічні напірні	
зливні	
пневматичні напірні	
вихлопні	

виконавчих органів, відсутність забруднення навколишнього середовища, пожежна безпека. У той же час висока стисливість повітря не забезпечує стабільності швидкості та фіксації робочих органів у проміжних положеннях, вимагає демпфування наприкінці ходу. Пневмопривод має великі габаритні розміри через малий тиск робочого середовища, більш низький ККД, ніж гідропривод.

3.2 Робоче середовище та ущільнення

Як робоче середовище у гідроприводах верстатів застосовують мінеральні масла або рідини на нафтовій основі, водні емульсії і штучні рідини. Частіше використовують мінеральні масла. Водні емульсії застосовують у приводах устаткування, які працюють у вогнебезпечних умовах. Штучні рідини використовують у приводах спеціального

призначення, що працюють у широкому діапазоні зміни температури. Вони дорогі і мають гірші, ніж мінеральні масла, змащувальні властивості.

Фізичні властивості рідин. Фізичні властивості робочих рідин впливають на параметри роботи гідропривода та умови його експлуатації.

Густина рідини – відношення маси рідини до її об'єму: $\rho = m/V$, кг/м³. Вона залежить від температури dt і тиску dp :

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t dt - \beta_p dp}, \quad (3.1)$$

де ρ_0 – початкова густина, кг/м³;

β_t – коефіцієнт температурного розширення (для масел, що мають густину від 700 до 900 кг/м³, β_t змінюється від $0,82 \cdot 10^{-3}$ до $0,6 \cdot 10^{-3}$);

β_p – коефіцієнт стиснення рідини; залежить від вмісту в маслі повітря (з підвищенням тиску до 100 МПа зменшується на 30...40 %, якщо тиск вище 300 МПа – стабілізується), для легких мінеральних масел при температурі 293К і атмосферному тиску змінюється від $74 \cdot 10^{-11}$ до $54 \cdot 10^{-11}$ м²/Н.

Модуль пружності – величина, зворотна коефіцієнту стиснення рідини $E = 1/\beta_p$. Для легких мінеральних масел модуль пружності коливається в межах $E = 1350 \dots 1750$ МПа.

Розчинність газів у рідині залежить від тиску на поверхні поділу. Гази, що знаходяться в рідині у розчиненому стані, істотно не впливають на механічні властивості рідини. Але, якщо у будь-якій частині системи гідропривода тиск рідини з якихось причин зменшиться, то розчинені гази виділяються з рідини у вигляді бульбашок, які зменшують її модуль пружності. Кількість розчиненого повітря у мінеральному маслі змінюється із зміною тиску

$$V_n = k_p V_p \frac{p_k}{p_n}, \quad (3.2)$$

де V_n – об'єм розчиненого повітря при атмосферному тиску та нульовій температурі (273К);

V_p – об'єм мінерального масла;

p_n, p_k – початковий та кінцевий тиск газу на поверхні поділу;

k_p – коефіцієнт розчинності повітря у мінеральному маслі,
 $k_p = 0,07 \dots 0,10$.

У звичайних умовах порушення безперервності потоку мінерального масла через наявність розчиненого повітря виникає, якщо тиск (вакуум) становить 0,03... – 0,032 МПа.

В'язкість – властивість рідини чинити опір відносному переміщенню частинок рідини. За гіпотезою Ньютона сила тертя τ , що припадає на одиницю площі, прямо пропорційна густині, градієнту швидкості і залежить від в'язкості рідини, тобто

$$\tau = \pm \nu \rho \frac{dv}{dy}, \quad (3.3)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

В'язкість змінюється із зміною температури і тиску. Теоретичних залежностей цих змін немає, використовують емпіричні:

$$\nu = \nu_0 e^{-\lambda_T(T-T_0)}; \quad \nu = \nu_0 e^{\lambda_p(p-p_0)}, \quad (3.4)$$

тут індексом «0» помічені початкові значення, а коефіцієнти мають значення: $\lambda_T = 0,02 \dots 0,03$; $\lambda_p = 0,002 \dots 0,003$.

Індекс в'язкості i_ν характеризує ступінь зміни в'язкості залежно від зміни температури:

$$i_\nu = \frac{1}{\nu} \frac{d\nu}{dT}. \quad (3.5)$$

Для мінеральних масел звичайно $i_\nu = 0,06 \dots 0,02$. Чим менше i_ν , тим більш полого крива зміни в'язкості залежно від зміни температури.

В'язкість мінеральних масел для гідравлічних систем вибирають залежно від робочого тиску у системі і типу насоса або гідродвигуна. Для гідросистем із швидкохідними машинами в'язкість масла повинна бути декілька меншою, ніж у системах з тихохідними машинами. Для вибору в'язкості мінерального масла можна використовувати графіки, показані на рисунку 3.3.

До рідин, що використовуються як робочі середовища у гідравлічних системах верстатів, висувають такі вимоги:

- в'язкість робочої рідини повинна забезпечити достатнє ущільнення за мінімальних витрат на подолання сил внутрішнього тертя, вона повинна бути по можливості постійною;
- робоча рідина гідросистем повинна мати добру змащувальну здатність, утворювати міцні плівки на поверхнях тертя деталей для зменшення тертя та зношування;
- не викликати корозії металевих частин, набухання та руйнування ущільнень протягом всього терміну служби;
- бути стійкою до окислення та виділення пари, газів і смол, а домішки в ній не повинні порушувати нормальну роботу гідравлічних пристроїв;
- бути безпечною у експлуатації.

У гідравлічних приводах дуже важливі засоби ущільнення. Блез Паскаль сформулював свій закон приблизно так. Якщо дві посудини, які з'єднуються, ущільнити поршнями, що точно підігнані, площа одного з яких у 100 разів більша площі другого, то зусилля однієї людини, прикладені до меншого поршня, будуть еквівалентні зусиллю 100 чоловік на більшому поршні. Але реалізація описаної Паскалем машини стала можлива набагато пізніше. Прошло майже ціле століття до того, як

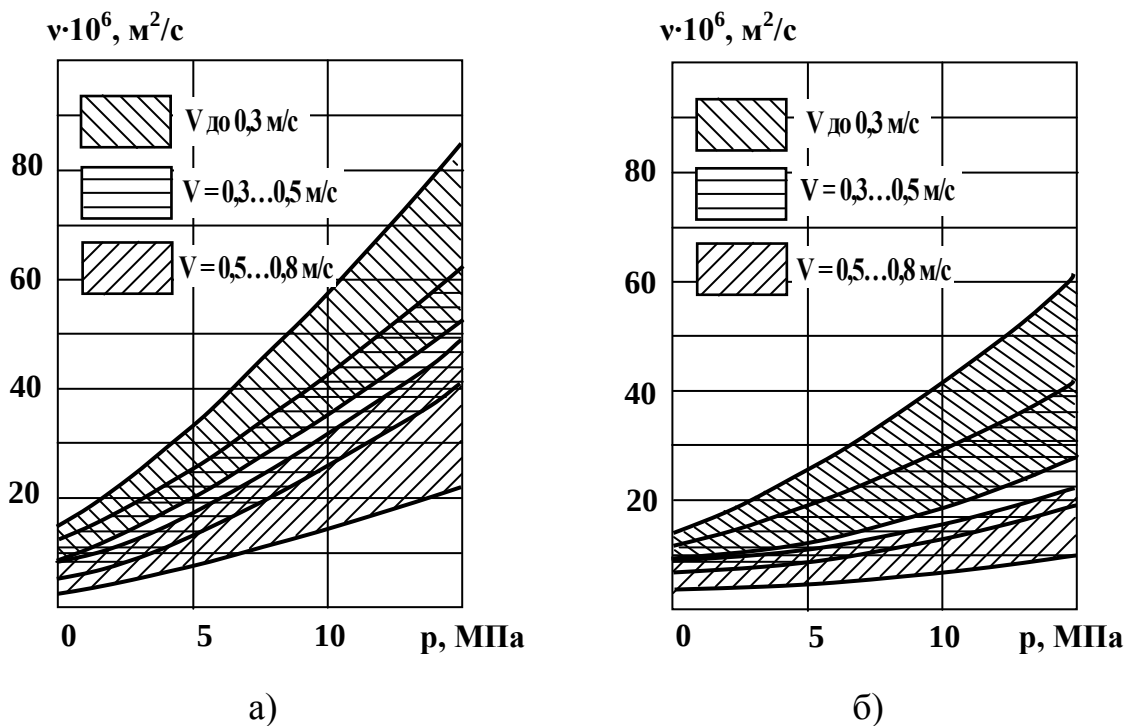


Рисунок 3.3 – Графіки для орієнтовного вибору в'язкості мінерального масла залежно від режиму роботи (тиск p і швидкість переміщення V) поступального (а) і обертального (б) гідродвигунів

поршні вдалося ущільнити за допомогою волокон пряжі, просочених тваринним салом, тобто «сальниками». Ущільнювачі (сальники) виготовляють з шкіри, тканини, пряжі, гуми. У наш час для ущільнення застосовують синтетичні матеріали, які розширюють експлуатаційні можливості гідропривода.

Різні способи ущільнення в залежності від параметрів взаємного руху елементів, матеріалів та робочого тиску наведені у таблиці 3.2.

3.3 Насоси і гідродвигуни

У гідравлічних системах верстатів джерелами енергії є об'ємні насоси, конструкції яких вельми різні.

Усі об'ємні гідравлічні насоси за характером зміни об'єму робочої камери поділяють на дві групи: із зворотно-поступальною ходою виштовхувача та з обертальним рухом. Дія об'ємного насоса заснована на поперемінному збільшенні та зменшенні об'єму робочої камери. Під час збільшення об'єму робочої камери (наприклад, коли поршень рухається вгору, рисунок 3.7) в ній знижується тиск, і рідина з бака під дією атмосферного або якого-небудь надмірного тиску заповнює об'єм, що збільшився (відбувається всмоктування робочої рідини), під час зменшення об'єму робочої камери рідина витискається у напірну лінію. При цьому механічна енергія, витрачена на зміну об'єму робочої камери насоса, перетвориться у потенційну енергію тиску рідини.

Таблиця 3.2 – Способи ущільнення для різних параметрів руху та тиску

Спосіб ущільнення	Ескіз ущільнення	Тиск, МПа	Швидкість, м/с	Температура, °С	Тип руху
1	2	3	4	5	6
Зазором	Рисунок 3.4,а	15...20 для $\delta=0,001...0,005$ мм	До 10...15	Залежить від матеріалу	
Набивками	Рисунок 3.4,б	16...90	0,5...1,5	200...450	
Пластинами	Рисунок 3.4,в	0,3...50		До 850	
Манжетами круглого, прямокутного та хрестоподібного перерізу	Рисунок 3.4,г	До 20 з опорними кільцями	0,3...2	Залежить від матеріалу манжети	
Манжетами з ущільнюючими кромками	Рисунок 3.4,д	До 50 в наборах	0,5...2,5	Те ж	
Манжетами комбінованими	Рисунок 3.5,а	До 20	5-10		
Манжетами діафрагмовими	Рисунок 3.5,б	До 3,5	10	Від 60 до 120	
Металевими кільцями	Рисунок 3.5,в	10...15	15	300...450	
Лабіринтний	Рисунок 3.5,г	10	1200	500	
Магнітними рідинами	Рисунок 3.6,а	0,03 на 1 см довжини	1200	500	
Гідростатичний	Рисунок 3.6,б	20	1000	120	

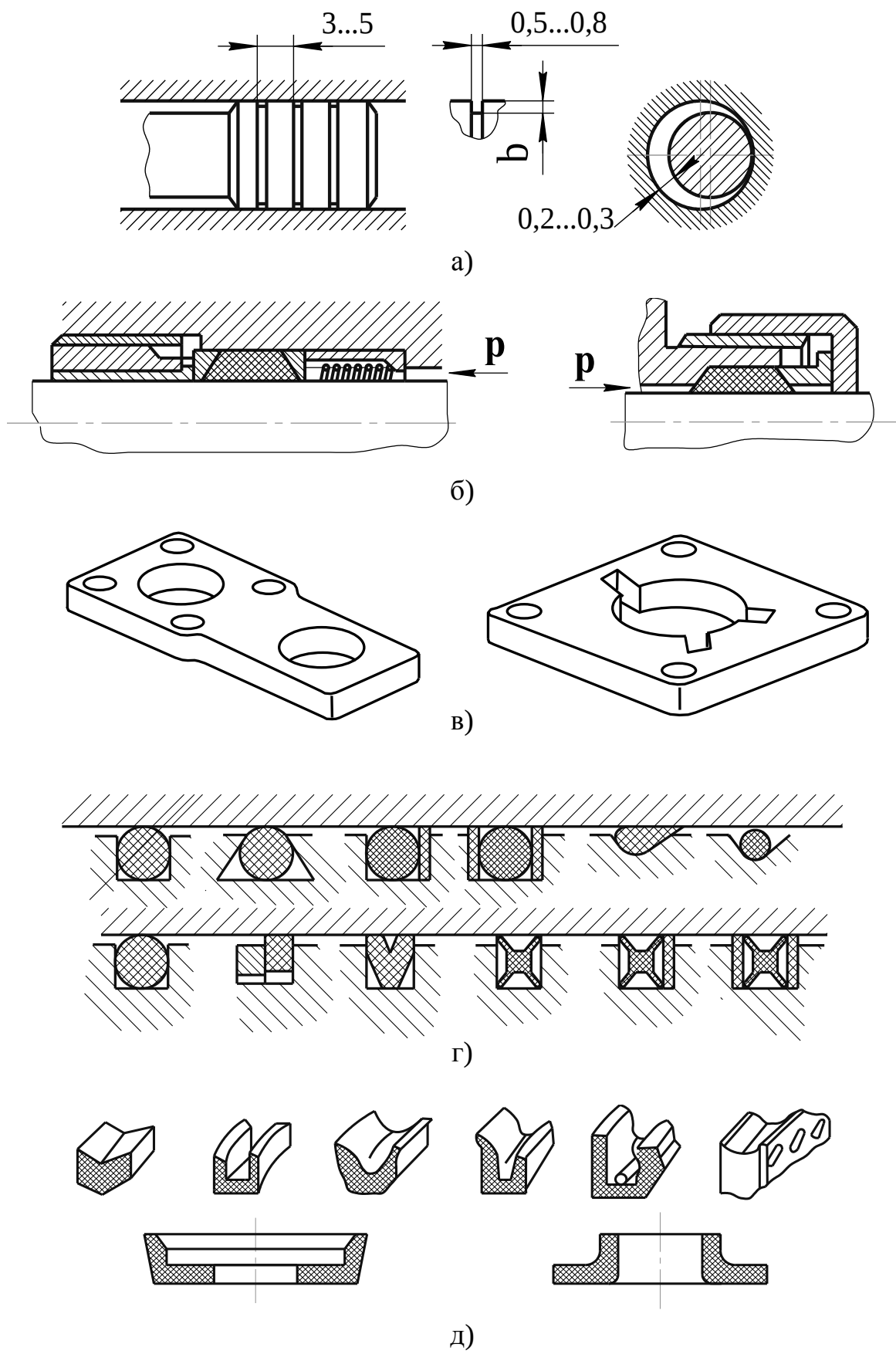


Рисунок 3.4 – Ескізи ущільнень до таблиці 3.2

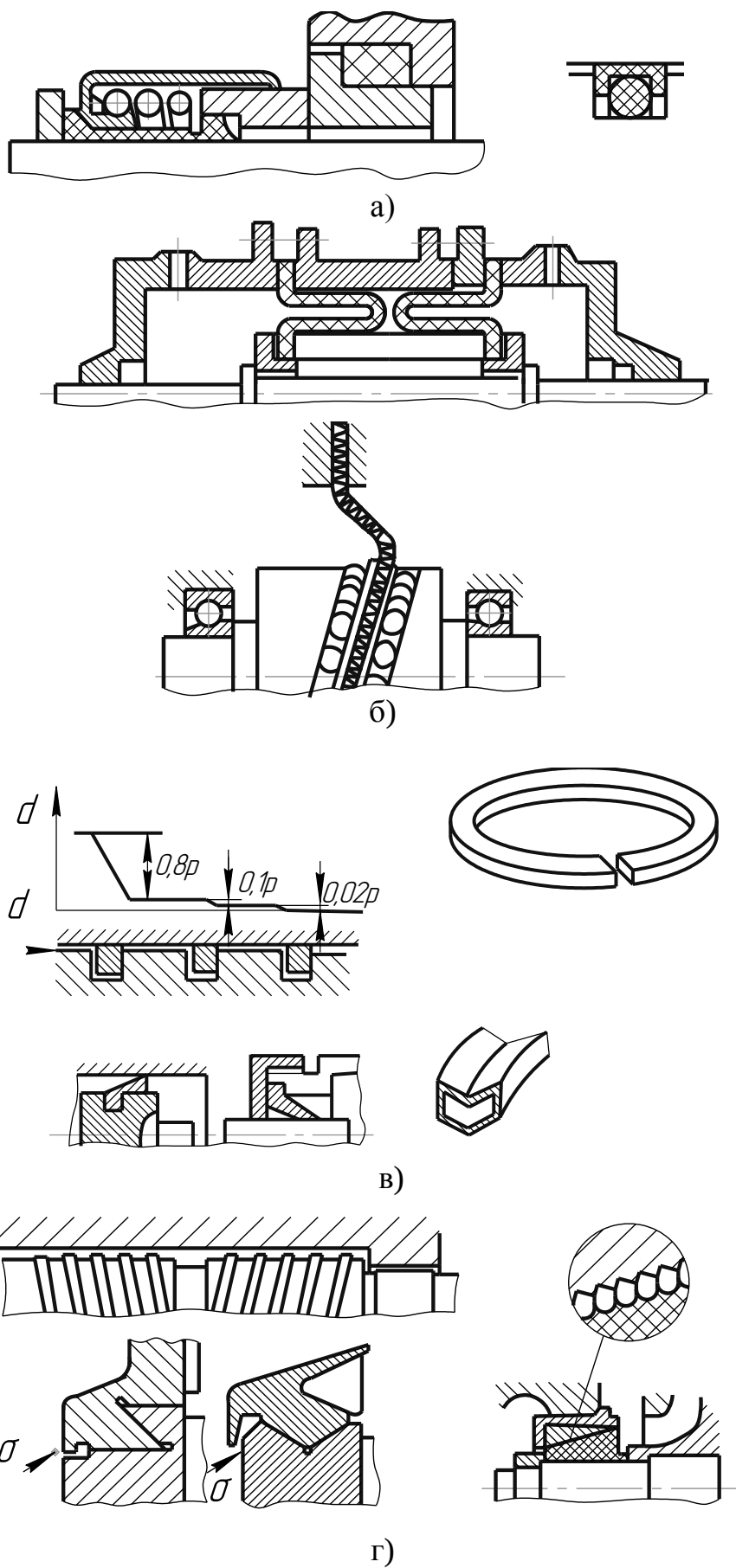
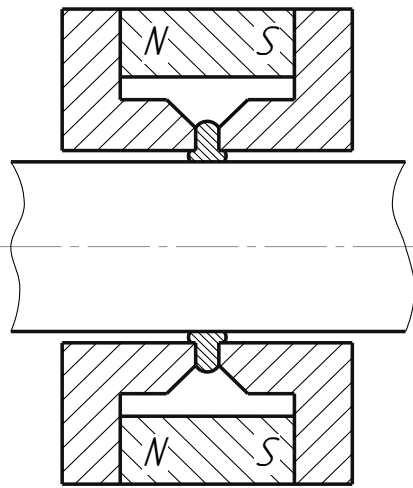
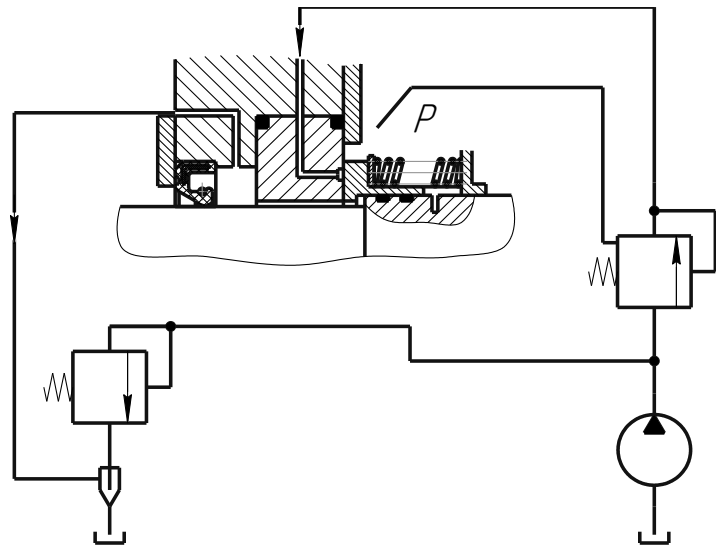


Рисунок 3.5 – Ескізи уцілень до таблиці 3.2



а)



б)

Рисунок 3.6 – Ескізи ущільнень до таблиці 3.2

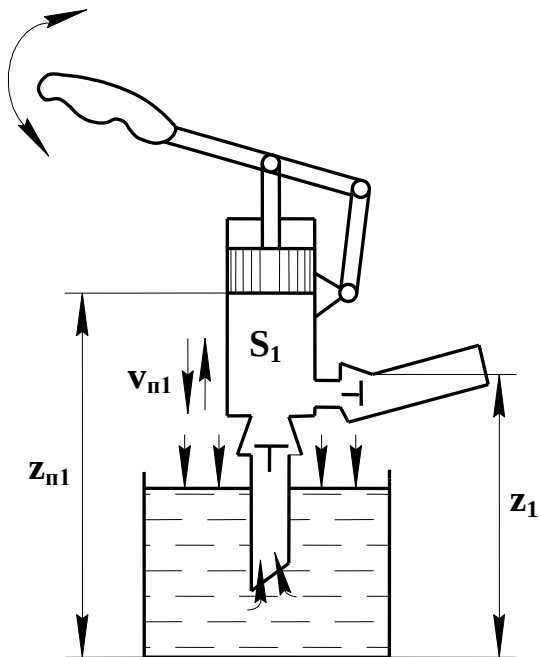


Рисунок 3.7 – Поршневий насос з ручним приводом

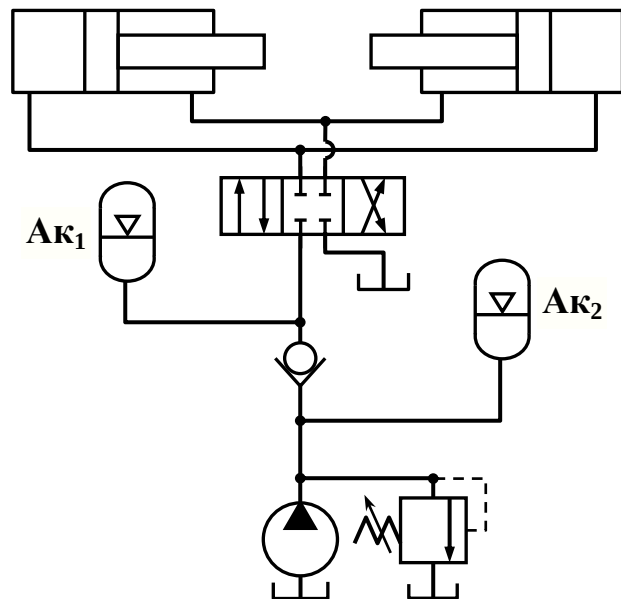


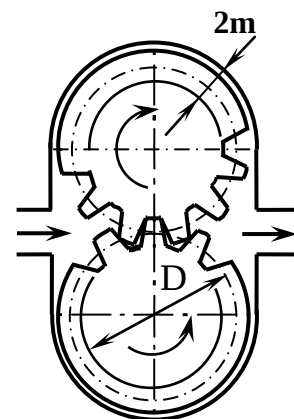
Рисунок 3.8 – Застосування газових акумуляторів для обігання системи від динамічних перевантажень

Найбільшого поширення у гідроприводі металорізальних верстатів набули об'ємні насоси декількох типів, які відрізняються параметрами технічної характеристики та конструкцією.

Коловоротні

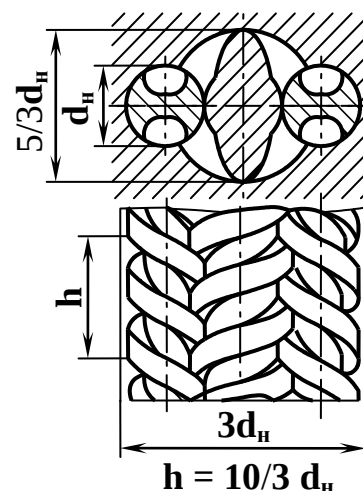
Шестеренні

Об'єм робочої камери	$V = 2\pi m D_B$
Частота обертання	$n = 950 \dots 4000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 10 \dots 25 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,8 \dots 0,9$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,9 \dots 0,95$



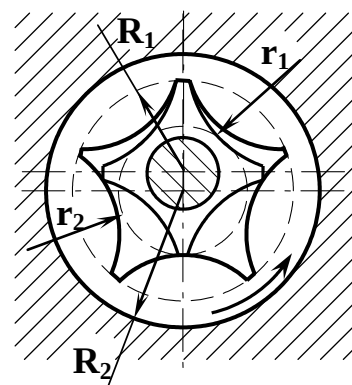
Циклоїдальні гвинтові

Об'єм робочої камери	$V = 4,14 d_h^3$
Частота обертання	$n = 950 \dots 20000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 10 \dots 35 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,7 \dots 0,86$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,75 \dots 0,95$



Героторні

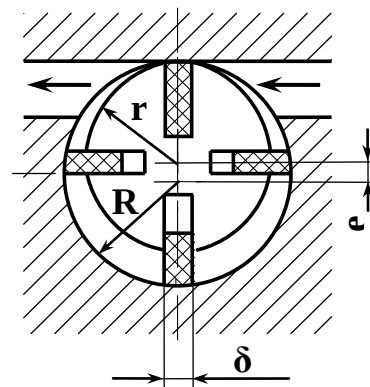
Об'єм робочої камери	$V = \pi b [(R_1^2 - r_1^2) + \frac{z}{z+1} (R_2^2 - r_2^2)]$
Частота обертання	$n = 950 \dots 5000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 7 \dots 21 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,85 \dots 0,9$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,8 \dots 0,95$



Пластинчасті

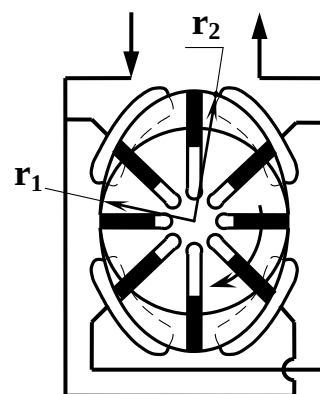
Пластинчасті одинарної дії

Об'єм робочої камери	$V = 2eb(2R\pi - z\delta)$
Частота обертання	$n = 950 \dots 4000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 7 \dots 14 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,8 \dots 0,85$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,6 \dots 0,95$



Пластинчасті подвійної дії

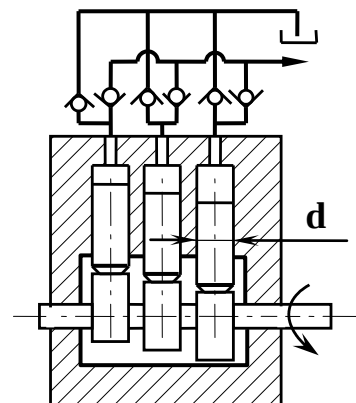
Об'єм робочої камери	$V = 2eb(2R\pi - z\delta)$
Частота обертання	$n = 950 \dots 4000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 7 \dots 14 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,8 \dots 0,85$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,6 \dots 0,95$



Поршневі

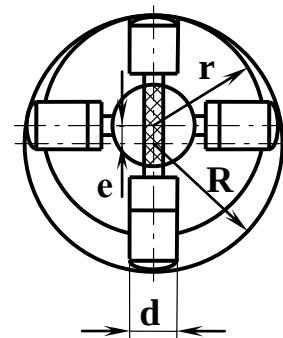
Ексцентрикові

Об'єм робочої камери	$V = 1,55ezd^2$
Частота обертання	$n = 950 \dots 6000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 20 \dots 100 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,9 \dots 0,96$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,95 \dots 0,98$



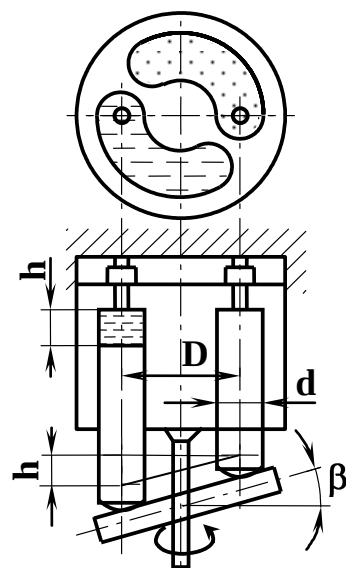
Радіальні поршневі

Об'єм робочої камери	$V = \frac{\pi d^2}{4} 2ez$
Частота обертання	$n = 600 \dots 1500 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 20 \dots 80 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,85 \dots 0,9$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,95 \dots 0,98$



Аксіальні поршневі

Об'єм робочої камери	$V = \frac{\pi d^2}{4} Dtg\beta$
Частота обертання	$n = 950 \dots 4000 \text{ хв}^{-1}$
Робочий тиск	$p = 7 \dots 55 \text{ МПа}$
Загальний ККД	$\eta_{\text{заг}} = 0,9 \dots 0,95$
Об'ємний ККД	$\eta_v = 0,95 \dots 0,98$



Примітка. Споживана потужність $N = Vnp / \eta_v$; подача (витрати) $Q = Vn\eta_v$; частота пульсації $f = zn / 60$; z – число циклів подачі рідини у нагнітальну магістраль за один оберт.

Окрім насосів як джерело енергії у гідроприводах верстатів використовують акумулятори, які залежно від способу накопичення енергії поділяють на вантажні, пружинні та газові.

Акумулятори застосовують у приводах як аварійні або додаткові джерела енергії. Якщо акумулятор є аварійним джерелом енергії, необхідний об'єм балона газового акумулятора визначають за виразом:

$$V_0 \geq \frac{k_{\text{зап}} \left(\sum_1^m L_i S_i + \sum_1^z Z_i w_i \right)}{1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \cdot \frac{1}{n}}, \quad (3.6)$$

де $k_{\text{зап}}$ – коефіцієнт запасу, приймають 1,15...1,20;

L_i – переміщення поршня виконавчого органу;

S_i – робоча площа поршня;

w_i – робочий об'єм гідромотора виконавчого органу;

Z_i – необхідне число обертів гідромотора для переміщення виконавчого органу у безпечне положення;

$p_{\min}$ – мінімальний тиск у системі, достатній для переміщення виконавчих органів;

$p_{\max}$ – максимальний тиск у системі під час її роботи;

n – показник політропи, дорівнює 1,4;

m, z – число гідродвигунів поступального та обертального руху, що приводяться в рух від акумулятора.

Газові акумулятори застосовують також для оберігання гідравлічної системи від динамічних перевантажень у процесі роботи. Під час різкої зупинки виконавчих органів або їх реверсування кінетична енергія рідини переходить у потенційну, і тиск може різко зростати. Об'єм балона газового акумулятора (рисунк 3.8) $A_{\text{к1}}$, який використовується для захисту від динамічних навантажень, що виникають під час різкої зупинки або реверсі:

$$V_{\text{б.Ак1}} \geq \frac{v_{\text{тр}}}{a} n \left(\frac{p}{p_{\text{поч}}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{\xi} + \frac{1}{2} \right) S_{\text{тр}} L, \quad (3.7)$$

де $v_{\text{тр}}$ – швидкість руху рідини у трубі до збурення;

a – швидкість розповсюдження ударної хвилі у лінії гідросистеми: для

сталевих трубопроводів $a = 1200 \dots 1400$ м/с, для армованих рукавів

$a = 600 \dots 800$ м/с, для мідних трубопроводів $a = 900 \dots 1100$ м/с;

p – тиск у системі до збурення;

$p_{\text{поч}}$ – початковий тиск газу у акумуляторі (за відсутності тиску у гідравлічній системі);

$\xi = \frac{\Delta p}{p}$ – допустиме відносне підвищення тиску у гідросистемі;

$S_{\text{тр}}$ – площа прохідного перерізу трубопроводу;

L – довжина лінії гідросистеми.

Об'єм балона газового акумулятора $A_{к2}$ може бути вибраний за співвідношенням:

$$V_{б.Ак2} \geq 2n \frac{L}{a} Q_H \left(\frac{p}{p_{поч}} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{\xi} + \frac{1}{2} \right), \quad (3.8)$$

де Q_H – подача насоса.

3.4 Гідравлічні та пневматичні виконавчі двигуни

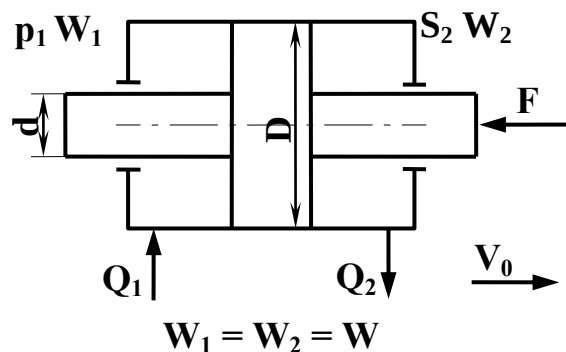
Найбільшого поширення у верстатах отримали двигуни зі зворотно-поступальним рухом – гідравлічні та пневматичні циліндри як найбільш простий засіб забезпечення прямолінійних переміщень. Конструктивні схеми таких двигунів та розрахункові залежності для їх параметрів:

Прості гідроциліндри

Робоча площа: $S_1 = S_2 = S = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$.

Швидкість руху: $v_0 = \frac{Q_1}{S}$.

Сила тяги: $F = S(p_1 - p_2) - F_{тр}$.



Диференціальні гідроциліндри

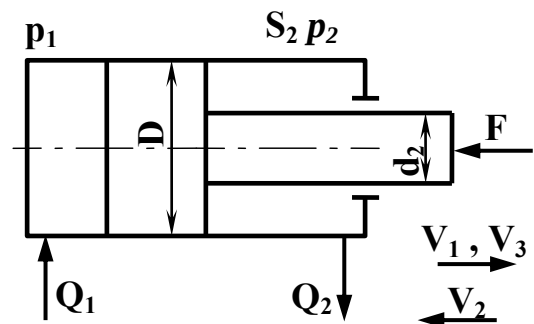
Робоча площа: $S_1 = \frac{\pi D^2}{4}; S_2 = \frac{\pi d^2}{4}$.

Швидкість руху: $v_1 = \frac{Q}{S_1}; v_2 = \frac{Q}{S_2}$;

$$v_3 = \frac{Q}{S_1 - S_2}.$$

Сила тяги: $F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{тр}; F_2 = p_2 S_2 - p_1 S_1 - F_{тр};$

$$F_3 = p_H (S_1 - S_2) - F_{тр}.$$

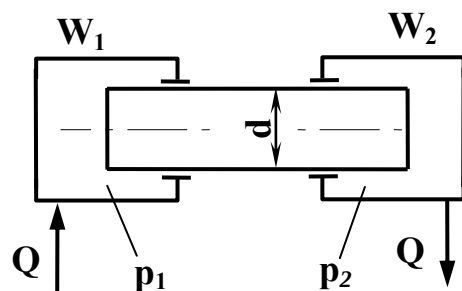


Плунжерні гідроциліндри

Робоча площа: $S = \frac{\pi d^2}{4}$.

Швидкість руху: $v = \frac{Q}{S}$.

Сила тяги: $F = S(p_1 - p_2) - F_{тр}$.



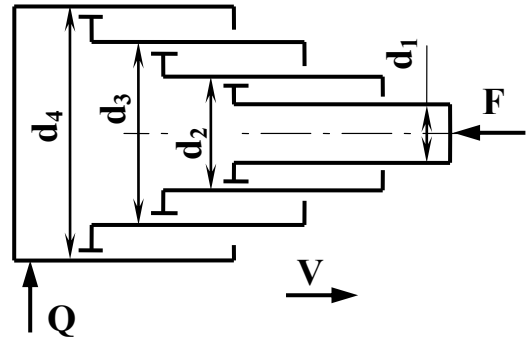
” Телескопічні гідроциліндри

Робоча площа: $S = \frac{\pi d^2}{4}$.

Швидкість руху при відсутності навантаження:

$$v_1 = \frac{Q}{S} > v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} > v_3 = \frac{4Q}{\pi d_3^2} > v_4 = \frac{4Q}{\pi d_4^2}.$$

Сила тяги: $F = pS - F_{TP}$.



Комбіновані гідроциліндри

Робоча площа: $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; S_2 = \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_2^2);$

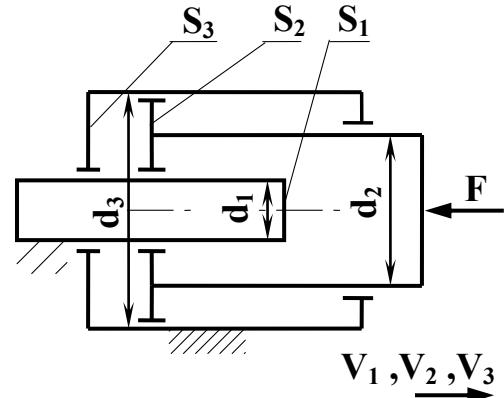
$$S_3 = \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_1^2).$$

Швидкість руху: $v_1 = \frac{Q}{S}; v_2 = \frac{Q}{S_1 + S_3 - S_2};$

$$v_3 = \frac{Q}{S_1 + S_3}; v_4 = \frac{Q}{S_3 - S_2}.$$

Сила тяги: $F_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{TP}; F_2 = p_2 (S_1 + S_3 - S_2) - F_{TP};$

$$F_3 = p_1 (S_1 + S_3) - p_2 S_2 - F_{TP}; F_4 = p_1 (S_3 - S_2) - F_{TP}.$$



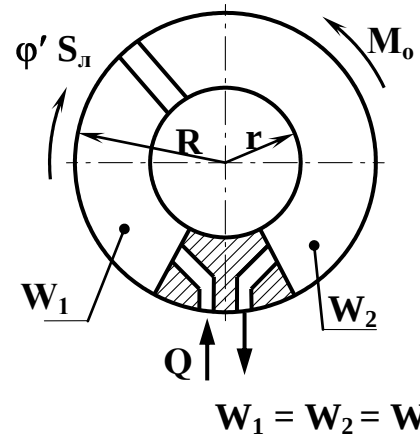
Моментні гідроциліндри

Робоча площа: $S_{\text{л}} = (R - r)b,$

де **b** – ширина лопатки.

Швидкість руху: $\phi' = \frac{Q}{b(R^2 - r^2)}.$

Сила тяги: $M_{\text{вп}} = b \frac{R^2 - r^2}{2} (p_1 - p_2) - M_{TP}.$



$$W_1 = W_2 = W$$

Гідропневмоциліндри односторонньої дії без пружини повертання застосовують у підйомних механізмах, коли довжина переміщення складає 8...10D (D – діаметр поршня), а переміщення у одному з напрямків відбувається під дією зовнішніх сил або власної ваги. Циліндри з пружиною повертання широко використовують у затискних, фіксуючих та перемикальних пристроях, коли переміщення складають 0,8...1,5D. Плунжерні циліндри прості у виготовленні (відпадає необхідність оброблення внутрішньої поверхні циліндра) і застосовуються, головним чином, для переміщення або розвантаження вертикально розташованих робочих органів. У обґрунтованих випадках, коли обмежене місце для

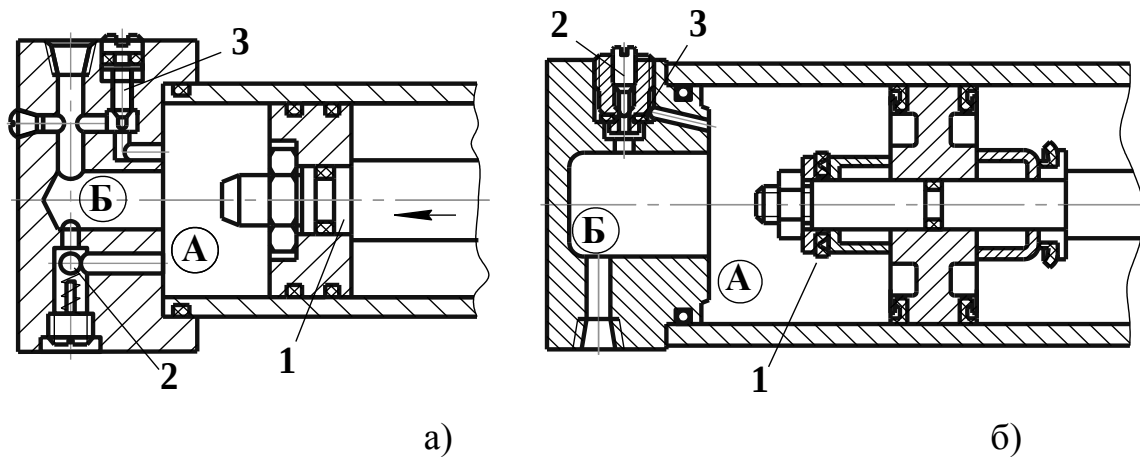


Рисунок 3.9 – Вмонтовані гальмівні пристрої гідроциліндра (а) та пневмоциліндра (б)

розміщення, застосовують телескопічні циліндри з більш складною конструкцією та більшою трудомісткістю виготовлення.

Циліндри з одностороннім штоком двосторонньої дії займають менше місця, ніж циліндри з двостороннім штоком, і не потребують другого ущільнення для штока. Однак через різницю ефективних площ сила та швидкість під час руху поршня у різних напрямках будуть різні. У пристроях, де потрібні однакові сили у обох напрямках, застосовують циліндри двосторонньої дії з двостороннім штоком та довжиною переміщення до $8 \dots 10 D$.

Гідропневмоциліндри можуть мати вбудовані пристрої, які гальмують поршень наприкінці ходу для запобігання удару його по корпусу (рисунок 3.9). У гідроциліндрі під час руху штока 1 вліво його конічний хвостовик наприкінці ходу входить у порожнину Б, плавно зменшуючи витрату рідини, що перетікає з порожнини А у порожнину Б, здійснюючи тим самим гальмування поршня. Зменшення витрати рідини з порожнини А призводить до підвищення тиску у ній, а оскільки зворотний клапан 2 закритий, то рідина витісняється через дросель 3. Після повного входження конічної частини хвостовика у порожнину Б швидкість руху поршня визначається практично тільки витратою рідини через дросель 3, регулюванням якого забезпечується проходження залишку шляху з уповільненою швидкістю, що запобігає удару. Розгін поршня під час руху вправо забезпечує проходження рідини у порожнину А через зворотний клапан 2, а після виходу конічного хвостовика штока порожнина Б відкривається у порожнину А. У пневмоциліндрі наприкінці ходу штока манжета 1 входить у отвір кришки, розділяючи порожнини А і Б. Повітря з порожнини А проходить у порожнину Б та вхідний отвір тільки через регулівний дросель 2, завдяки чому здійснюється м'яке гальмування поршня. Коли подається стиснуте повітря у порожнину Б, відгинається еластична прокладка 3, повітря вільно проходить у порожнину А і зворотний рух штока починається без затримки.

Сильфонні та мембранні циліндри звичайно використовують у пристроях різних приладів, де доцільність їх застосування обґрунтовується вимогами до забезпечення дуже високого ступеня герметичності та відносно невеликих переміщень. Здвоєні пневмоциліндри застосовують у затискних пристроях для збільшення робочого зусилля за умов обмеження радіального розміру циліндра та довжині переміщення до $0,8...1,5D$. У транспортуючих пристроях за необхідності зменшення габаритів при значній довжині переміщення (до $20D$) застосовують пневмоциліндри з гнучким штоком, які мають, однак, більш складну конструкцію через технологічні труднощі ущільнення гнучкого штока.

Вибір типу та конструкції циліндра звичайно визначається компонованням механічних вузлів верстата і у більшості випадків вимагає оригінальної розробки. Основні параметри циліндрів регламентує ДСТ 6540–68, а вимоги до конструкції – ДСТ 16514–87. У циліндрах з ходом поршня $8...10 D$ шток довгий малого діаметра і його розраховують на міцність і стійкість, а тонкостінні корпуси циліндрів – на міцність.

Під час розроблення конструкції циліндрів важливе значення має вибір типу ущільнень (рисунок 3.10). Для нерухомих з'єднань рекомендується застосовувати ущільнення гумовими кільцями, що відрізняються простотою конструкції, мінімальними розмірами, низькою вартістю і гарною герметичністю. Через обмежену довговічність ущільнень гумовими кільцями у рухомих з'єднаннях їх доцільно застосовувати у циліндрах з довжиною ходу не більше 2000 мм, швидкостях переміщення до 0,5 м/с та епізодичним режимом роботи (рисунок 3.10,а). Для запобігання видавлювання кілець у зазори та підвищення довговічності необхідно застосовувати фторопластові захисні шайби 2 (рисунок 3.10,а).

Для циліндрів з ходом від 0,3 до 2 м та інтенсивним режимом роботи (до 20 переміщень за хвилину зі швидкістю до 0,5 м/с для гідроциліндрів та до 1 м/с для пневмоциліндрів) рекомендується застосовувати гумові ущільнювальні манжети 3 (рисунок 3.10,б). Якщо висуваються підвищені вимоги до зовнішньої герметичності, для ущільнення штока застосовують комбіновані ущільнення (рисунок 3.10,в), у яких під час переміщення поршня під тиском працює в основному гумова манжета, а при відсутності руху чи тиску витоків через манжету зовнішня герметичність забезпечується гумовим кільцем, при цьому *витоки (losses)* направляються у дренажну магістраль верстата. Якщо висока запиленість навколишнього середовища та значні переміщення поршня, рекомендується встановлювати гумові знімачі бруду 4 (рисунок 3.10,в).

Для ущільнень гідроциліндрів зі швидкостями поршня до 3 м/с, рекомендується застосовувати шевронні гумотканинні ущільнення, а на швидкостях до 7,5 м/с – чавунні поршневі кільця.

Матеріал пневмоциліндрів повинен забезпечити корозійну стійкість та зносостійкість. Для цього у кришці для переміщення штока встановлюють бронзову втулку, а сам шток і гільзу циліндра хромують.

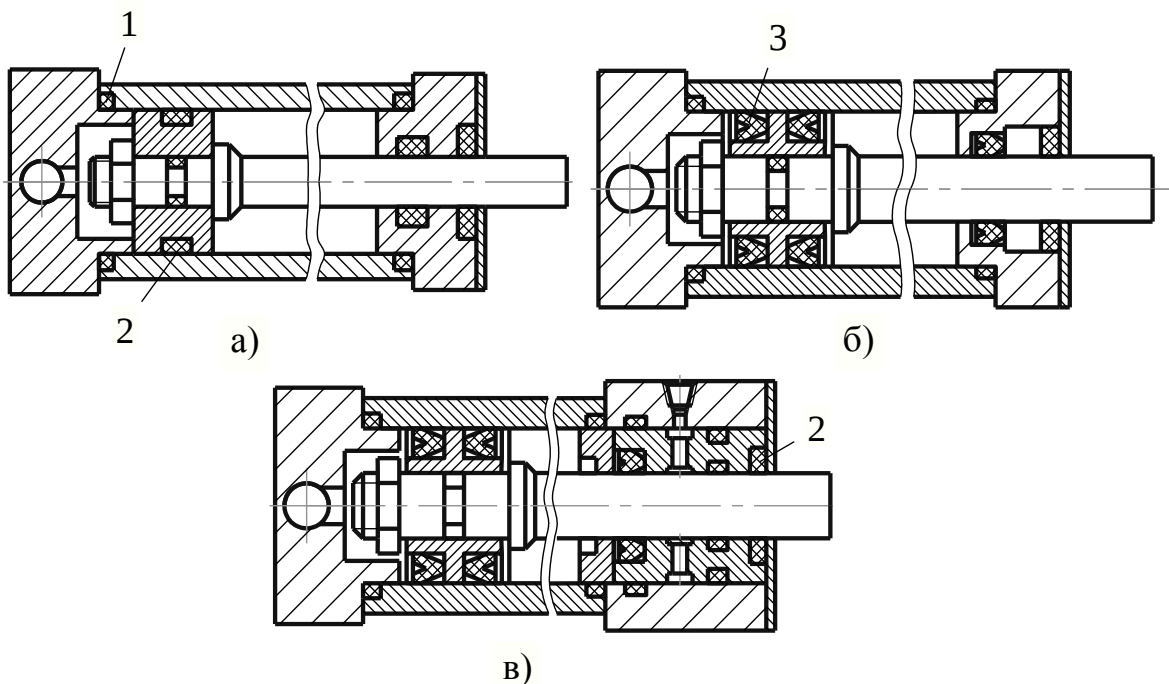


Рисунок 3.10 – Ущільнення гідравлічних та пневматичних циліндрів: а – гумовими кільцями; б – гумовими манжетами; в – комбіноване з підвищеною герметичністю по штоку

Значно знижує знос дзеркала пневмоциліндра капронове наплавлення на поршень. Ущільнення пневмоциліндрів змащують розпиленням маслом, що подається у стиснене повітря за допомогою маслорозпилювачів.

3.5 Типові схеми керування виконавчими двигунами

Для керування виконавчими гідро-, пневмодвигунами використовують апаратуру регулювання та розподілу. До апаратури розподілу відносяться розподільники, зворотні клапани, гідрозамки, вентилі та інші пристрої, у яких напрямок потоку робочої рідини (газу) змінюється шляхом повного відкриття чи повного закриття прохідного перерізу. Регулювальні апарати – клапани тиску, дроселі, регулятори і подільники потоку, розподільники з дроселюванням – змінюють тиск або витрати робочого середовища шляхом часткового регульованого відкриття прохідного перерізу.

Основним елементом, за допомогою якого здійснюються пуск та зупинка виконавчого двигуна, а також змінюється напрямок його руху, є розподільник. У гідроприводі верстатів найбільше поширення отримали розподільники золотникового типу з електромагнітним керуванням (таблиця 3.1). Для керування великими подачами робочої рідини (більше 60 л/хв.) застосовують двокаскадні розподільники з електрогідравлічним керуванням. Значно рідше використовують розподільники з ручним керуванням та механічним керуванням від кулачка. За числом зовнішніх

ліній, що приєднуються, використовують частіше чотирилінійні та п'ятилінійні розподільники, а за числом фіксованих позицій золотника – двопозиційні та трипозиційні. На умовних графічних зображеннях розподільників число позицій показують відповідним числом квадратів, а напрямки потоків робочої рідини у кожній позиції – лініями зі стрілками. За режимом роботи розрізняють розподільники з пружинним повертанням золотника або з фіксацією його у всіх позиціях. Розподільники на схемах зображають у вихідній позиції, до якої підводять лінії зв'язку. Щоб уявити дію розподільника в іншій робочій позиції, необхідно уявно пересунути відповідний квадрат на місце вихідної позиції, залишаючи положення ліній зв'язку незмінним.

Необхідність різних варіантів з'єднання ліній у фіксованих положеннях чи у момент перемикання золотника реалізується шляхом застосування розподільників з різними виконаннями (таблиця 3.3). Відповідно до ДСТУ 26890–86 приєднувальні канали розподільників позначають у такий спосіб: **Р** – основна напірна лінія (підведення); **А, В** – отвори приєднання апарата до споживача; **Т** – основна зливна лінія (злив); **Х, У, V** – отвори потоків керування, **L** – злив витоків, **М** – отвір для манометра.

У випадках застосування електромагнітного керування рекомендується використовувати розподільники з електромагнітами постійного струму та напругою живлення 24В. Вони допускають удвічі більше число циклів спрацьовування та забезпечують кращу безпеку, ніж електромагніти змінного струму, які до того ж можуть згоряти, якщо заклинить золотник. У пневмоприводі верстатів найчастіше використовують двопозиційні три-, чотири- та п'ятилінійні розподільники з електропневматичним керуванням (таблиця 3.1). Для малих витрат стисненого повітря (до 0,2 м³/год.) застосовують трилінійні двопозиційні розподільники з прямим електромагнітним керуванням. У ряді випадків застосовують кранові розподільники, а також розподільники з пневматичним та механічним керуванням. Для зручності налагодження розподільники з електричним керуванням можуть мати кнопку ручного дублювання. У розподільниках застосовують розподіл повітря клапаном, плоским або циліндричним золотником. Клапанні розподільники та розподільники з плоским золотником мають більш просту та надійну конструкцію, менш схильні до заклинювання через забруднення повітря і недостатнє змащення, ніж золотникові розподільники, у яких висока герметичність досягається шляхом застосування еластичних ущільнень. Істотний недолік пневморозподільників із плоским золотником – неприпустимість підпору на вихлопі, що може призвести до відриву золотника від площини примикання.

Під час розроблення схем керування гідро-, пневмоприводами важливе значення має узгодження витрат, що споживаються виконавчими

Таблиця 3.3 – Схеми з'єднання каналів гідророзподільників з різними функціями за гідросхемою

Номер схеми	Умовне позначення	Схеми з'єднання каналів під час перемикання
14		
24		
34		
44		
54		
64		
64A		
574		
574A		

двигунами з пропускною здатністю розподільників та іншої гідропневмоапаратури, яка характеризується звичайно умовним проходом. Якщо номінальний тиск у гідросистемі 6...8 МПа та 0,4...0,6 МПа у

Таблиця 3.4 – Діаметри умовного проходу в залежності від подачі рідини (повітря)

Номінальна подача			Діаметр умовного проходу, мм	Конічна приєднувальна різь за ДСТ 6111-52
масла	повітря			
л/хв	м ³ /ГОД	л/хв		
3	0,12	2	2,5	К 1/8
6	0,3	5	4	К 1/8
12	0,6	10	6	К 1/8; К 1/4
40	1,2	20	10	К 1/4; К 3/8
80	3,0	50	16	К 1/2
160	5,0	80	20	К 3/4

пневмосистемі рекомендується використовувати для такого узгодження дані таблиці 3.4.

Ці дані є орієнтовними і повинні уточнюватися у кожному конкретному випадку. Так, при більш високому тиску чи короткочасній роботі споживачів витрати можуть бути вищі номінального значення. Коли трубопроводи довгі, їх внутрішній діаметр потрібно збільшувати на 2...3 мм у порівнянні з умовним проходом апаратури, причому діаметр зливного трубопроводу повинен бути на 1...2 мм більший напірного. У відповідальних випадках повинні докладно розглядатись характеристики кожного з апаратів та проводитись відповідні розрахунки.

Хоча існує багато різних схем керування приводами виконавчих пристроїв верстата, їх проектування може бути зведене до розв'язання достатньо вузького кола типових задач, які можна класифікувати за функціональними ознаками:

- гідравлічні (пневматичні) приводи переміщення вузлів та затискних пристроїв з цикловими системами керування;
- гідравлічні приводи врівноваження;
- електрогідравлічні приводи з пропорційним керуванням та з керуванням від ПЧПК.

У гідропневмоприводах затискних пристроїв потрібно забезпечувати силу затискання або розтискання виконавчих пристроїв верстата, регулювати цю силу та не допускати аварійних ситуацій від зменшення тиску, розриві трубопроводів, припиненні подачі електроенергії тощо. На рисунку 3.11,а показана одна з найбільш розповсюджених схем затискного механізму, у якому затискання здійснюється пружинами, а відпускання – шляхом подачі тиску в гідроциліндри **Ц1**, ..., **Ц4** вмиканням електромагніту гідророзподільника **Р1**. Для надійної роботи механізму сила, що створюється тиском, повинна у 1,5...2 рази перевищувати силу, створювану пружинами. Під час короткочасного зменшення тиску у напірній гідравлічній лінії, наприклад, коли різко

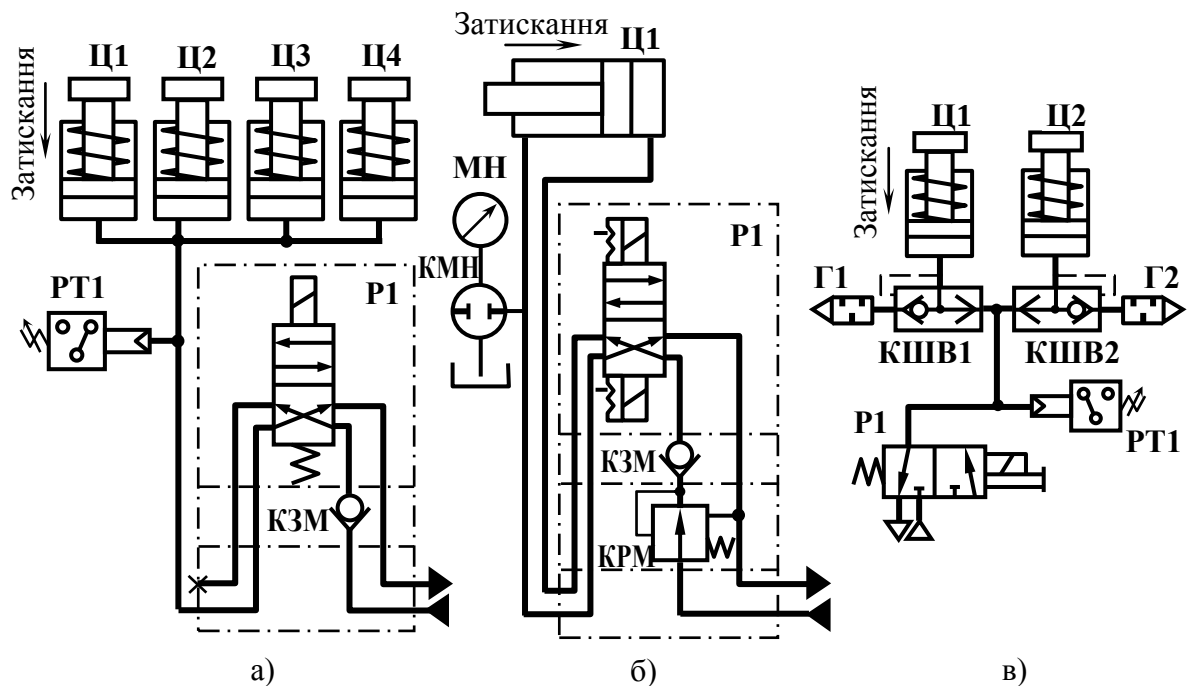


Рисунок 3.11 – Схеми керування затискними пристроями з гідравлічним відпусканням (а), гідравлічним затисканням (б), пневматичним відпусканням (в)

змінюються витрати у гідросистемі верстата, збереження тиску у гідроциліндрах забезпечується за допомогою модульного зворотного клапана **КЗМ**. Контроль зусилля відпускання в умовах керування групою з декількох гідроциліндрів доцільно здійснювати за допомогою реле тиску **РТ1**, а коли один гідроциліндр – кінцевим вимикачем, що спрацьовує на заданій позиції штока.

Якщо необхідно змінити в процесі роботи силу затискання, можна застосувати схему, показану на рисунку 3.11,б, у якій сила затискання регулюється за допомогою модульного редукційного клапана **КРМ**, що настраюється за показами манометра **МН**. Якщо застосовується самогальмівний затискний механізм, то сила відпускання повинна бути більша сили затискання, оскільки коефіцієнт тертя спокою під час відпускання більший коефіцієнта тертя руху під час затискання. У несамогальмівному затискному механізмі сила відпускання може бути менша сили затискання. Застосування самогальмівних затискних пристроїв практично запобігає самовільному відпусканню навіть коли несподівано різко зменшується тиск.

На рисунку 3.11,в показана схема пневматичного затискного механізму. Застосування клапанів швидкого вихлопу **КШВ1** і **КШВ2** дозволяє значно збільшити швидкість спрацьовування пневмоциліндрів **Ц1**, **Ц2** завдяки швидкому виходу повітря безпосередньо у атмосферу після вмикання пневморозподільника **Р1**. Для збільшення швидкодії довжина трубопроводів, що з'єднують клапан швидкого вихлопу з

пневмоциліндром, повинна бути мінімальною. Для затискання оброблюваної заготовки у патронах верстатів токарної групи застосовують гідравлічні та пневматичні обертові циліндри.

У приводах переміщення з цикловими електричними системами керування регулювання швидкості звичайно забезпечують за допомогою різних дросельних пристроїв, а позиціонування здійснюють за допомогою жорстких упорів з допустимою похибкою $0,1 \dots 0,01$ мм із попереднім (якщо необхідно) гальмуванням виконавчого двигуна. Коли відсутні жорсткі вимоги до стабільності швидкості переміщення виконавчих пристроїв гідропривода доцільно застосовувати схему регулювання з дроселюванням на виході, використовуючи модульні здвоєні дроселі зі зворотними клапанами типу **ДКМ** (рисунки 3.12,а; 3.13), які дозволяють виконувати незалежне регулювання швидкості під час руху поршня у обох напрямках. Якщо необхідно забезпечити постійну швидкість руху в умовах змінних навантажень, замість дроселя використовують модульний дволінійний регулятор потоку **РПМ** (рисунки 3.12,б). Положення штока гідроциліндра у крайніх положеннях звичайно контролюють за допомогою електричних кінцевих вимикачів. При відносно короткому часі вмикання електромагніту гідророзподільника, наприклад, для розфіксації робочих органів, доцільно використовувати двопозиційний розподільник із пружинним поверненням (рисунки 3.12,а). Для тривалої зупинки виконавчого двигуна у одному положенні, наприклад, перемикач блоку зубчастих коліс, застосовують двопозиційні гідророзподільники з фіксатором (рисунки 3.12,б).

У випадках вертикального переміщення вузлів значної маси, щоб уникнути аварійної ситуації через раптове вимкнення електроенергії або спаду тиску у напірній гідролінії, використовують (рисунки 3.13,а) односторонній гідрозамок **ГЗ** у комбінації з трипозиційним розподільником, виконаним за 34-ю схемою з'єднання каналів (таблиця 3.3). Під'єднувати гідрозамок у цьому випадку необхідно якнайближче до гідроциліндра для запобігання самовільного переміщення виконавчих органів при ушкодженнях або розриві трубопроводів. Під час тривалої зупинки виконавчого органу його вертикальне переміщення від дії власної ваги буде залежати від витоків через ущільнення поршня гідроциліндра та через гідрозамок. Якщо відповідно до умов роботи верстата таке переміщення неприпустиме, то необхідно передбачити відповідні затискні або фіксуючі пристрої. Для горизонтально розташованого гідроциліндра надійну фіксацію штока у крайніх або проміжних положеннях від дії різних за напрямком навантажень забезпечують двосторонні гідрозамки модульного виконання **ГЗМ** (рисунки 3.13,б).

Для регулювання швидкості пневмопривода найбільшого поширення через малу вартість, простоту конструкції та настроювання одержали схеми з дроселюванням на виході на основі пневмодроселів **ДКЗ1** і **ДКЗ2** зі зворотними клапанами (рисунки 3.14, а, б).

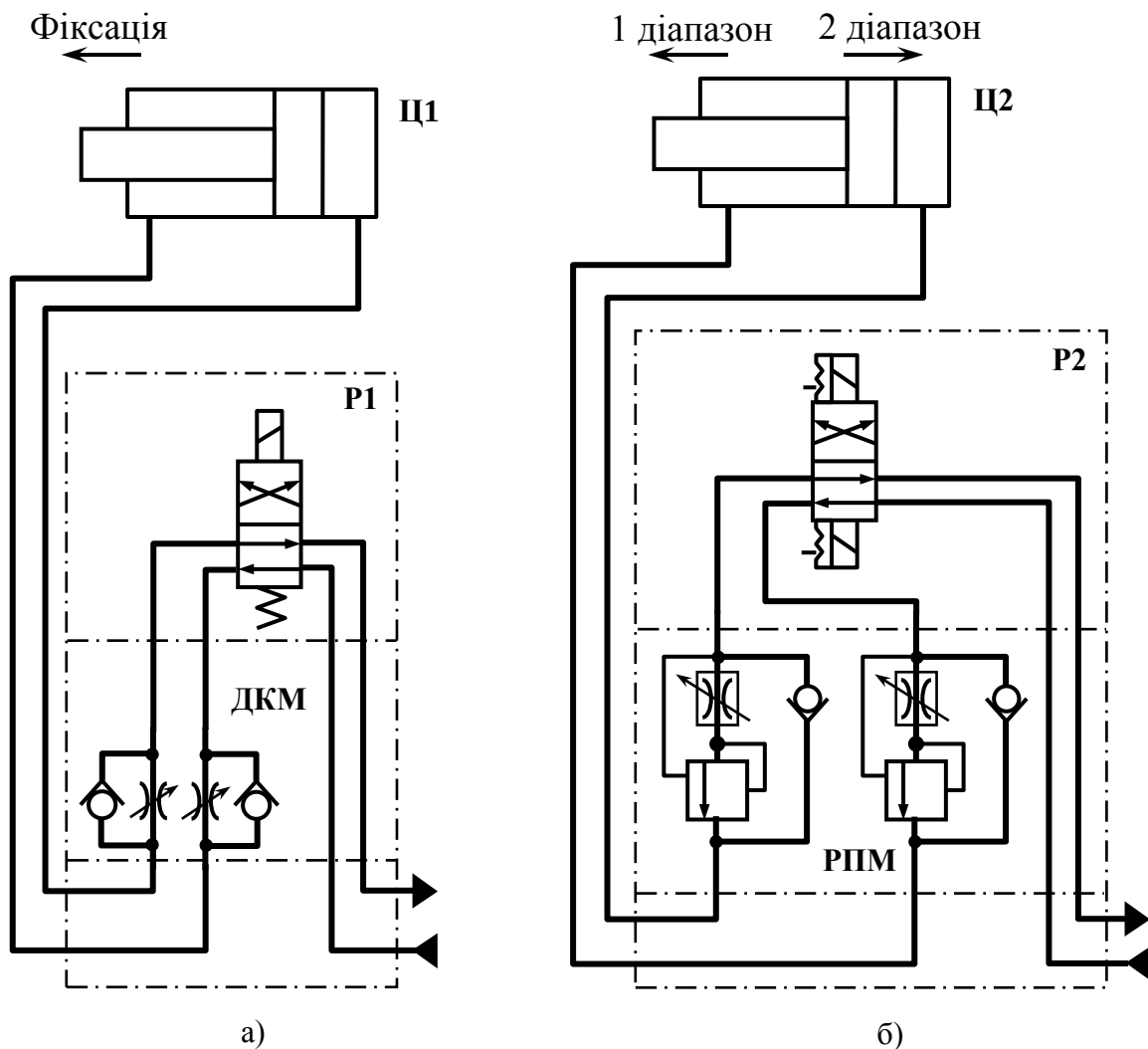


Рисунок 3.12 – Схеми гідропривода лінійного переміщення з регулюванням швидкості дроселями зі зворотними клапанами (а) та регулятором потоку (б)

Щоб уникнути ривка під час зрушування поршня з місця рекомендується встановлювати у вихлопній магістралі підпірний клапан **К31** (рисунок 3.14,а). Якщо необхідні зупинки пневмопривода у крайніх або проміжних положеннях, то застосовують схему з двома двопозиційними трилінійними пневматичними розподільниками **Р1** і **Р2** (рисунок 3.14,б). Регулювати швидкість руху пневмопривода можна за допомогою регуляторів тиску **КР1** і **КР2** у комбінації зі зворотними клапанами **К31** і **К32** (рисунок 3.14,в), що полегшує настроювання та стабілізує характеристики, але при цьому підвищується вартість, габаритні розміри і маса у порівнянні з цими параметрами пристроїв дросельного регулювання.

Якщо необхідна висока стабільність руху при змінних навантаженнях, доцільно використовувати пневмогідравлічні циліндри (рисунок 3.14,г), у яких під час робочої подачі одночасно з рухом поршня пневмоциліндра **ЦП** відбувається витиснення масла зі штокової порожнини гідроциліндра

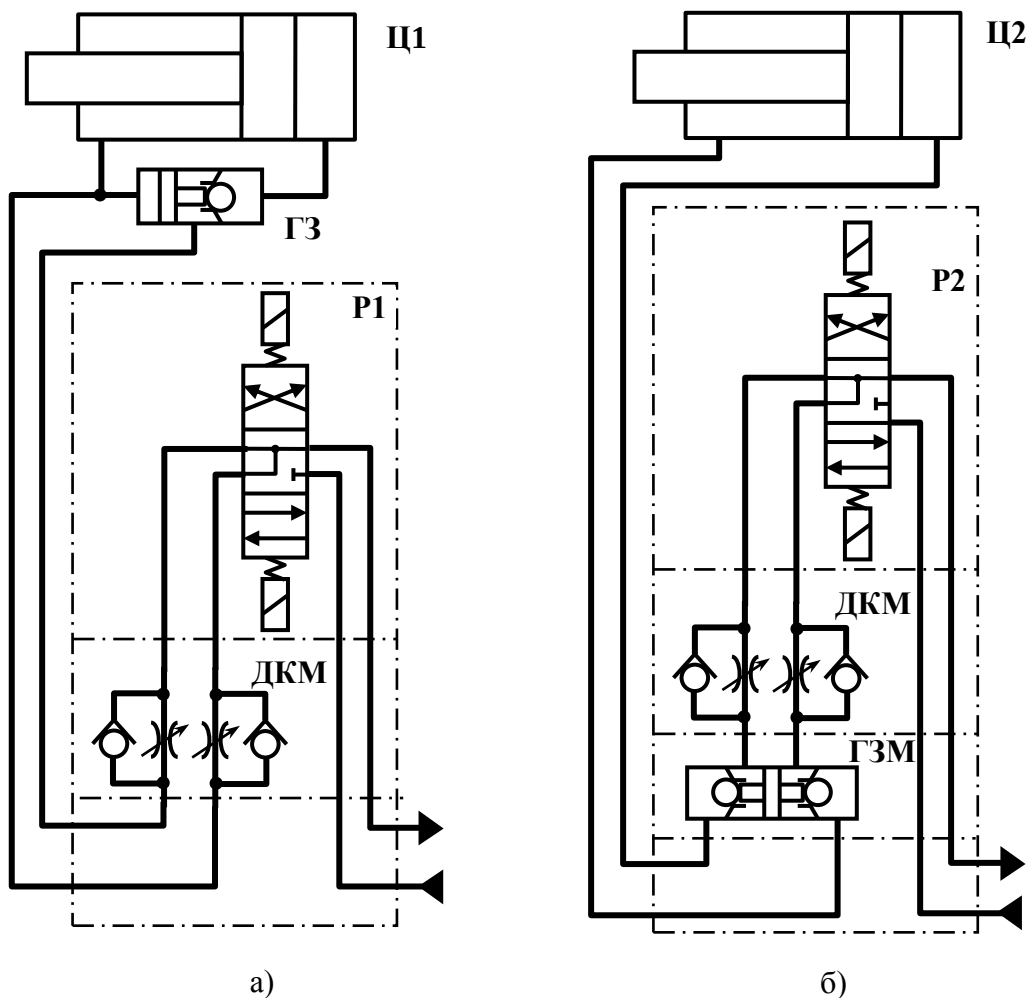


Рисунок 3.13 – Схеми гідропривода переміщення із застосуванням одностороннього (а) та двостороннього (б) гідрозамків

ЦГ через дросель ДР1, що регулює подачу. Прискорений рух подачі на зворотному ходу забезпечується проходженням масла через зворотний клапан КЗ1. Компенсація об'єму масла через різницю площ поршня гідроциліндра досягається шляхом застосування у гідроциліндрі другого поршня, підтиснутого пружиною. Основною умовою забезпечення роботоздатності конструкції є досягнення високого ступеня герметичності деталей гідроциліндра, особливо за зовнішніми витоками.

У зв'язку з підвищенням вимог до точності оброблення, збільшенням швидкостей і прискорень переміщення робочих органів верстатів стали широко застосовувати пристрої гідравлічного врівноважування замість противаг у вигляді металевих або бетонних вантажів, що застосовувались раніше. Для верстатів малих та середніх розмірів застосовують схему керування тиском у гідроциліндрі врівноважування ЦВ за допомогою клапана врівноважування КТВ типу ПГ57-6, який поєднує властивості редукційного та переливного клапанів (рисунок 3.15,а). Під час зупинки або руху рухомого вузла уверх клапан працює як редукційний, знижуючи до

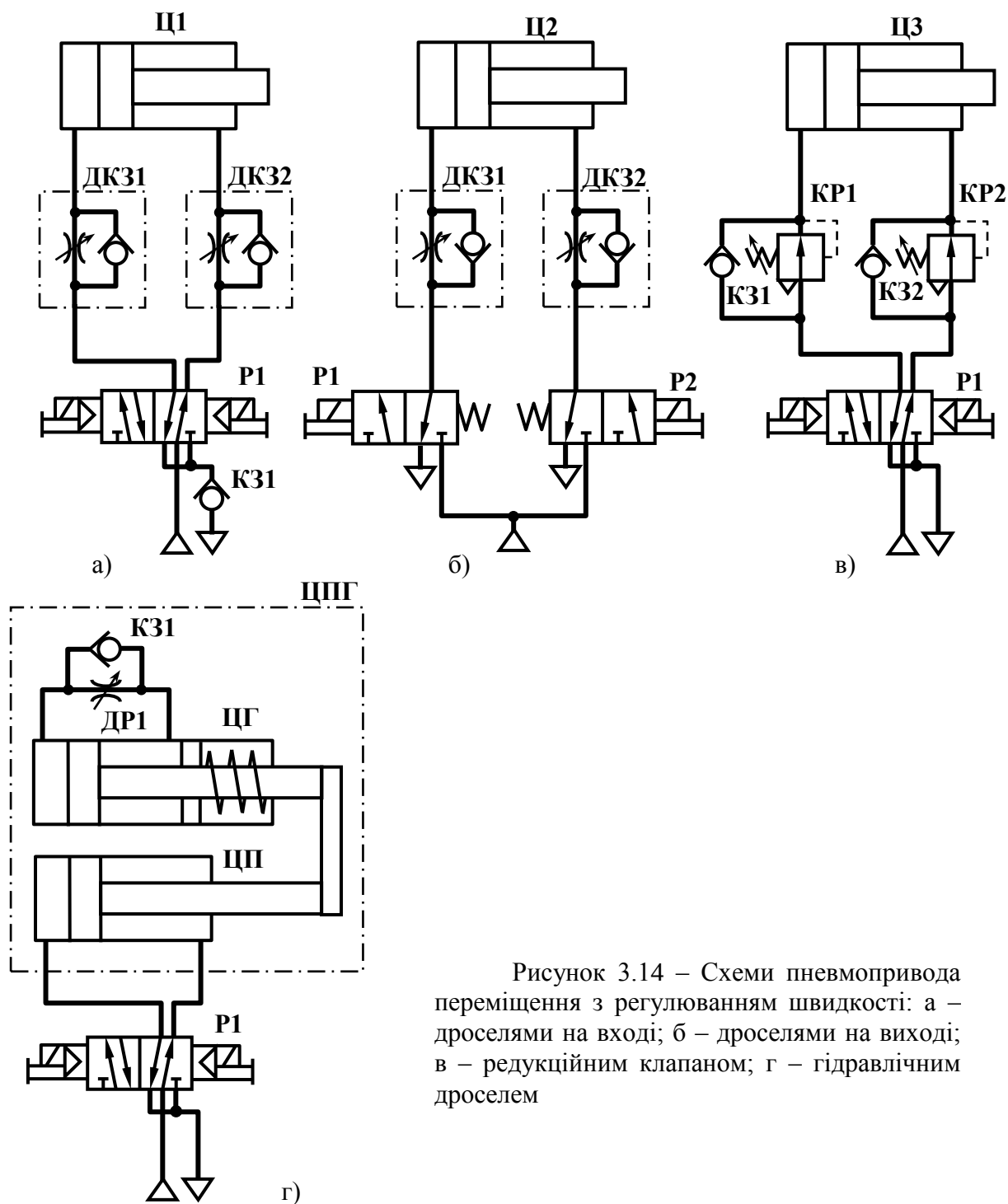


Рисунок 3.14 – Схеми пневмопривода переміщення з регулюванням швидкості: а – дроселями на вході; б – дроселями на виході; в – редукційним клапаном; г – гідравлічним дроселем

необхідного значення тиск у гідроциліндрі врівноважування, що визначається настроюванням клапана. Під час руху вузла донизу клапан працює як переливний, підтримуючи з незначним відхиленням настроєний тиск і перепускаючи у лінію зливу масло, що витісняється з циліндра врівноважування.

Для скорочення непродуктивних втрат під час витискання робочої рідини і забезпечення практично будь-яких швидкостей переміщення робочих органів застосовують систему врівноважування з гідроаккумулятором

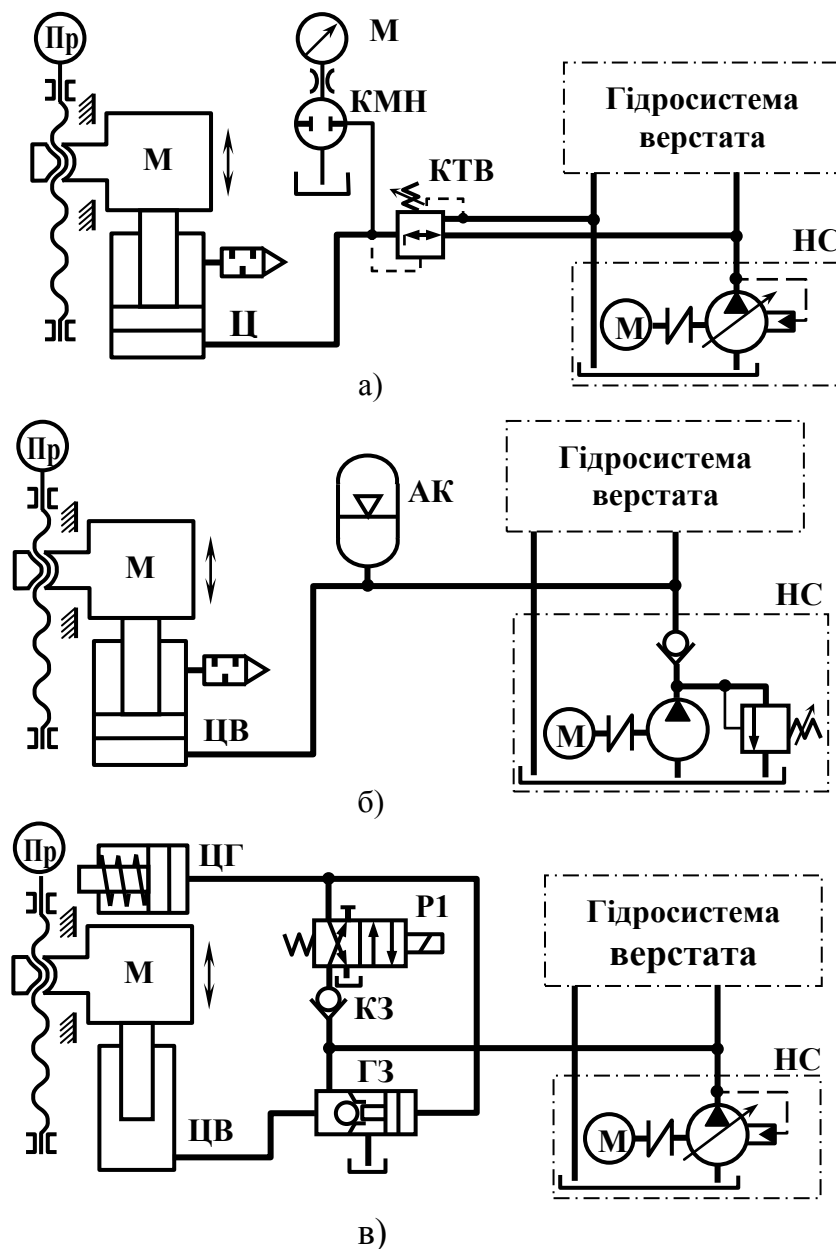


Рисунок 3.15 – Схеми гідравлічного врівноважування із застосуванням клапана тиску (а), акумулятора (б), регульованого насоса (в)

(рисунок 3.15,б). Заповнення і витискання масла з циліндра врівноважування за цією схемою забезпечується відповідним витисканням і заповненням маневрового об'єму акумулятора при незначній зміні тиску у гідросистемі (не більше 1,0...1,5 МПа), що забезпечує нормальну роботу привода вертикального переміщення та гідросистеми верстата. Застосування схеми з акумулятором є найбільш простим, економічним і ефективним способом врівноважування, з невеликими (до 1 л) об'ємами заповнення циліндрів врівноважування. Більші об'єми заповнення для збереження незначної зміни тиску у гідросистемі вимагають застосування акумуляторів зі значними конструктивним об'ємом, габаритами та масою. У цих випадках ефективно, особливо для верстатів великих розмірів, використовувати

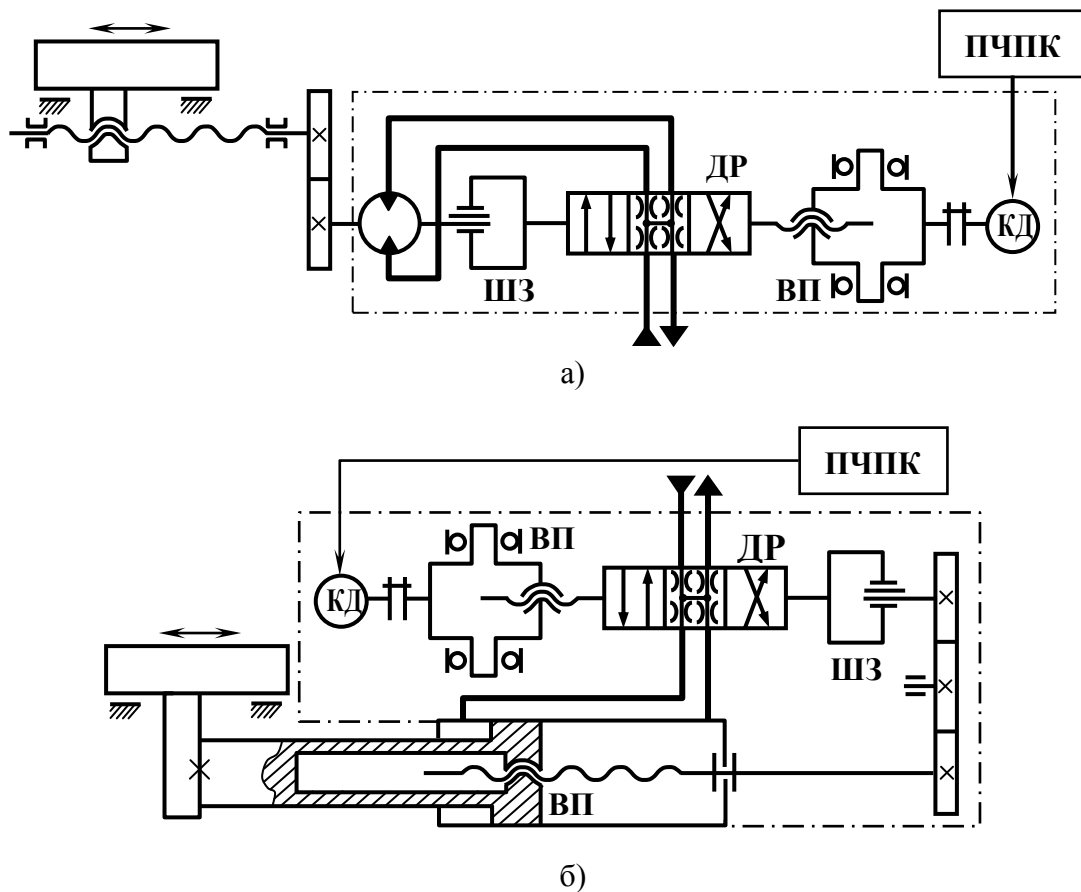


Рисунок 3.17 – Схеми ротаційного (а) і лінійного (б) електрогідравлічних крокових приводів

переміщення і необхідний закон гальмування залежать від регулювань у блоці керування **БК**. У порівнянні з іншими схемами значно спрощується конструкція привода, забезпечуються легкодоступність і зручність регулювання його параметрів.

Застосування пропорційного керування може бути ефективним у розв'язанні задач врівноважування, особливо коли в залежності від положення робочого органу сила врівноважування повинна регулюватися (рисунок 3.16,б). У цьому випадку зміна навантаження на привод в залежності від кута повороту платформи (або маси встановленого виробу) призводить до зміни струму у приводному електродвигуні. Ця зміна струму за допомогою пристрою перетворення **ПП** у вигляді відповідного електричного сигналу через блок керування **БК** передається на пропорційний електромагніт спеціального клапана врівноважування **КВП**. Як такий клапан з невеликими доробками можна використовувати клапан врівноважування, що випускається серійно, типу ПГ57-6 (рисунок 3.15,а). У нього замість механізму ручного регулювання встановлюють пропорційний електромагніт, за допомогою якого змінюють тиск у циліндрі врівноважування до значення, обумовленого мінімальним навантаженням на привод. Якщо привод похилого столу керується від ПЧПК, то як вхідний

сигнал можна використовувати похибку неузгодженості, забезпечуючи регулюванням тиску у циліндрі її мінімальне значення.

Застосування гідроапаратів із пропорційним керуванням особливо ефективно у системах із значною кількістю виконавчих двигунів. Однак за швидкодією, коефіцієнтом підсилення, чутливістю та іншим параметрам регульовальної характеристики ці апарати поступаються підсилювачам потужності дроселюванням. Останні застосовують у слідкуючих електрогідравлічних приводах з керуванням від ПЧПК, коли потрібна висока точність позиціонування.

На рисунку 3.17,а показана схема *ротаційного (rotary)* електрогідравлічного *крокового (foot-pace)* привода ЕГКП типу Э32П8-2, що одержав широке поширення у верстатобудуванні завдяки освоєному серійному виробництву, простоті конструкції, налагодження та експлуатації. У цьому приводі обертання крокового двигуна **КД** через прецизійну гвинтову передачу **ГП** дроселювальний розподільник **ДР** одержує осьовий зсув. Потік масла повертає вал гідромотора у тому ж напрямку, у якому обертається вал **КД**. Через шліцьове з'єднання **ШЗ** та гвинтову передачу **ГП** дроселювальний розподільник **ДР** повертається у вихідне положення, після чого обертання гідромотора припиняється. Принцип дії лінійних ЕГКП (рисунк 3.17,б) той же, що і ротаційних ЕГКП. Однак тут як гідродвигун використовується гідроциліндр, у якому лінійне переміщення поршня через несамогальмівну гвинтову передачу **ГП** перетворюється у відповідний кут повороту гвинта, що забезпечує через зубчасту передачу зворотний зв'язок за положенням дроселювального розподільника **ДР**. Оскільки кутова дискрета ЕГКП (кут повороту вала на один імпульс) складає $1,5^\circ$, то відстань, на яку переміщується виконавчий орган, визначається числом поданих на вхід ЕГКП імпульсів, а швидкість переміщення – частотою їхнього проходження. ЕГКП мають обмеження за максимальною частотою імпульсів до 8 кГц, що для лінійної дискрети переміщення 0,005 мм обмежує максимальну швидкість руху робочих органів до 2,4 м/хв, тоді як для сучасних верстатів потрібні швидкості 10...12 м/хв.

Обмеження за швидкістю відсутні в електрогідравлічному слідкуючому приводі з дросельним регулюванням, побудованому за схемою, показаною на рисунку 3.18,а. Відповідно до цієї схеми переміщення виконавчого органу верстата задається від ПЧПК, у якому при порівнянні сигналу, що задається, та сигналу від датчика зворотного зв'язку (**ДЗЗ**) формується у аналоговому вигляді сигнал неузгодженості (похибки) ΔU . Цей сигнал перетворюється у підсилювачі постійного струму (**ППС**) у струм керування, що надходить в обмотки електрогідравлічного підсилювача потужності (**ПЕГ**), що керує обертанням гідромотора **ГМ**, а отже, переміщеннями виконавчого органу у сторону зменшення сигналу неузгодженості. Досягнення необхідних статичних та динамічних характеристик привода визначається його коефіцієнтом підсилювання за

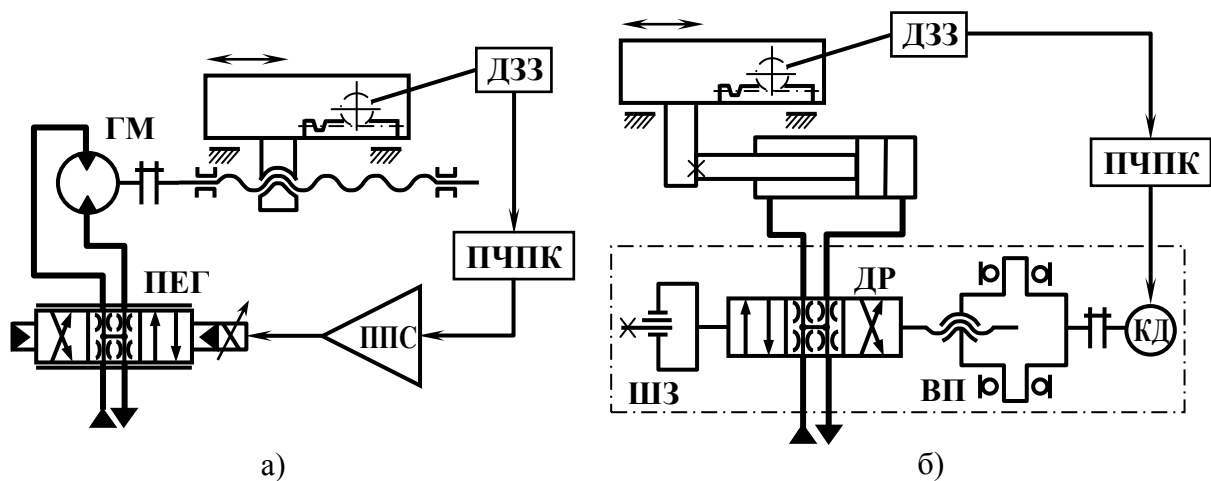


Рисунок 3.18 – Схеми електрогідравлічних слідкуючих приводів з дросельним регулюванням (а) і широкодіапазонного цифрового крокового привода (б)

швидкістю і вибором типу коригувального впливу, що реалізуються відповідними регулюваннями ППС. Динамічні якості привода значною мірою залежать також від динамічних характеристик механічних вузлів верстата, особливо коли для підвищення точності зворотним зв'язком за положенням охоплюється сам виконавчий орган. Максимальна швидкість переміщення за умови компенсації швидкісної помилки у ПЧПК залежить тільки від вибору відповідних типорозмірів гідродвигуна та підсилювача потужності.

Створені широкодіапазонні приводи нового покоління зі зворотним зв'язком за положенням (рисунок 3.18,б). У такому приводі використовують стандартний вузол керування з кроковим двигуном, у якому шліцьова втулка ШЗ закріплена, а тому кроковий двигун КД не обертається, а лише повертається на визначений кут, пропорційний швидкості руху. Така будова привода забезпечує високу надійність наскрізної передачі керуючих сигналів цифрової форми з виходом на кроковий двигун та дозволяє для точності переміщення до 0,01 мм досягати максимальну швидкість 50...60 м/хв, яка обмежується лише допустимою частотою зчитування інформації вимірювальною системою.

3.6 Дросельне регулювання швидкості гідродвигуна

Регулювання швидкості руху за рахунок зміни опору називають дросельним. За місцем встановлення дроселя щодо виконавчого органу розрізняють дросельне регулювання на вході (рисунок 3.19, а), на виході (рисунок 3.19, б), у паралель (рисунок 3.19, в) і дросельно-диференціальне регулювання (рисунок 3.19, г).

Рівняння сил, що діють на поршень силового циліндра, можна записати у такому вигляді:

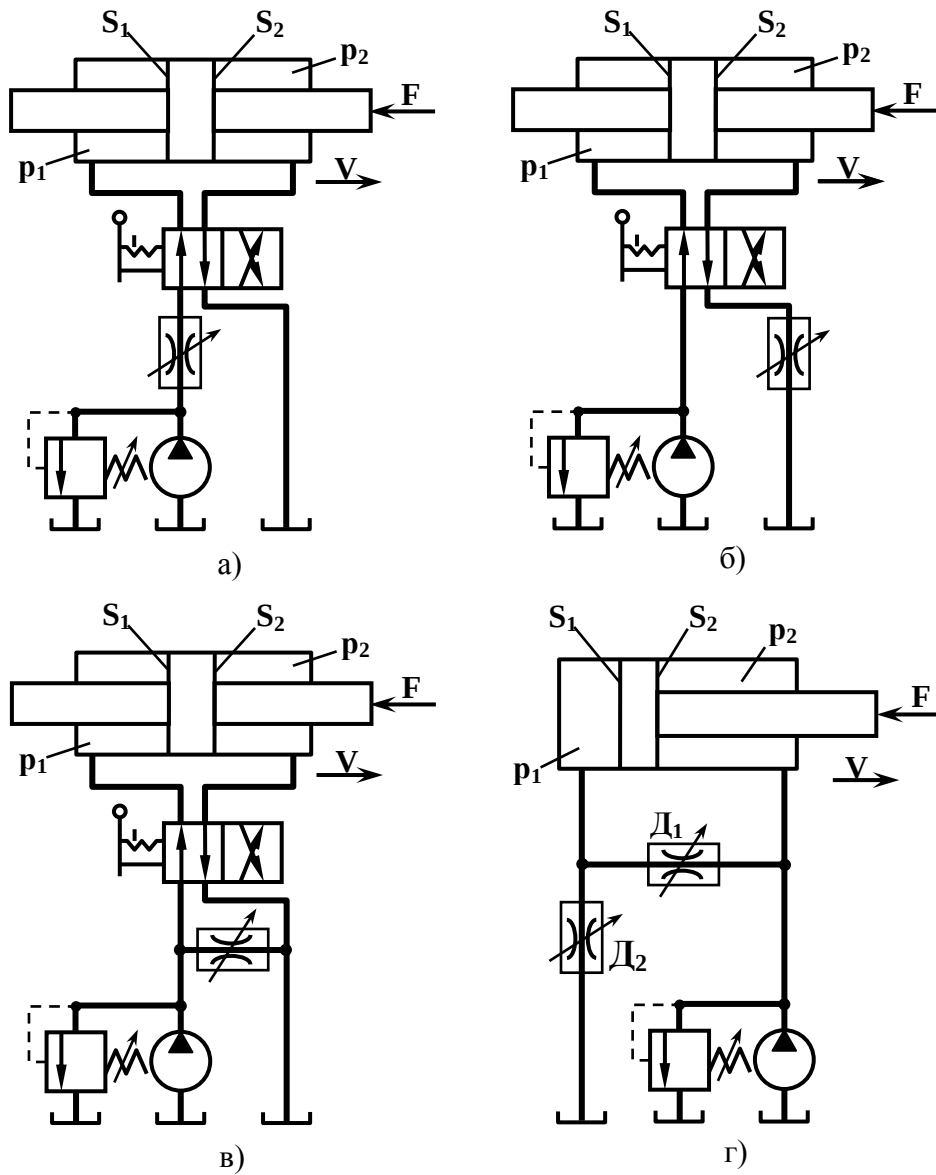


Рисунок 3.19 – Схеми дросельного регулювання швидкості: а – на вході; б – на виході; в – у паралель; г – дросельно-диференціальне

$$p_1 S_1 = p_2 S_2 + F(t) + m\dot{v} + F_{тр} \text{sign} v + F_v v, \quad (3.8)$$

де v – швидкість переміщення поршня.

Рівняння потоків для відповідного встановлення дроселів можуть бути записані у такому вигляді:

$$Q_d = S_1 v + \sum k(p_1 - p_2) + \frac{W_1}{E} p_1; \quad (3.9)$$

$$Q_d = S_2 v + \sum k(p_1 - p_2) - \frac{W_2}{E} p_2; \quad (3.10)$$

$$Q_H - q_H = S_1 v + Q_d + \sum k(p_1 - p_2) + \frac{W_1}{E} p_1; \quad (3.11)$$

$$Q_{d2} = Q_{d1} + S_1 v + k_u(p_1 - p_2) + \frac{W_1}{E} p_1; \quad (3.12)$$

где Q_d – потік, що проходить через дросель,

$$Q_d = \mu S_{др. max} \varepsilon \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_6)};$$

μ – коефіцієнт витрати;

$S_{др. max}$ – прохідний переріз дроселя;

ε – параметр регулювання, дорівнює відношенню поточного значення відкриття дроселя до найбільшого;

ρ – густина рідини;

p_a, p_6 – тиск рідини до дроселя і після нього;

$\sum k = k_{ц} + k_a$ – сумарний коефіцієнт витоків у циліндрі $k_{ц}$ і апаратурі k_a ;

W_1, W_2 – об'єми робочих порожнин та об'єми під'єднаних до дроселя ліній.

Якщо з рівнянь сил і потоку отримати сталу швидкість руху силового поршня, то коли $S_1 = S_2$ і нехтуючи силами тертя, характер зміни швидкості сталого руху для дросельного регулювання на вході буде таким же, як і для регулювання на виході (рисунок 3.20). З точки зору статичних характеристик обидва варіанти встановлення дроселів рівноцінні. Проте, якщо навантаження змінює свій знак, то перевагу слід віддати дросельному регулюванню на виході. Оскільки розчинене у мінеральному маслі повітря має великий вплив на динамічні характеристики системи в умовах роботи з невеликими тисками, бажано не допускати тиск у робочих порожнинах нижче 0,5 МПа.

Якщо швидкість руху регулюється за допомогою дроселів, змонтованих на вході або виході гідравлічних виконавчих органів, споживана системою потужність найбільша, тому незалежно від навантаження насос працює з найбільшим тиском.

Характер зміни швидкості руху у сталому режимі при регулюванні дроселем, увімкненим паралельно виконавчому органу, показано на рисунку 3.21. Споживана системою потужність у цьому випадку залежить від навантаження, оскільки тиск у напірній порожнині насоса також залежить від навантаження.

Дросельно-диференціальне регулювання швидкості дозволяє змінити швидкість руху виконавчого органу як за величиною, так і напрямком. На рисунку 3.22,а показано характер зміни швидкості руху за допомогою дроселя D_1 (рисунок 3.19) при постійному відкритті дроселя D_2 . За рахунок величини відкриття дроселя D_1 можна забезпечити переміщення штока диференціального циліндра як у прямому, так і у протилежному напрямі. Із збільшенням навантаження швидкість руху зменшується.

Зміну швидкості руху штока цього циліндра можна отримати і за рахунок зміни прохідного перерізу дроселя D_2 при постійному відкритті дроселя D_1 (рисунок 3.22,б). При цьому збільшення навантаження супроводжується зменшенням швидкості v_0 .

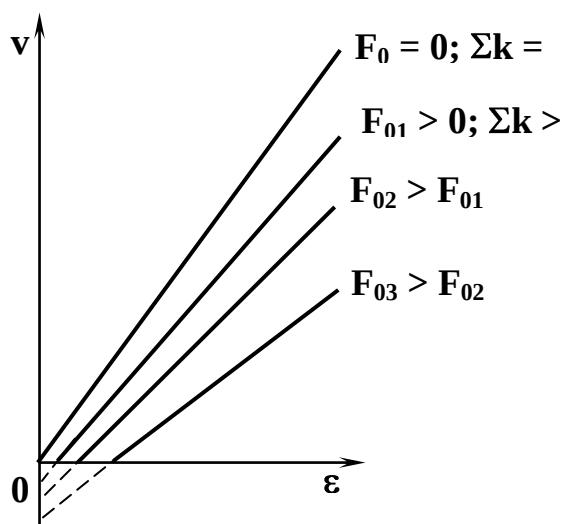


Рисунок 3.20 – Статичні характеристики дросельного регулювання на вході та виході

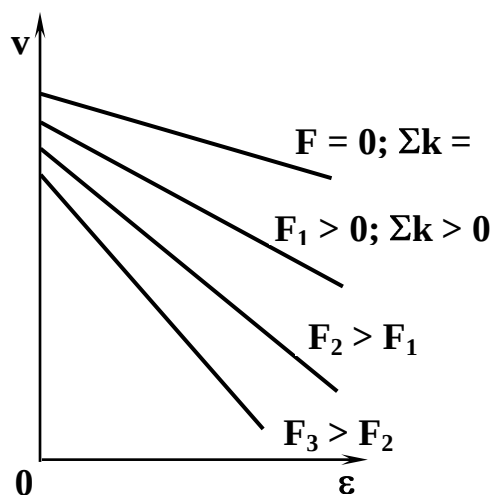
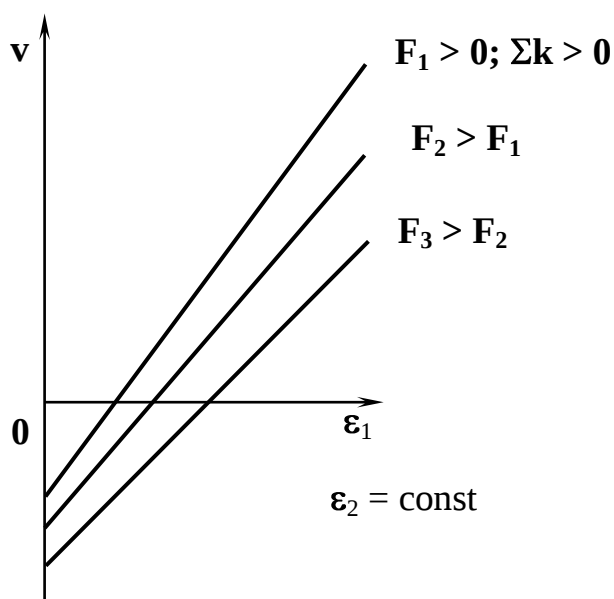
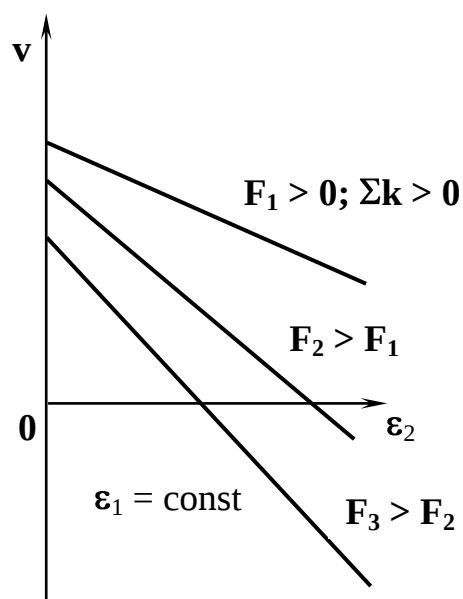


Рисунок 3.21 – Статичні характеристики дросельного регулювання з дроселем у паралель



а)



б)

Рисунок 3.22 – Статичні характеристики для дросельно-диференціального регулювання при постійному відкритті дроселя D_2 (а) або дроселя D_1 (б) (рисунок 3.19)

Швидкість руху поршня диференціального циліндра під деяким постійним навантаженням змінюється залежно від зміни параметрів регулювання обох дроселів. Споживана потужність при дросельно-диференціальному регулюванні швидкості не залежить від навантаження і так, як при дросельному регулюванні на вході і виході, найбільша.

3.7 Вихідні дані і порядок розроблення гідропневмосхем

Розроблення гідравлічних та пневматичних схем верстата варто починати з аналізу технічного завдання. Цей документ складає провідний розроблювач верстата. Він закладає у технічне завдання усі загальні характеристики верстата, його гідропневмосистеми, а також усі параметри і вимоги як до елементів та умов їх роботи, так і до систем керування та контролю:

- призначення, загальний опис роботи та функціональне компонування механічних, гідравлічних та електричних вузлів верстата;
- передбачуване розміщення на верстаті гідравлічних та пневматичних двигунів, насосної установки, панелей з гідропнеumoаппаратурою, загальні принципи виконання гідропневмомагістралей;
- повний перелік споживачів гідравлічної та пневматичної енергії з вказанням для кожного двигуна діаметрів поршня і штока, довжини ходу, швидкостей переміщення та частот обертання, довжини шляху та часу розгону і гальмування, приведеного до двигуна максимального навантаження;
- бажані способи регулювання параметрів (механічне ручне, з пульта керування, від ПЧПК та ін.), число регулювань параметрів, необхідний діапазон швидкостей, точність регулювання та якість перехідних процесів;
- перелік блокувань, що запобігають несумісним і небезпечним рухам виконавчих органів, у тому числі під час аварійних режимів роботи верстата (згоряння обмотки електромагніту, раптове вимкнення електроенергії, розрив трубопроводу та ін.);
- перелік засобів контролю параметрів, діагностики технічного стану та індикації несправностей гідропневмосистем верстата;
- циклограму роботи верстата з вказанням найменування переходів, послідовності роботи гідропневмодвигунів, вмикання та вимикання електромагнітів розподільників, спрацьовування кінцевих вимикачів, реле тиску та інших пристроїв;
- вимоги до рівня шуму, вібрації, температури навколишнього середовища та умов експлуатації.

Ознайомившись з технічним завданням, розроблювач гідропнеumoобладнання верстата аналізує конструкцію та параметри виконавчих двигунів та визначає два найважливіших енергетичних параметра гідропневмосистеми: номінальний тиск і максимальні витрати.

Номінальний рівень тиску у гідросистемі визначається необхідною силою (моментом), вимогами до габаритних розмірів виконавчих двигунів, можливостями елементної бази гідропривода. Більшість елементів

гідропривода розраховані на максимальний тиск 25...32 МПа і тільки деякі елементи – на 6...16 МПа (лопатеві насоси, гідромотори типу Г15, гідроциліндри). Підвищувати тиск доцільно з точки зору зменшення габаритних розмірів та маси гідравлічних пристроїв, зниження трудомісткості виготовлення трубопроводів за рахунок зменшення прохідних перерізів. Зменшення робочого тиску збільшує ресурс роботи гідропривода та підвищує можливості забезпечення необхідної герметичності. Із врахуванням цього для гідроприводів верстатів можна рекомендувати номінальний тиск 8...10 МПа, а для незначних навантажень на привод та використанні більш дешевих елементів і пристроїв – 5...6 МПа. Номінальний тиск у пневмосистемах залежить від тиску у виробничій пневмомережі і звичайно складає 0,4...0,6 МПа.

Вибраний номінальний тиск в залежності від конструктивних параметрів виконавчих двигунів (діаметрів поршня та штока, робочого об'єму гідромотора) визначає максимальну силу (момент), що створюється виконавчим двигуном, яка повинна бути більша від зусилля (моменту) приведенного до виконавчого двигуна загального навантаження:

$$F_{\max} \geq F_{\text{ін}} + F_{\text{тр}} + F_{\text{к}} ; \quad (3.13)$$

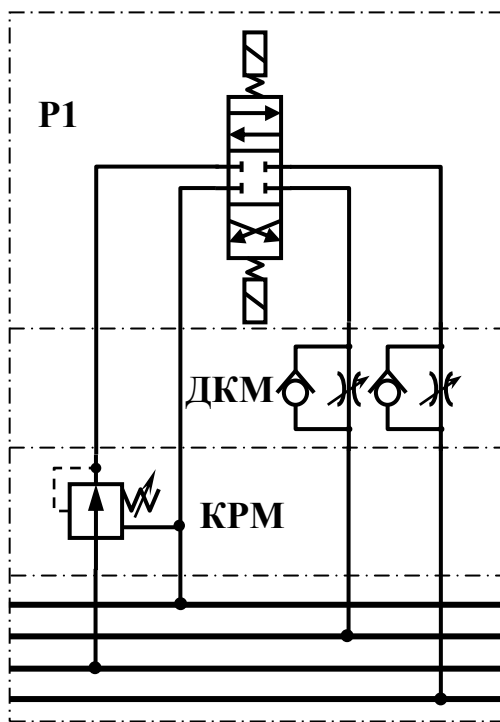
$$M_{\max} \geq M_{\text{ін}} + M_{\text{тр}} + M_{\text{к}} ; \quad (3.14)$$

де $F_{\text{ін}}$ ($M_{\text{ін}}$), $F_{\text{тр}}$ ($M_{\text{тр}}$), $F_{\text{к}}$ ($M_{\text{к}}$) – відповідно приведені сили (моменти) інерції, тертя у робочих органах верстата, корисного навантаження.

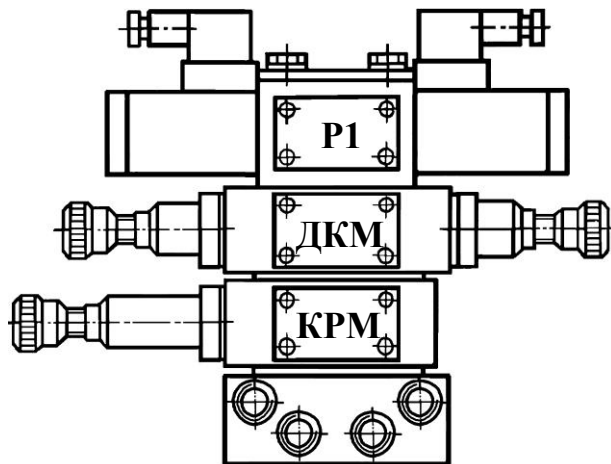
Максимальна сила (момент) на виконавчому двигуні повинна на 10...20 % перевищувати силу (момент) від зовнішнього навантаження. Якщо різниця між цими силами значна, необхідно поставити питання перед провідним розроблювачем верстата про відповідні зміни конструктивних параметрів виконавчих двигунів. Зменшення максимальної сили двигунів шляхом зниження робочого тиску хоча і можливо, але небажано, тому що вимагає введення додаткового регулювального елемента (редукційного клапана), що погіршує енергетичні характеристики системи.

Для визначення максимальної подачі робочої рідини у гідросистему або стисненого повітря у пневмосистему для кожного з виконавчих двигунів в залежності від необхідної швидкості переміщення визначають максимальну витрату. За циклограмою роботи верстата визначають число одночасно працюючих двигунів і підсумовують значення їх максимальних витрат. Найбільше з усіх отриманих значень збільшують на 10...15% для компенсації витоків і отримують максимальну подачу рідини (стисненого повітря).

Значення номінального тиску та максимальної подачі рідини (повітря) визначають енергетичні характеристики гідропневмосистеми верстата і з урахуванням характеру роботи споживачів є основним критерієм для вибору параметрів насосної установки та пристроїв підготовки повітря.



а)



б)

Рисунок 3.23 – Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) функціонального блока з одностороннім розташуванням модульної гідроапаратури

Схеми керування виконавчими двигунами розробляють відповідно до вимог технічного завдання на основі підбору необхідної гідропневмоапаратури за її функціональним призначенням та умовним проходом. Для скорочення довжини трубопроводів і зменшення їхнього числа апаратуру рекомендується групувати у функціональні блоки, розташовуючи їх поблизу виконавчих двигунів верстата. Розташування гідропанелей на насосній установці забезпечує мінімум зовнішніх витоків, зручність регулювання та обслуговування, але доцільно тільки для досить простих гідросистем. Однією із сучасних тенденцій розвитку гідропривода є використання модульної гідроапаратури, що має дві стикувальні площини для гідроапаратів. З таких модулів складають односторонні (рисунок 3.23) та двосторонні (рисунок 3.24) функціональні блоки. Літерами, що вибиваються на площинах плит поруч із приєднувальними отворами, звичайно позначають: **Р** – підвід тиску, **Т** – злив, **А** и **В** – приєднання до виконавчого двигуна. Такий спосіб монтажу до мінімуму скорочує число трубопроводів, зменшує габаритні розміри та гідравлічні втрати у з'єднувальних магістралях, а саме головне – стає можливим замінити усю численну номенклатуру оригінальних гідропанелей декількома уніфікованими плитами. Все це скорочує час проектування, з'являється можливість ефективного застосування САПР, зменшується ймовірність

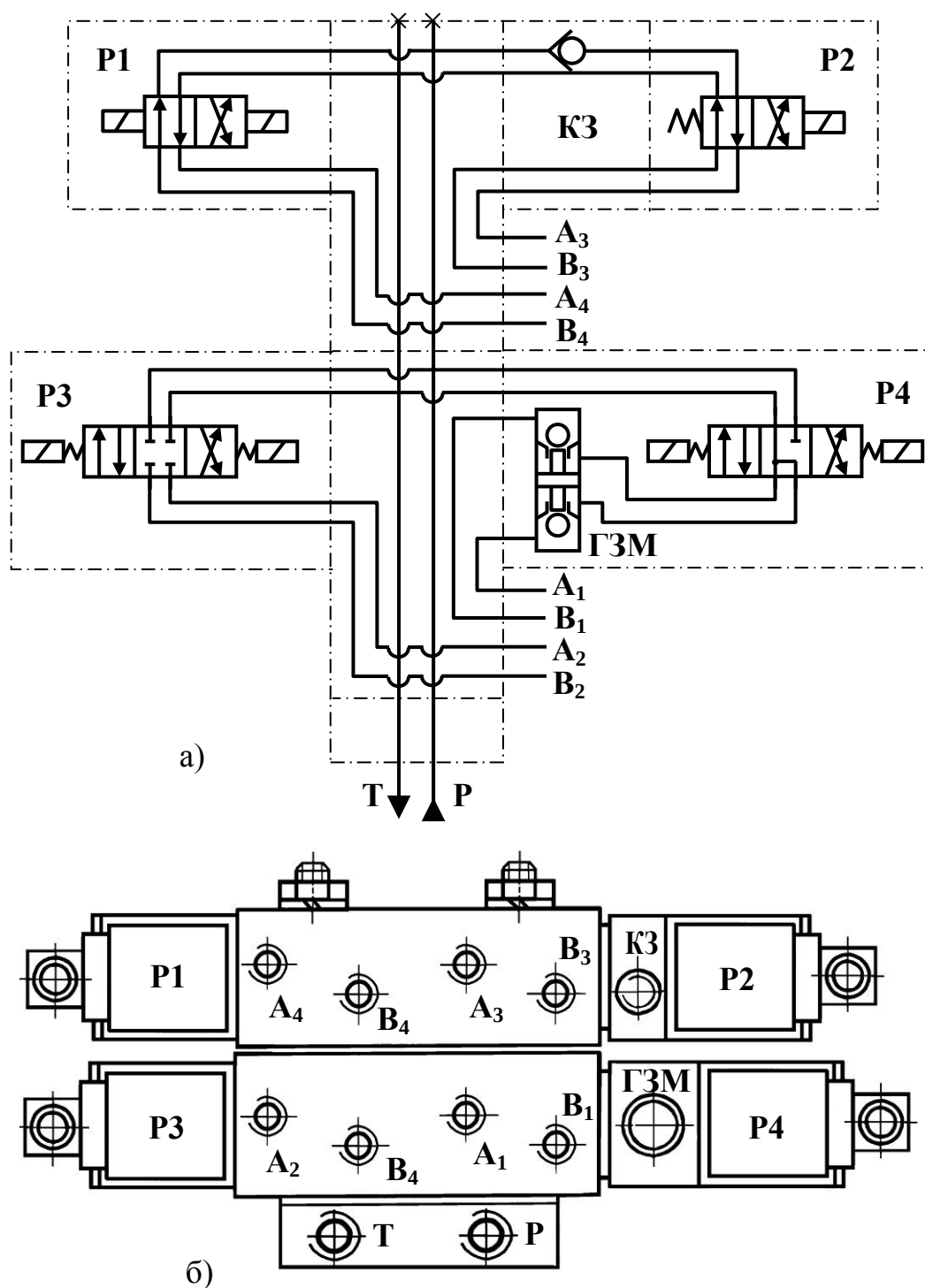


Рисунок 3.24 – Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) функціонального блока з двостороннім розташуванням модульної гідроапаратури

помилки під час проектування та виготовлення, спрощуються монтаж і налагодження гідросистеми.

Під час проектування пневмосистем верстатів варто прагнути також до скорочення номенклатури елементів, до забезпечення заданих технічних показників з мінімальним числом регулювань, віддавати перевагу уніфікованим і комплектуючим виробам, що випускаються серійно, перевіреним та надійним технічним рішенням.

3.8 Розрахунок гідравлічної системи верстата

Виходячи з функціонального призначення кожного виконавчого органу верстата, необхідно перш за все визначити корисне навантаження, яке повинен долати проєктований привод, і бажаний закон додання цього навантаження, тобто початковими умовами для розрахунку гідравлічної системи є статичні, динамічні та інші навантаження, а також величина переміщення у функції часу або зміна швидкості чи прискорення у часі тощо.

Вибір гідравлічного виконавчого органу (гідромотора, силового циліндра) залежно від навантаження та необхідного закону роботи виконавчого органу верстата показаний на прикладі привода механізму автоматичної заміни інструменту. Після вибору для кожного механізму верстата гідравлічних виконавчих органів (гідромоторів, силових циліндрів) і структури їх систем керування для забезпечення необхідного закону переміщення цих органів стають відомими не тільки геометричні параметри гідравлічних виконавчих органів (робочий об'єм моторів, діаметри циліндрів і штоків, довжина ходу тощо), але і компоновка механізмів верстата та об'єкта в цілому. Тому орієнтовно можна оцінити протяжність гідравлічних ліній до кожного гідродвигуна або силового гідроциліндра і намітити місцеві опори у лініях (місця під'єднання апаратури, зміни напрямку ліній тощо). На цьому етапі є можливість уточнити сили опору не тільки за рахунок сил тертя у механічній частині пристроїв верстата, але і в ущільненнях гідравлічних органів, а також втрати тиску у гідравлічних лініях на апаратурі, місцевих опорах та по довжині лінії.

Нижче наведено порядок попереднього розрахунку гідравлічної системи верстата.

1. Визначення корисного перепаду тиску у порожнинах кожного гідравлічного виконавчого органу:

а) для силових гідроциліндрів

$$\Delta p_{\text{кор}} = \frac{F_{\text{max}}}{S_1}, \quad (3.15)$$

де $\Delta p_{\text{кор}} = p_1 - p_2$ – для простих циліндрів;

$$\Delta p_{\text{кор}} = p_1 - p_2 \frac{S_2}{S_1} \text{ – для диференціальних циліндрів;}$$

p_1 та p_2 – тиск відповідно у напірній та зливній порожнинах циліндра;

S_1 та S_2 – робочі площі поршня у напірній та зливній порожнинах циліндра;

F_{max} – найбільше можливе навантаження на штоку циліндра;

б) для моментного гідроциліндра

$$\Delta p_{\text{кор}} = \frac{M_{\text{кр max}}}{b(R-r)z}, \quad (3.16)$$

де $M_{\text{кр max}}$ – найбільший крутний момент на валу;

b – ширина лопатки;

R і r – радіуси статора і ротора;

z – число робочих камер;

в) для гідромотора

$$\Delta p_{\text{кор}} = \frac{2\pi M_{\text{кр max}}}{V_M}, \quad (3.17)$$

де V_M – найбільший робочий об'єм гідромотора.

2. Визначення корисної витрати робочого середовища у порожнині кожного гідравлічного виконавчого органу:

а) для силових гідроциліндрів зворотно-поступального руху

$$Q_{\text{кор}} = S_1 V_{\text{max}}, \quad (3.18)$$

де V_{max} – найбільша швидкість руху поршня силового циліндра;

S_1 – робоча площа у напірній порожнині циліндра;

б) для моментного гідроциліндра

$$Q_{\text{кор}} = \frac{\pi}{360} b(R^2 - r^2) \frac{\alpha}{t}, \quad (3.19)$$

де α – кут повороту вала моментного циліндра за час t ;

в) для гідромотора

$$Q_{\text{кор}} = V_M n_{\text{max}}, \quad (3.20)$$

де n_{max} – найбільша частота обертання вихідного вала гідромотора.

3. Оцінювання втрат тиску у зливній і напірній лініях кожного гідравлічного виконавчого органу:

$$\Delta p_z = \Delta p_{\text{т.з}} + \Delta p_{\text{м.з}} + \Delta p_{\text{ан.з}}; \quad (3.21)$$

$$\Delta p_n = \Delta p_{\text{т.н}} + \Delta p_{\text{м.н}} + \Delta p_{\text{ан.н}}; \quad (3.22)$$

де Δp_z , Δp_n – сумарні втрати у зливній і напірній лініях, що пов'язують насосну станцію з даним мотором або циліндром;

$\Delta p_{\text{т.}}$, $\Delta p_{\text{м.}}$, $\Delta p_{\text{ан.}}$ – втрати тиску від подолання сил тертя, місцевих опорів і апаратури у відповідних лініях.

Втрати тиску на подолання тертя по довжині трубопроводу залежать від характеру потоку, довжини та діаметра трубопроводу, а також швидкості потоку. Бажано, щоб середня швидкість потоку не перевищувала у всмоктувальних лініях 1,2 м/с; у зливних 2 м/с; у напірних 3...5 м/с для тиску 2,5...10 МПа та 8...10 м/с для тиску вище 15 МПа. Внутрішній діаметр d трубопроводу визначають залежно від вибраної середньої швидкості V і величини потоку Q :

$$d \geq 2\sqrt{Q/(\pi V)} . \quad (3.23)$$

Втрата тиску, що витрачається на подолання сил тертя по довжині трубопроводу:

$$\Delta p_T = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma , \quad (3.24)$$

де L , d – довжина та діаметр трубопроводу;

λ – коефіцієнт опору тертя: для ламінарного потоку у металевих трубах $\lambda = (64...75)/Re$, у гумових шлангах $\lambda = (75 \div 85)/Re$, для турбулентного потоку $\lambda = 0,316 Re^{-0,25}$;

$Re = 4Q/(v\Pi)$ – число Рейнольдса (Π – периметр перерізу труби; v – кінематична в'язкість рідини);

γ – питома вага рідини.

Втрати тиску на подолання місцевих опорів визначається через сумарний коефіцієнт місцевих опорів від швидкісного напору:

$$\Delta p_M = \sum \xi \frac{V^2}{2g} \gamma , \quad (3.25)$$

де $\sum \xi$ – сумарний коефіцієнт місцевих втрат.

Коефіцієнти місцевих втрат для мінеральних масел та води вважають однаковими і значення їх беруть з довідників.

Втрата тиску під час проходження рідини через апаратуру береться з каталогів на апаратуру. Орієнтовно можна приймати такі величини втрати тиску: на зворотних клапанах 0,05 МПа; фільтрах 0,05...0,15 МПа; теплообмінниках 0,15...0,2 МПа; клапанах постійної різниці тиску 0,25...0,8 МПа; реверсивних розподільниках 0,3 МПа.

4. Визначення найбільшого тиску, який необхідно створити на вході системи керування кожного гідравлічного виконавчого органу:

а) для простих циліндрів, моторів, моментних циліндрів

$$p_{роб} = \Delta p_M + \Delta p_{кор} + \Delta p_3 ; \quad (3.26)$$

б) для диференціальних циліндрів

$$p_{роб} = \Delta p_M + \Delta p_{кор} + \Delta p_3 \frac{S_2}{S_1} . \quad (3.27)$$

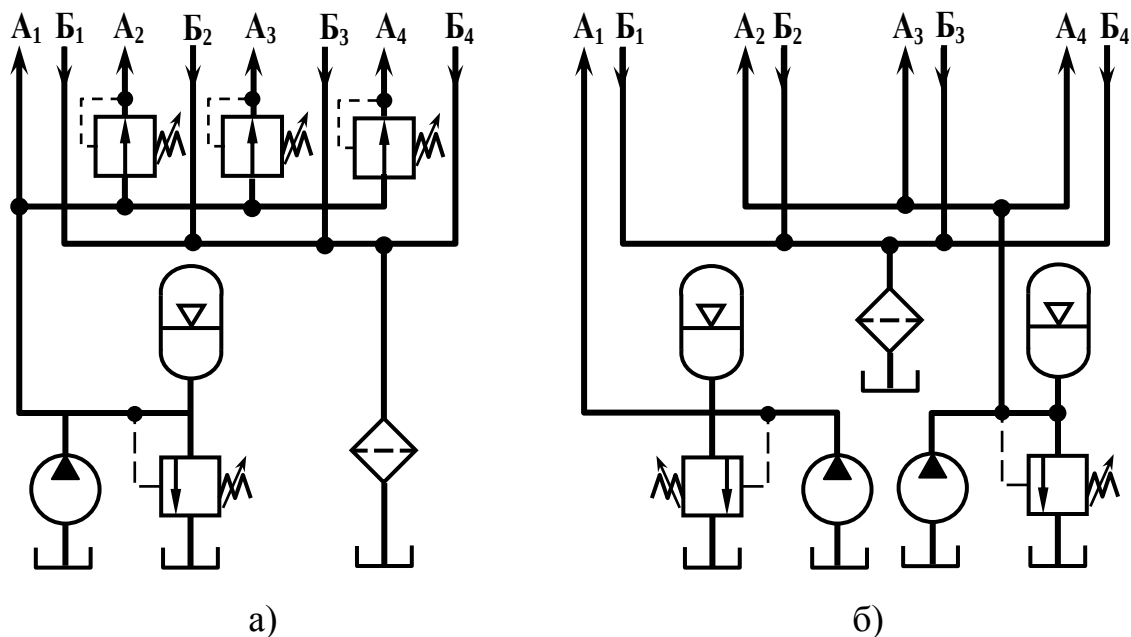


Рисунок 3.25 – Принципові гідрравлічні схеми можливих варіантів насосних станцій

Якщо передбачається застосувати одне джерело енергії, то із знайдених значень найбільшого робочого тиску вибирають максимальне, за яким настраюють запобіжний клапан з деяким запасом:

$$p_{\text{кл}} = p_{\text{роб max}} (1,1 \dots 1,15).$$

Якщо потрібно, то на входах локальних систем керування встановлюють редукційні клапани для забезпечення знайденого вхідного тиску на решті ділянок системи (рисунок 3.25).

5. Визначення об'ємних втрат (внутрішніх витоків) під час роботи кожного гідрравлічного виконавчого органу. Підсумовуються всі об'ємні втрати не тільки на працюючій ділянці системи, але і на апаратах, з'єднаних з напірною лінією даної ділянки. Витрата рідини у лінії керування редукційного клапана, що зливається в бак, наведена у каталогах, зазвичай вона не перевищує 13...20 см³/с. Вважають, що характер потоку внутрішніх витоків – ламінарний, тому величина їх прямо пропорційна перепаду тиску Δp на ущільнювальних щілинах апаратів, тобто $Q_{\text{вт}} = k_{\text{вт}} \Delta p_{\text{а}}$, де $\Delta p_{\text{ап}}$ – перепад тиску на апараті. У каталогах апаратури наведені або величина витоків для вказаного перепаду тиску, або коефіцієнт витоків, або коефіцієнт об'ємної дії, який пов'язаний з коефіцієнтом витоків такою залежністю:

$$k_{\text{вт}} = \frac{Q_{\text{д}}}{p_{\text{д}}} \cdot \frac{1 - \eta_v}{\eta_v}, \quad (3.28)$$

де $Q_{\text{д}}$ – величина потоку, що проходить через апарат під тиском $p_{\text{д}}$ і коефіцієнті об'ємної дії η_v .

Орієнтовно призначають для апаратури $k_{вт.ап} = 0,017 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$; для циліндрів $k_{вт.ц} = 0,034 \dots 0,05 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$; для гідромоторів $k_{вт.м} = 0,84 \dots 1,2 \text{ см}^3/(\text{МПа}\cdot\text{с})$.

6. Визначення величини необхідних подач робочого середовища для кожного гідравлічного виконавчого органу окремо:

$$Q_p = Q_{кор} + \sum k_{вт} \Delta p_{ап}. \quad (3.29)$$

7. Визначення найбільшої продуктивності насосної станції, яка може бути потрібною у процесі роботи усіх механізмів верстата. Послідовність участі у роботі гідравлічних виконавчих органів, а також їх одночасна робота визначаються технологічним процесом. Тому на даному етапі аналізуються можливі поєднання роботи гідравлічних органів і визначається таке, яке вимагає найбільшої подачі насоса.

Залежно від характеру можливих поєднань роботи оцінюється можливість застосування акумуляторів або насосів, що періодично вмикаються тощо.

Тиск, що створюється вибраними насосами, повинен бути більший тиску, на який настраюється запобіжний клапан, тобто

$$p_{доп.н} \geq p_{кл \max}.$$

Потужність приводного електродвигуна насоса вибирають за нерівністю, кВт:

$$N_{ел} \geq \frac{Q_n p_{кл \max}}{60 \eta_n}, \quad (3.30)$$

де Q_n – подача насоса, л/хв;

$p_{кл \max}$ – тиск настроювання запобіжного клапана, МПа;

η_n – загальний коефіцієнт корисної дії насоса.

8. Визначення коефіцієнта корисної дії гідравлічної системи як відношення корисної роботи до витраченої:

$$\eta_{г.с} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{кор i} p_{кор i} t_i}{Q_n p_{кл} T}, \quad (3.31)$$

де i – номер гідравлічного виконавчого органу;

t – час роботи i -го органу впродовж одного циклу тривалістю T ;

n – кількість гідравлічних виконавчих органів.

9. Кількість теплоти, що виділяється гідравлічною системою:

$$\Theta = \frac{Q_n p_n}{60} (1 - \eta_{г.с}). \quad (3.32)$$

10. У прецизійних верстатах накладають обмеження на підвищення температури робочої рідини у гідросистемі, виходячи з допустимих температурних деформацій корпусних деталей верстата. У цьому випадку необхідно вибирати коефіцієнт тепловіддачі k_t і поверхню випромінювання теплообмінника S_t :

$$k_t S_t \geq \frac{\Theta}{\Delta T},$$

де ΔT – допустиме підвищення температури.

Якщо немає таких обмежень, то з умови роботоздатного стану робочого середовища температура не повинна перевищувати 55°C , тобто:

$$55^\circ\text{C} \geq T_m = T_o + \frac{\Theta}{k_o S_o + k_t S_t},$$

де T_m – температура робочого середовища;

T_o – температура навколишнього середовища;

S_o, S_t – поверхні випромінювання бака і теплообмінника;

k_o, k_t – коефіцієнти теплопередачі бака і теплообмінника.

Орієнтовно для бака, розташованого у ніші верстата, приймають значення коефіцієнта теплопередачі $k_o = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для бака, розташованого зовні верстата, $k_o = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для бака, що додатково обдувається вентилятором, $k_o = 23 \dots 25 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для повітряного теплообмінника на баку $k_t = 70 \dots 90 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для водяного теплообмінника $k_t = 120 \dots 230 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Уточнені розрахунки проводять для оцінювання перехідних процесів у гідравлічних системах. Залежно від поставленого завдання розглядають частотні характеристики системи, а в окремих випадках розрахунок проводять з урахуванням розподілених параметрів системи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка і гідропневмопривод: Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2003. Ч. 1: Гідравліка і гідропневмопривод. – 123 с.
2. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д. Н. Решетова. В 2 т. – М.: Машиностроение, 1972. – Т.1 – 664 с.; Т.2 – 520 с.
3. Локтева С. Е. Станки с программным управлением: Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1981. – 192 с.
4. Кочергин А. И. Конструкция и расчёт металлорежущих станков и станочных комплексов. – Минск: Вышэйша школа, 1991. – 382 с.
5. Куліченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод: Підручник. – К.: "Фірма ІНКІОС"; Центр навч. літератури, 2006. – 616 с.
6. Кузнецов Ю. Н. Станки с ЧПУ: Учебное пособие. – К.: Вища школа, 1991. – 278 с.
7. Металлорежущие станки и автоматы / Под ред. А. С. Проникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479 с.
8. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
9. Орликов М. Л., Федоренко И. Г., Шишкин В. Н. Металлорежущие станки: Курсовое и дипломное проектирование. – Киев: Вища школа, 1987. – 152 с.
10. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. / А. С. Проников, О. И. Аверьянов, Ю. С. Аполлонов и др./ Под общ. ред. А. С. Проникова / Машиностроение. – М.: 1994. – Т. 1: Проектирование станков. – 444 с.
11. Станки с числовым программным управлением / Под ред. В. А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1979. – 592 с.
12. Тарзиманов Г. А. Проектирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1980. – 312 с.

Словник найбільш вживаних термінів

аккумулятор	— accumulator
вантажопідйомність	— carrying capacity
витоки	— losses
в'язкість	— viscosity
гвинт-гайка	— screw-nut
гідравлічний	— hydraulic
гідрозамок	— hydraulic drench
гідромотор	— hydraulic engine
гідростатичний	— hydrostatical
гідроциліндр	— hydraulic cylinder
динамічний	— dynamic
довговічність	— longevity
дросьель	— throttle
запобіжний	— preventive
змащення	— greasing
зносостійкість	— wear proof
клапан	— valve
ковзання	— sliding
кочення	— rolls
кроковий	— foot-pace
кулькова гвинтова передача	— ball-shape helical gear
металорізальний верстат	— metal cutting machine
напіврідинне	— semiliquid
напрявні	— sending
насос	— pump
номінальний тиск	— nominal pressure
обертальний рух	— rotator motion
передача	— transmission
пневматичний	— pneumatic
попередній натяг	— previous pull
поступальні переміщення	— forward motion
привод	— drive
пристрої ущільнення	— devices of compression
профіль різі	— type of screw
регулятор потоку	— regulator of stream
редукційний	— reduction
реле тиску	— relay of pressure
розподільник	— distributor
ротаційний	— rotary
стійкість	— firmness
тертя	— friction

Навчальне видання

Малярчук Анатолій Олександрович

КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Частина 2

Навчальний посібник

Редактор О. Скалоцька

Оригінал-макет підготовлено А. Малярчуком

Підписано до друку
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний Ум. друк. арк.
Наклад прим. Зам. №

Вінницький національний технічний університет,
науково-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-81-59.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.