

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЧЕРКАСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

СИЛОВІ СПОЖИВАЧІ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

(за загальною редакцією О. І. Солов'я)

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів*

Черкаси

2016

УДК 621.31 (075.8)
ББК 31.2я73
С36

Гриф надано Міністерством освіти і науки,
(лист № 1/11-18482 від 21.12.2015 р.)

Автори:

Соловей О. І., к.т.н., доцент, *Розен В. П.*, д.т.н., професор, *Ситник О. О.*, к.т.н., доцент, *Чернявський А. В.*, к.т.н., доцент, *Курбака Г. В.*, *Ткаченко В. Ф.*, к.т.н., *Дмитренко І. А.*

Рецензенти:

Мазуренко Л. І., доктор технічних наук, професор, завідувач відділу електромеханічних систем Інституту електродинаміки НАНУ;

Сінчук О. М., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автоматизованих електромеханічних систем в промисловості та транспорті ДВНЗ «Криворізький національний університет»;

Калінчик В. П., кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри електропостачання Національного технічного університету України «КПІ»

Силові споживачі електричної енергії: [навч. посіб.] / [Соловей О. І., Розен С 36 В. П., Ситник О. О. та ін.] ; за заг. ред. О. І. Солов'я ; М-во освіти і науки, Черкас. держ. технол. ун-т. – Черкаси : ФОП Кандич С. Г., 2016. – 121 с.

У навчальному посібнику представлено силові загальнопромислові установки, які є основними споживачами електричної енергії промислових підприємств, а саме: компресорні, вентиляційні, повітродувні установки, підйомно-транспортні пристрої, верстати інструментальних цехів тощо. Показано режими роботи таких машин, визначено їхні робочі параметри, ефективні засоби регулювання, шляхи енергозбереження.

Для студентів і магістрів електроенергетичних спеціальностей вищих навчальних закладів, а також інженерно-технічних працівників і спеціалістів у галузі електроенергетики, які займаються проектуванням, експлуатацією, енергозбереженням та питаннями енергоефективності в галузі електроенергетичних систем.

УДК 621.31 (075.8)
ББК 31.2я73

Навчальне видання

СИЛОВІ СПОЖИВАЧІ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

(за загальною редакцією О. І. Солов'я)

В авторській редакції

Технічний редактор *Кандич С.Г.*
Макетування *Костенко О.А.*
Коректура макету *Костенко Т.В.*
Ком'ютерна обробка *Тодоришиної М.*
Дизайн обкладинки: *Кандич С.А.*

Формат 60x84 1/8. Папір офс. Гарн. Times New Roman.
Ум. друк. арк. 7,21. Обл.-вид. арк. 8,75. Тираж 300 прим. Зам. №35.

"Вертикаль"

Видавець і виготівник ПП Кандич С. Г.
18000, м. Черкаси, вул. Б. Вишневецького, 2, к. 6
тел. (0472) 50-07-63, 067-292-21-83, e-mail: vertical2003@ukr.net

© Колектив авторів, 2016.

ЗМІСТ

Абревіатури і скорочення, прийняті в тексті.....	4
ВСТУП.....	5
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СИЛОВІ СПОЖИВАЧІ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ.....	7
2 ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ УСТАНОВКИ ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ.....	10
2.1 Загальні відомості.....	10
2.2 Кранові установки.....	12
2.3 Ліфтові установки.....	19
2.4 Підйомні установки.....	24
2.5 Однокішшеві екскаватори.....	28
2.6 Установки циклічної дії як споживачі електричної енергії.....	33
3 ТРАНСПОРТНІ УСТАНОВКИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ.....	35
3.1 Загальні відомості.....	35
3.2 Стрічкові конвеєри.....	35
3.3 Інші види конвеєрів.....	38
3.4 Елеватори.....	45
3.5 Ескалатори.....	47
3.6 Канатні дороги.....	49
3.7 Роторні екскаватори.....	51
3.8 Транспортні установки безперервної дії як споживачі електричної енергії.....	53
4 УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ РІДИН І ГАЗІВ.....	55
4.1 Загальні відомості.....	55
4.2 Насосні установки.....	59
4.3 Вентиляторні установки.....	72
4.4 Калориферні установки.....	79
4.5 Установки для кондиціонування повітря.....	81
4.6 Компресорні установки.....	84
4.7 Установки для переміщення рідин і газів як споживачі електричної енергії.....	88
5 МЕТАЛОРІЗАЛЬНІ ВЕРСТАТИ.....	90
5.1 Загальні відомості.....	90
5.2 Токарні верстати.....	95
5.3 Свердлильні та розточувальні верстати.....	99
5.4 Поздовжньо-стругальні верстати.....	102
5.5 Фрезерні верстати.....	111
5.6 Шліфувальні верстати.....	114
5.7 Агрегатні верстати.....	118
5.8 Металорізальні верстати як споживачі електричної енергії.....	120
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	121

АБРЕВІАТУРИ І СКОРОЧЕННЯ, ПРИЙНЯТІ В ТЕКСТІ

Г-Д	– генератор-двигун;
ЕМП-Д	– електромагнітний підсилювач-двигун;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
МП	– магнітний підсилювач;
ПМП-Д	– привід з магнітним підсилювачем-двигун;
СКВ	– станція кранова вибухозахищена;
СКП	– система кондиціонування повітря;
СОК	– станція освітлення кранова;
ТВ	– тривалість ввімкнення;
ТЗ	– тиристорний збудник;
ТП	– тиристорний перетворювач;
ТП-Д	– тиристорний перетворювач-двигун.

ВСТУП

Історія людства нерозривно пов'язана з тенденцією заміни людини-виконавця різних виробничих функцій на роботу машин. У первинних засобах добування їжі використовувалися в якості двигуна руки людини.

Стимулом до застосування машин було виникнення потреби в здійсненні таких процесів, які людина могла виконати з великими труднощами, або ця робота не піддавалася виконанню.

Одним із перших трудових процесів, які людина не в змозі була виконувати безпосередньо силами свого організму, було піднімання та переміщення великої ваги, про що свідчать стародавні житлові будинки і споруди ритуального характеру. У результаті почали використовуватися різного роду важелі, пристрої для обертального руху тощо.

Відкриття властивості нагрітого повітря (пари) при розширенні виконувати певну роботу сприяло створенню парової машини, яка тривалий час використовувалася в різних технологічних процесах.

Наступним етапом було винайдення електричної енергії, яка в подальшому стала основною рушійною силою механічних процесів.

У 1821 р. М. Фарадей (1791 – 1867) створив фізичну модель електричної машини, на якій вперше продемонстрував принципову можливість перетворення електричної енергії в механічну. По суті, ця модель була прототипом уніполярного двигуна, в якому підвішений провідник з постійним струмом обертася довкола постійного магніту. Через десятиліття М. Фарадей відкрив закон, який визначає принцип дії електричних машин і трансформаторів, – закон електромагнітної індукції.

На практиці машину постійного струму було застосовано лише в 1834 р. Це запропонований академіком Б. С. Якобі (1801 – 1874) двигун торчакового виконання потужністю 15 Вт. Він складався з двох груп електромагнітів – рухомого та нерухомого, – розташованих один напроти одного. Зміна напрямку струму в рухомих електромагнітах здійснювалася комутатором.

У 70–80-х роках XIX ст. відбулися важливі вдосконалення машин постійного струму, однак такі машини колекторного типу зі зростанням потужності обмежували покладені на них промислові завдання.

Електрохімічні джерела постійного струму до 70-х років XVIII ст. набули значного розвитку і поширення, однак такі генератори обмежували розвиток електроенергетичної галузі. У 1873 р. на Віденській міжнародній виставці французький електрик І. Фотен демонстрував оберненість електричної машини, тобто роботу машини постійного струму в генераторному режимі. У результаті численних дослідів М. Фарадей побудував перший електромашинний генератор, так званий «диск Фарадея», за допомогою якого можна безперервно генерувати електричний струм. Це поклало основу створенню електричних генераторів постійного струму.

Перші дослідження передавання електричної енергії на відстань відносяться до початку 70-х років XVIII ст. Однак проблема передачі електричної енергії постійним струмом не дала бажаних результатів. Для цього необхідно було будувати генератори постійного струму на високу напругу, що не дозволяли технічні можливості того часу. До того ж, електроенергію постійного струму високої напруги неможливо було використовувати у споживача, треба було будувати двигун-генераторну установку для перетворення струму високої напруги в струм низької напруги.

У зв'язку з цим дослідники виявляють інтерес до змінного струму. Отримання змінного струму ніколи не становило принципових труднощів: в обмотках електромашинних генераторів генеруються змінні струми, які в машинах постійного струму перетворюються за допомогою колектора в струм постійного напрямку. Почався процес створення та удосконалення конструкції генераторів змінного струму, і до середини 80-х років XVIII ст. розробили та застосували придатні для практичного використання генератори змінного струму.

Однофазний змінний струм не дозволяв без спеціальних пристроїв створювати у двигунах обертове магнітне поле. Тому велике значення мав винахід у 1888 р. російським інженером М. О. Доливо-Добровольським (1862 – 1919) та американським електротехніком Н. Теслою (1856 – 1943) багатофазної системи змінного струму.

У 1889 р. М. О. Доливо-Добровольський винайшов трифазний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором і трифазний трансформатор. Перший став найпоширенішим двигуном, який і нині найбільш широко використовують у різних галузях промисловості. Винайдення трифазного трансформатора поклало початок розвитку сучасних трифазних систем електропостачання, районних електростанцій, системних і міжсистемних мереж.

Почався процес створення різного роду електричних машин, підвищення їх техніко-економічних показників, цей процес продовжується і в теперішній час.

Силові загальнопромислові установки (установки з використанням електричних двигунів) – це установки, які є практично на кожному промисловому підприємстві, незалежно від специфіки та характеру технологічного процесу. До загальнопромислових установок відносять компресорні, вентиляційні, повітродувні установки, підйомно-транспортні пристрої, верстати інструментальних цехів тощо.

Витрата електроенергії силовими загальнопромисловими установками становить 45 – 60 % від загального електроспоживання підприємством. Так, на великому машинобудівному заводі 20 – 25 % електроенергії споживають компресорні установки для вироблення стиснутого повітря, 15 – 20 % – вентиляційні установки, 5 – 6 % – насосні установки водозабору та перекачування води, 7 – 8 % – підйомно-транспортні пристрої.

Таким чином, вивчення режимів роботи таких машин, визначення їх робочих параметрів, ефективних засобів регулювання, шляхів енергозбереження є дуже актуальним питанням, якому і присвячено цей навчальний посібник.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО СИЛОВІ СПОЖИВАЧІ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

Силовими споживачами електричної енергії називають обладнання, в якому електрична енергія за допомогою електричних двигунів перетворюється в механічну, що необхідна для виконання якоїсь механічної дії.

До силових промислових споживачів можна віднести:

- підйомно-транспортні установки циклічної дії (кранові установки, підйомники та ліфти, одноківшеві екскаватори тощо);
- транспортні установки безперервної дії (конвеєрні установки, ескалатори тощо);
- установки з переміщення рідин та газів (насоси, вентилятори, компресори тощо);
- різного роду обробні верстати, молоти та преси;
- допоміжні механізми (для затискання деталей, для відкривання-закривання різного роду засувки тощо).

Таким чином, основним елементом силових споживачів є електричний двигун.

Необхідно зазначити, що існують різні види електричних двигунів, які можуть відрізнятися не тільки за конструктивним виконанням, а й за принципом дії та керування ними. Однак найбільш поширеними для застосування в силових промислових установках є асинхронні короткозамкнені двигуни, асинхронні двигуни з фазним ротором, синхронні двигуни та двигуни постійного струму.

Стосовно **асинхронних короткозамкнених двигунів**, то основними їхніми перевагами є: простота конструкції, відносна дешевизна, прості умови пуску, широкий діапазон потужностей, значні кратності максимальних і пускових моментів, відносно високий ККД, який збільшується зі збільшенням потужності двигуна. До недоліків цього виду двигунів відносять складність регулювання швидкості обертання, споживання реактивної енергії, високу кратність пускового струму. Щодо регулювання швидкості обертання, то її можна забезпечити, використовуючи складні види електроприводів, наприклад тиристорний перетворювач – двигун (ТП-Д). Сферою застосування асинхронних короткозамкнених двигунів є приводи насосів, вентиляторів, підйомників, конвеєрів, верстатів тощо.

Зменшення кратності пускового струму і можливості регулювання частоти обертання можна забезпечити використанням **асинхронних двигунів з фазним ротором**. Це ускладнює конструкцію двигунів (потреба виведення кінців обмоток ротора, використання додаткових опорів у колі ротора тощо). Але зменшення втрати напруги в живильній мережі під час запуску потужних двигунів і можливість управління частотою обертання дають більші переваги порівняно з короткозамкненими двигунами.

У цих двигунах обертальний момент залежить від квадрата напруги. Сферою застосування асинхронних двигунів з фазним ротором є приводи кранів, конвеєрів, підйомників високої потужності тощо.

Треба також відзначити, що асинхронні двигуни є споживачами реактивної енергії і тому потребують встановлення пристроїв для компенсації реактивної потужності.

В той же час **синхронні двигуни** можуть працювати в режимі перезбудження, тобто як генератори реактивної потужності. До переваг синхронних двигунів також можна віднести високі енергетичні показники (ККД, $\cos\phi$). Синхронні двигуни працюють з синхронною частотою обертання і не можуть її змінювати. Тому для можливості регулювання їхньої частоти обертання використовують складні системи, наприклад у вигляді вентильних двигунів. Зазвичай синхронні двигуни використовуються при тривалому режимі роботи. До того ж, завод-виробник синхронних двигунів гарантує їх нормальну роботу, якщо кількість вмикань-вимикань за годину буде не більше п'яти. Сферою застосування синхронних двигунів є приводи компресорних, вентиляторних установок при практично незмінному навантаженні, як мережеві двигуни екскаваторів.

Двигуни постійного струму потребують наявності джерела у вигляді випрямлячів або системи двигун – генератор (на валу двигуна змінного струму розташовуються генератори постійного струму). Двигуни постійного струму бувають з послідовним, паралельним і змішаним збудженням. Ці двигуни легко піддаються регулюванню частоти обертання; при цьому обертальний момент двигуна не залежить від напруги живлення. Їх використовують для приводу механізмів екскаваторів, спеціальних кранових установок, підйомних установок тощо.

Двигуни силових споживачів поділяють за режимом роботи. Залежно від характеру і тривалості розрізняють основні режими роботи: тривалий, короткочасний і повторно-короткочасний.

Під час тривалого режиму роботи двигун нагрівається практично до сталої температури, обумовленої рівністю теплоутворення і тепловіддачі, при цьому ця температура не виходить за межі, встановлені нормативною документацією. У тривалому режимі працює більшість двигунів, які обслуговують основні технологічні агрегати та механізми. З тривалістю роботи від декількох годин до декількох змін підряд з незмінним або маломінливим навантаженням працюють електроприводи вентиляторів, насосів, компресорів тощо. У тривалому режимі, але зі змінним навантаженням і короткочасними вимкненнями, за час яких двигун не встигає охолонути до температури навколишнього середовища, а тривалість циклу перевищує 10 хв, працюють електричні двигуни, що обслуговують верстати холодної обробки металів, деревообробні верстати, молоти, преси та ін.

Короткочасний режим – це такий режим, при якому робочий період не настільки тривалий, щоб температура окремих частин двигуна могла досягти сталого значення, а час періоду зупинок настільки тривалий, що двигун встигає охолонути до температури охолоджуючого середовища. Це дозволяє вибрати потужність двигуна для виконання роботи значно меншої потужності, ніж при тривалому режимі. У короткочасному режимі працює більшість електричних приводів допоміжних механізмів різноманітних верстатів, а також механізмів для відкривання гідравлічних затворів, засувок та ін.

Повторно-короткочасний режим – це циклічний режим, в якому робочі періоди чергуються з періодами пауз, працюючи, двигун нагрівається, а за період пауз не встигає охолонути до температури навколишнього середовища, кінцева температура не перевищує допустиму. Також у цьому режимі можна знизити потужність двигуна порівняно з тривалим режимом. Для роботи в повторно-

короткочасному режимі промисловість випускає спеціальні двигуни різної потужності, які розраховані на роботу зі стандартними значеннями тривалості ввімкнення (TB), що дорівнюють 15, 25, 40 і 60 %, при цьому тривалість циклу не повинна перевищувати 10 хв. У повторно-короткочасному режимі працюють електричні двигуни механізмів кранових установок, підйомників, ліфтів, одноківшевих екскаваторів тощо.

Потужність двигунів силових промислових споживачів змінюється в широкому діапазоні – від десятків ват (наприклад, електродвигуни для затискання деталей у верстатах, електродвигуни засувки тощо) до десятків мегават (турбокомпресори системи газопостачання, повітродувки доменних печей тощо). Як напруга змінного струму використовуються здебільшого низька напруга 380 (220) В і висока напруга 10 (6) кВ. Між цими напругами існують граничні потужності двигунів, які визначають за економічними показниками. Так, для напруг 380 В – 10 кВ граничними потужностями є 200 – 300 кВт, це означає, що при потужностях, нижчих від граничної, економічно доцільно випускати двигуни на напругу 380 В, при потужності, більшій від граничної, – на напругу 10 кВ. У зоні граничного діапазону потужностей існують двигуни як на низьку, так і на високу напругу. Цей граничний діапазон не є обов'язковим; так, наприклад, у гірничій промисловості для комбайнів випускають двигуни потужністю 315 кВт на напругу 380 В.

У шахтах при протяжних видобувних виробках при напрузі 380 В наявні значні втрати напруги в живильній мережі, і асинхронні короткозамкнені двигуни видобувних машин не розвивають необхідний момент (квадратична залежність від напруги). Тому в шахтах переходять на більш високу напругу, майже всі шахти перейшли на напругу 660 В ($\sqrt{3} \cdot 380$), а в деяких шахтах для двигунів видобувних машин використовується напруга 1140 В ($\sqrt{3} \cdot 660$) і навіть 3 кВ. Підвищення напруги пов'язано не тільки з можливістю підвищення моменту, що розвиває двигун, а й зі зменшенням втрат у живильній мережі (втрати обернено пропорційні квадрату напруги). На теперішній час існують підприємства, де як низьковольтну мережу для двигунів використовують напругу 660 В.

У більшості галузей промисловості перерва в електропостачанні потужних насосних, компресорних, вентиляційних установок спричиняє значний недовипуск продукції, масовий брак і простій робітників, а в деяких випадках може призвести до аварій, небезпечних для життя людей. Наприклад, насоси водопостачання, повітродувки доменного виробництва, аварійна вентиляція багатьох хімічних виробництв – такі й подібні до них установки віднесені до I категорії (і навіть – до особливої групи) за надійністю і безперебійністю електропостачання. До I категорії відносять також підйомно-транспортні установки, робота яких пов'язана з переміщенням людей, а також власні потреби установок I категорії. Силові установки, переривання електропостачання в яких впливає на недовипуск продукції і не пов'язане з непоправними наслідками, відносять до споживачів II категорії за надійністю живлення. Силові допоміжні споживачі здебільшого відносять до III категорії.

2 ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ УСТАНОВКИ ЦИКЛІЧНОЇ ДІЇ

2.1 Загальні відомості

Підйомно-транспортні машини – основа комплексної механізації та автоматизації виробництва. Від правильного вибору раціональних типів машин залежить високопродуктивна робота підприємства.

Технологічний процес будь-якого виробництва невід’ємно пов’язаний з переміщенням великої кількості різноманітних вантажів, починаючи подачею сировини і закінчуючи видачею продукції. У здійсненні вантажних потоків на підприємствах і комплексній механізації процесів основну роль відіграють системи підйомно-транспортних машин і устаткування.

За великою різноманітністю підйомно-транспортних установок циклічної дії спільним для них є режим роботи, при якому технологічний процес складається з ряду однотипних циклів, що повторюються, кожний з яких являє собою закінчену операцію з переміщення вантажу з вихідної точки в місце призначення. Таким режимом роботи є повторно-короткочасний режим, який характеризується тривалістю ввімкнення $TВ$ (%)

$$TВ = \frac{t_p}{T_u} \cdot 100\%,$$

де t_p – термін роботи установки протягом циклу, с;

T_u – тривалість циклу, с.

Стандартними значеннями $TВ$ є 15, 25, 40 і 60 %, при цьому тривалість циклу не перевищує 10 хвилин; за більших значеннях $TВ$ режим вважають довготривалим.

Суть повторно-короткочасного режиму полягає в тому, що в циклічному процесі при ввімкненні двигуна він нагрівається, а за період вимкнення (пауз) він не встигає охолонути до температури навколишнього середовища, що зображено на рисунку 1.

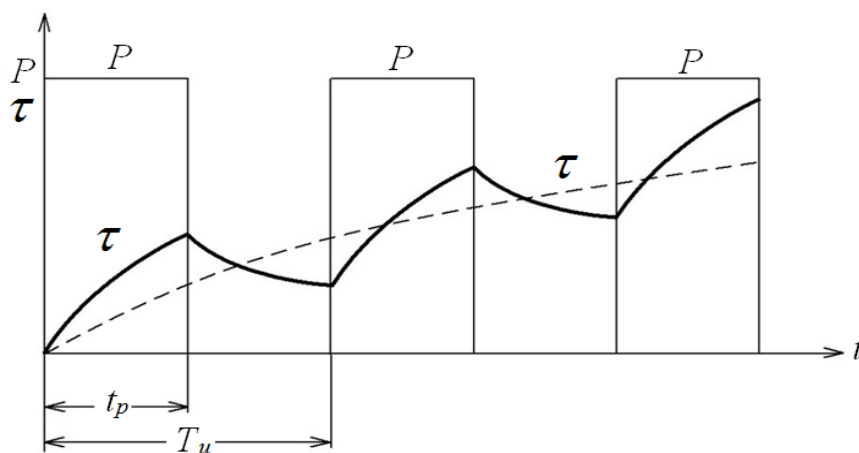


Рисунок 1 – Характеристика повторно-короткочасного режиму

Кожний робочий цикл складається з декількох операцій, наприклад, переміщення механізму в одному напрямі і повернення у вихідний стан, тобто будемо мати дві операції. У кожній операції розрізняють пусковий режим, режим сталого руху і гальмівний режим; до того ж, в операціях необхідний реверс двигуна. Роботу двигуна в протилежному напрямі зображують знизу осі часу. Тривалість вмикання, згідно з рисунком 2, визначають виразом:

$$TB (\%) = \frac{t_{p1} + t_{p2}}{T_u} \cdot 100 \%$$

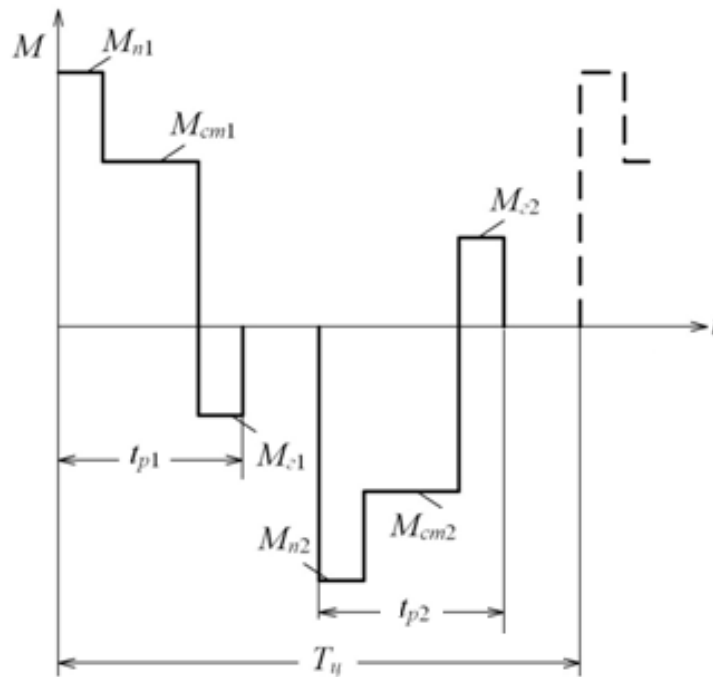


Рисунок 2 – Моменти циклу з двох операцій:

M_n – пусковий момент; M_{cm} – статичний момент; M_c – гальмівний момент;

t_p – тривалість роботи; T_u – тривалість циклу

Якщо має місце механічне гальмування, то t_p буде виключати тривалість гальмівного моменту.

Повторно-короткочасний режим суттєво впливає на продуктивність і ККД установки, на динамічні навантаження приводу та механізму, таким чином, до електроприводу висувають складні вимоги, які в багатьох випадках є спільними для досліджуваної групи установок.

До підйомно-транспортних установок циклічної дії відносять:

- кранові установки;
- ліфтові установки;
- підйомники гірничодобувної промисловості;
- однокіпшеві екскаватори.

Незважаючи на значну різноманітність конкретних установок циклічної дії, їхні робочі рухи забезпечує обмежена кількість типових загальнопромислових механізмів, кожен з яких працює в повторно-короткочасному режимі роботи.

2.2 Кранові установки

На промислових підприємствах для внутрішньоцехових, вантажно-розвантажувальних робіт найбільш поширеним і універсальним підйомно-транспортним засобом є мостовий кран (рисунок 3). Несуча зварна конструкція крана являє собою міст з двома головними балками 25, перекинутими через проліт цеху, і кінцевими балками 2 і 13, на яких встановлено ходові колеса 15. Колеса переміщуються по рейках 16 підкранового шляху, рейки закріплено на балках опорних конструкцій 1 у верхній частині цеху. Привід ходових коліс здійснюється від електродвигуна 19 через редуктор 14 і трансмісійний вал 18.

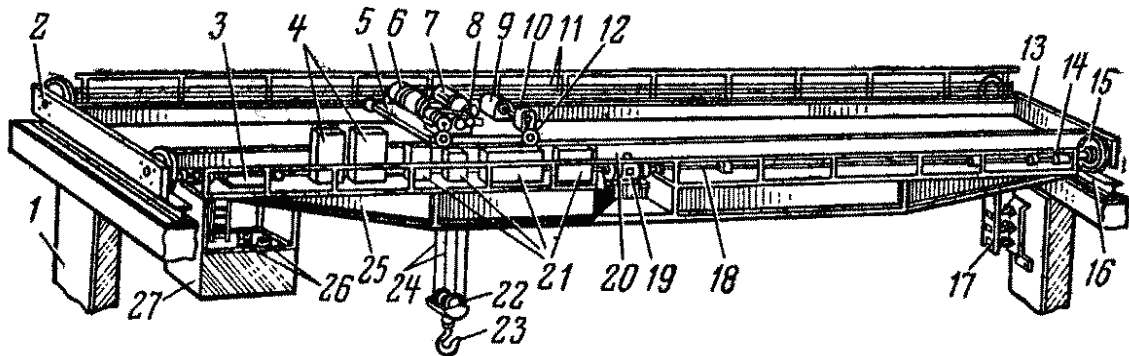


Рисунок 3 – Загальний вид мостового крана

Уздовж моста прокладено рейки 20, по яких на колесах 12, які приводить у рух електродвигун 9 через редуктор 10, переміщується візок 5 з підйомною лебідкою. На барабан 6 лебідки намотуються підйомні канати 24 з підвішеним до них на блоках 22 гаком 23 для захвату вантажу. Барабан приводить у рух електродвигун 7 через редуктор 8.

Управління роботою механізмів крана відбувається з кабіни 27, в якій у шафах 4 розташовано електричну апаратуру і ящики резисторів 21. Для обслуговування механізмів і електрообладнання передбачено вихід на міст із кабіни через люк 3.

Електроенергію до крана підводять з допомогою сквозних струмознімачів від головних тролей 17, прокладених уздовж підкранового шляху. Для живлення електрообладнання візка служить додатковий тролей 11, прокладений уздовж моста.

Таким чином, основними механізмами мостового крана є: механізм переміщення моста, механізм переміщення візка і механізм підйому вантажу, кожен із механізмів працює в повторно-короткочасному режимі та облаштований індивідуальним приводом.

Параметрами мостового крана є:

- вантажопідйомність – максимальна маса вантажу що піднімається (з урахуванням маси вантажозахоплюючого пристрою), вимірюється в тоннах;
- проліт моста – відстань по горизонталі між осями рейок кранової колії, вимірюється в метрах;
- висота підйому – відстань по вертикалі від рівня підлоги до вантажозахоплюючого пристрою за його верхнього положення, вимірюється в метрах.

Вантажопідйомність мостових кранів загального призначення становить до 320 т, спеціального призначення – до 630 т. Найбільший проліт крана – 34,5 м, найбільша висота підйому – до 16 м, залежно від вантажопідйомності. Швидкість руху крана залежить від призначення та режиму роботи і знаходиться в межах 0,63 – 2,5 м/с, візка – 0,4 – 0,63, швидкість механізму підйому – 0,06 – 0,2 м/с.

Залежно від виду вантажозахоплюючого пристрою розрізняють гакові, магнітні, грейферні, кліщові та інші крани. На візку грейферного крана зазвичай встановлюють дві лебідки, одна з яких служить для закривання, а друга – для підйому грейфера; підйом закритого грейфера відбувається обома лебідками.

На мосту крана на одній рельсовій колії можуть розташовуватися два або три візки. Так, наприклад, магніто-грейферний кран має візок із лебідкою підйому магніту і візок із лебідкою підйому та закривання грейфера. Такий кран має три механізми переміщення і три механізми підйомних лебідок.

Аналогічні мостовим кранам козлові крани (рисунок 4), які призначені для роботи на відкритих майданчиках. Козловий кран має припіднятий (для проїзду блокової) портал 5, вантажний візок 2 з механізмом підйому вантажу, що пересувається по покладених на бічних сторонах прогінної будови рейках, вантаж 4, ригель 3, ходовий візок 6. Опори 1, виконані з коробчастого перерізу, жорстко з'єднані з прогінною будовою.

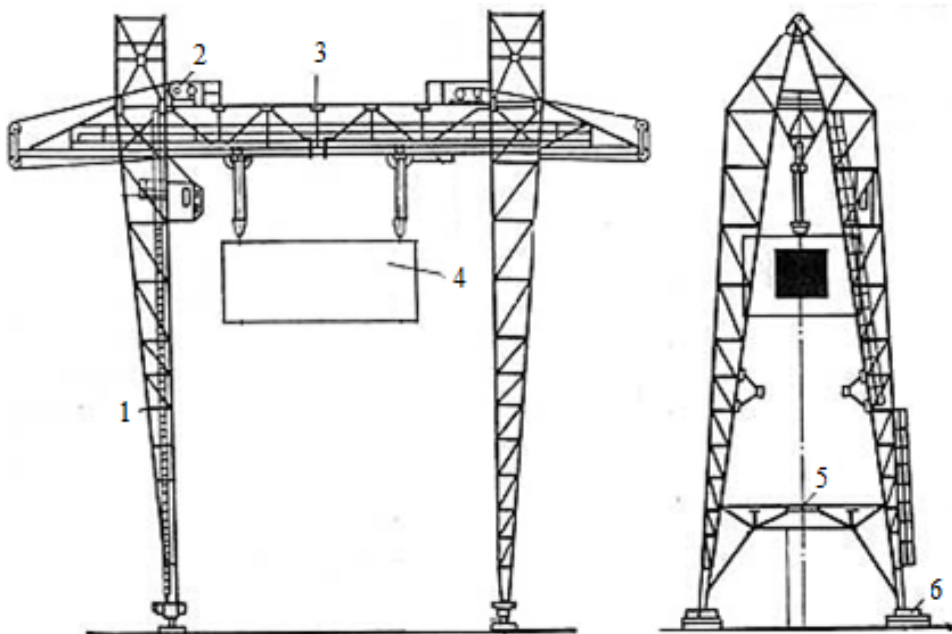


Рисунок 4 – Конструкція козлового крана

Монтуючи кран, прогінну будову збирають на спеціальних підставках на невеликій висоті від опорної поверхні. Обидві половини кожної опори разом з ходовими візками 6 встановлюють на кранові рейки і за допомогою монтажних лебідок, закріплених на ходових візках, кожен опору стягують, прогінну будову піднімають до робочого стану, після чого встановлюють спеціальну стяжку, а монтажну лебідку усувають. Для зменшення сили тяжіння і габаритів візка механізм його пересування встановлюють не на візок, а на тверду опору. Зусилля від механізму візка передається за допомогою тягового каната.

Аналогічну конструкцію і ті ж основні механізми мають перевантажувальні крани, призначені для обслуговування значних відкритих територій. Це великі, масивні підйомно-транспортні споруди, проліт моста яких досягає 100 м.

Прикладом перевантажувального моста є будівельний баштовий кран (рисунок 5). Кран має башту 6, портал якої спирається на ходові візки 16. У верхній частині башти є поворотний круг, на якому обертається поворотна частина башти зі стрілою 2 і противагою 8. Зміна вильоту досягається переміщенням візка 17 вздовж стріли. Всі робочі рухи крана обслуговують такі механізми: підйомна лебідка, механізм переміщення моста, механізм переміщення візка та механізм повороту. На баштових кранах конструктивно поворот стріли відбувається за допомогою звичайної тягової лебідки з нескінченним канатом, як і переміщення гакового візка вздовж стріли.

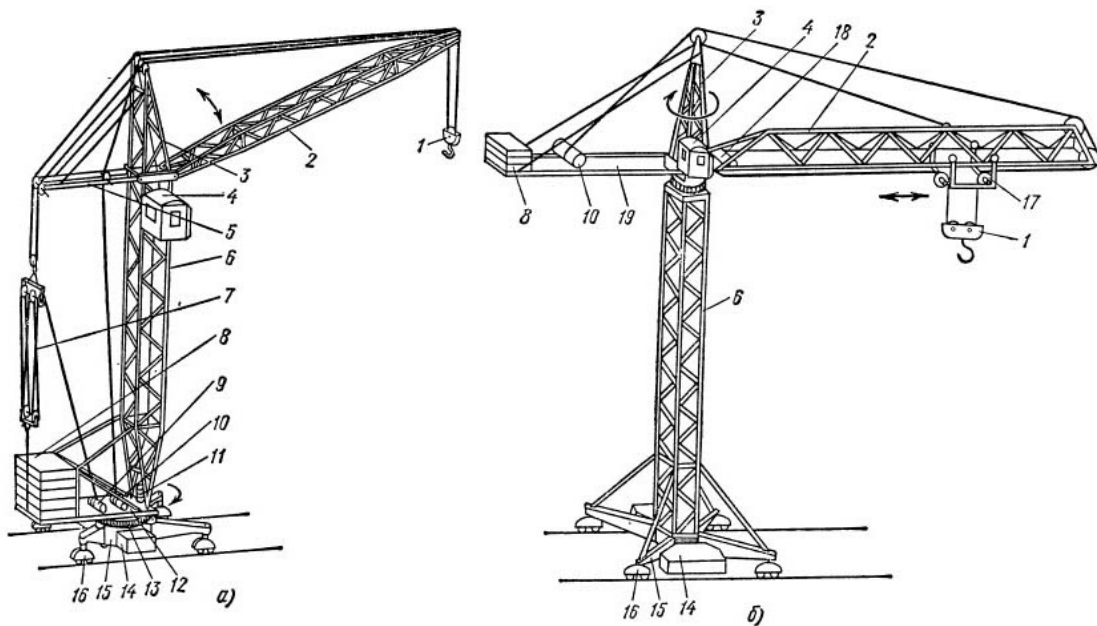


Рисунок 5 – Конструкція баштового крана:

а) – із поворотною баштою і підйомною стрілою;

б) – з неповоротною баштою і балочною стрілою:

- 1 – гакова підвіска; 2 – стріла; 3 – оголовок; 4 – кабіна; 5 – розпірка; 6 – вежа;
 7 – стріловий поліспаст; 8 – противага; 9 – стрілова лебідка; 10 – вантажна лебідка;
 11 – механізм повороту; 12 – поворотна платформа; 13 – опорно-поворотний пристрій;
 14 – баласт; 15 – ходова рама; 16 – ходовий візок; 17 – вантажний візок;
 18 – візкова лебідка; 19 – противажна консоль

Портальний кран (рисунок 6) є найхарактернішим представником групи поворотних кранів. Основою крана є портал 6, який за допомогою ходових візків 7 може переміщуватися по підкранових рейках. Поворотна платформа спирається на портал через роликовий круг або поворотні збалансовані візки, які рухаються по кільцевих рейках під час обертання платформи механізму повороту. Кут нахилу стріли крана може змінюватися з допомогою лебідки зміни вильоту. Необхідне врівноваження крана за різних вильотах стріли забезпечує рухома противага 9, зв'язана зі стрілою 1. Підйом і опускання гака відбувається підйомною лебідкою, яку встановлено в машинній залі. Управління краном відбувається з кабіни 4.

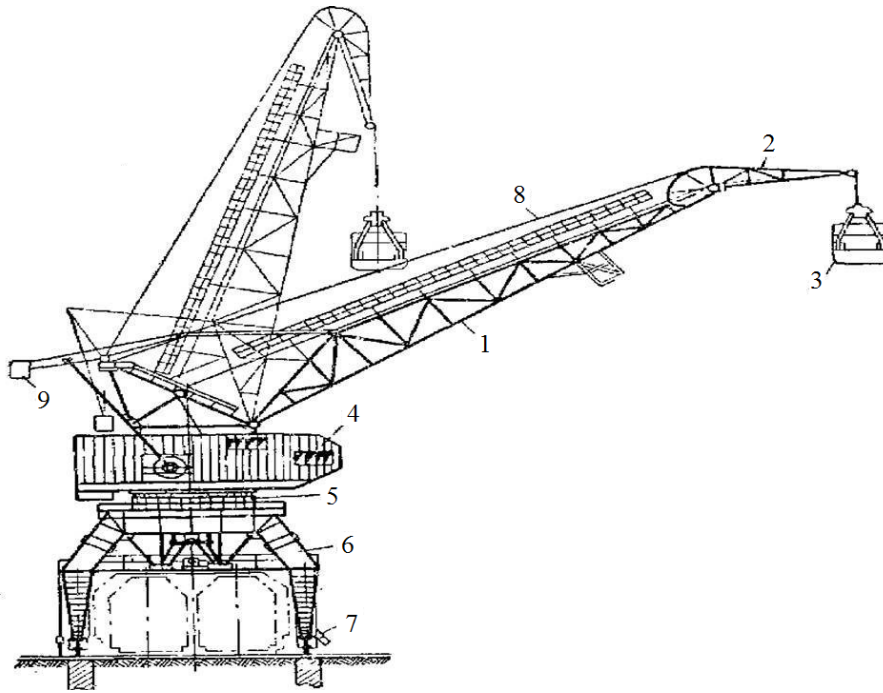


Рисунок 6 – Конструкція портального крана:

1 – укосини; 2 – хобот; 3 – грейфер; 4 – кабіна; 5 – опорно-обертальний пристрій;
6 – портал; 7 – ходові візки; 8 – відтяжний канат; 9 – противага

Попередній вибір потужності привідного двигуна будь-якого механізму крана здійснюють з огляду на статичну потужність P_i (потужність сталого руху) в операціях циклу. Розрахункову потужність визначають як середньоквадратичну потужність $P_{ст.ср}$ з виразу

$$P_{ст.ср} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m P_i^2}{m}},$$

де m – кількість операцій у циклі роботи.

Як приклад розглянемо механізм підйому, цикл роботи якого складається з чотирьох операцій.

Статичну потужність на валу двигуна під час підйому вантажу $P_{ст.пв}$ (кВт) визначають виразом:

$$P_{ст.пв} = \frac{(G_g + G_o) \cdot g \cdot v_n}{\eta},$$

де G_g – маса вантажу, який піднімають, т;

G_o – маса вантажозахоплюючого пристрою, т;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

v_n – швидкість підйому вантажу, м/с;

η – ККД підйомного механізму залежно від коефіцієнта завантаження, визначають згідно з рисунком 7.

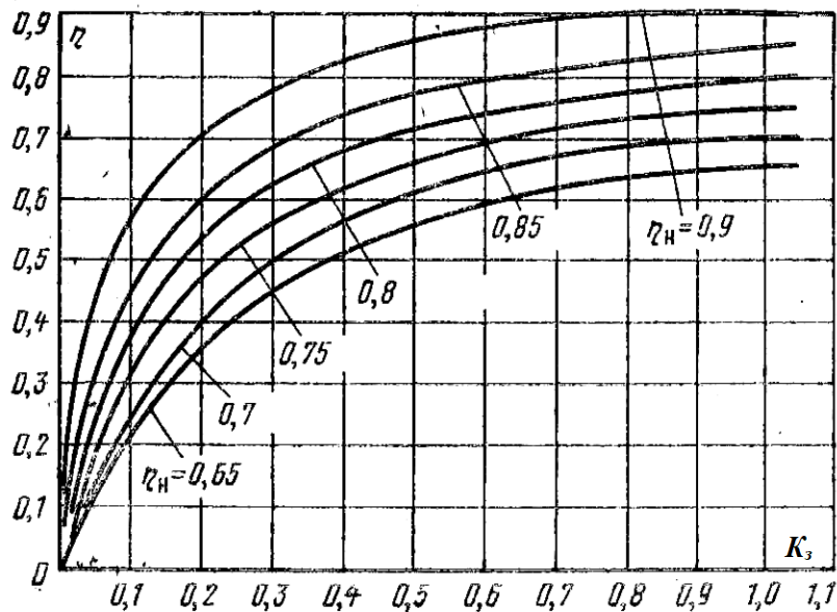


Рисунок 7 – Залежність ККД підйомного механізму від коефіцієнта завантаження крана

Номінальний ККД кранових механізмів відповідає максимальній вантажопідйомності крана $G_{ном}$ і становить: з опорами на підшипниках кочення для механізмів підйому із циліндричними зубчастими колесами 0,8 – 0,85 і з черв'ячною передачею – 0,65 – 0,7; для механізмів переміщення мостів і візків відповідно 0,8 – 0,9 і 0,65 – 0,75.

За силового опускання сила ваги не перевищує силу тертя в механізмі і опускання вантажу (як і пустого вантажозахоплюючого пристрою) здійснює двигун, який створює рухомий момент, тобто обертальний момент двигуна направлений згідно з напрямом опускання вантажу, при цьому $\eta < 0,5$. Статичну потужність за силового опускання вантажу $P_{ст.он}$ визначають виразом:

$$P_{ст.он} = (G_g + G_o) \cdot g \cdot v_{он} \cdot (1/\eta - 2),$$

де $v_{он}$ – швидкість опускання вантажу, зазвичай $v_n = v_{он}$ для всіх операцій, м/с.

За гальмівного опускання вантажу момент двигуна направлений протилежно до обертання двигуна, що створює гальмівний момент, який обмежує швидкість опускання вантажу; статична потужність в цьому випадку має вигляд

$$P_{ст.он} = (G_g + G_o) \cdot g \cdot v_{он} \cdot (2 - 1/\eta).$$

Аналогічно визначають потужність під час підйому та опускання пустого вантажозахоплюючого пристрою, при цьому треба визначити ККД механізму за коефіцієнта завантаження $k_3 = G_o / G_{ном}$.

Розраховують середню квадратичну статичну потужність за виразом

$$P_{ст.ср} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m P_{m_i}^2}{m}},$$

де $P_{ст_i}$ – потужність окремої операції, кВт;

m – кількість операцій у циклі.

Розраховану $P_{ст.ср}$ перераховують на стандартне значення $TB_{ст}$, на основі чого обирають стандартну потужність двигуна, яку перевіряють за умовами пуску і нагрівання з урахуванням динамічних зусиль.

Статичну потужність $P_{ст}$ (кВт) на валу двигуна переміщення моста (візка) визначають виразом:

$$P_{ст} = \frac{k \cdot (G_g + G_o + G_m) \cdot (\omega \cdot d + 2 \cdot f) \cdot g \cdot v_m}{D_k \cdot \eta_m},$$

де k – коефіцієнт додаткових опорів, $k = 1,1 \div 2,5$;

G_m – маса моста (візка), т;

ω – коефіцієнт тертя в підшипниках коліс; приймають рівним $0,015 \div 0,02$ для підшипників кочення і $0,08 \div 0,15$ для підшипників ковзання;

f – коефіцієнт тертя колеса по рейках, $f = 0,0003 \div 0,0012$ м;

d – діаметр цапфи ходового колеса, м;

D_k – діаметр ходового колеса, м;

v_m – швидкість переміщення моста (візка), м/с;

η_m – ККД моста (візка) залежно від коефіцієнта завантаження.

Наведена методика є універсальною для визначення потужності двигунів, однак вона не враховує вибраного типу приводу.

Електрообладнання кранів призначене для приведення в дію і управління механізмами крану та включає в себе струмоприймачі, електродвигуни, пускову і регульовальну апаратуру, а також пристрої захисту.

Зовнішній струмопровід до кранів і візків виконується тролейним способом або з допомогою гнучкого кабелю.

Тролейний струмопровід виконується із сталевого кутника або туго натягнутого проводу зі сталі або міді. Струмопровід закріплюють на ізоляторах, які розміщують для живлення крану на кранових балках або стіні будівлі, для живлення візка – на стійках металокопункцій крана. З умов безпеки тролей крана розташовують на висоті, не меншій ніж 3,5 м від рівня землі, а над проїздами – 6 м. Тролей фарбують, за винятком контактної поверхні, у колір, що відрізняється від кольору приміщення й крана. Для контролю наявності напруги на кожному тролей

до них під'єднують сигнальний пристрій у вигляді ламп, які вмикаються і вимикаються відповідно до наявності та відсутності напруги. Із троплями взаємодіють, ковзаючи по них, струмоприймачі, які закріплено на крані (візку). Схему струмопроводу до мостового крана наведено на рисунку 8.

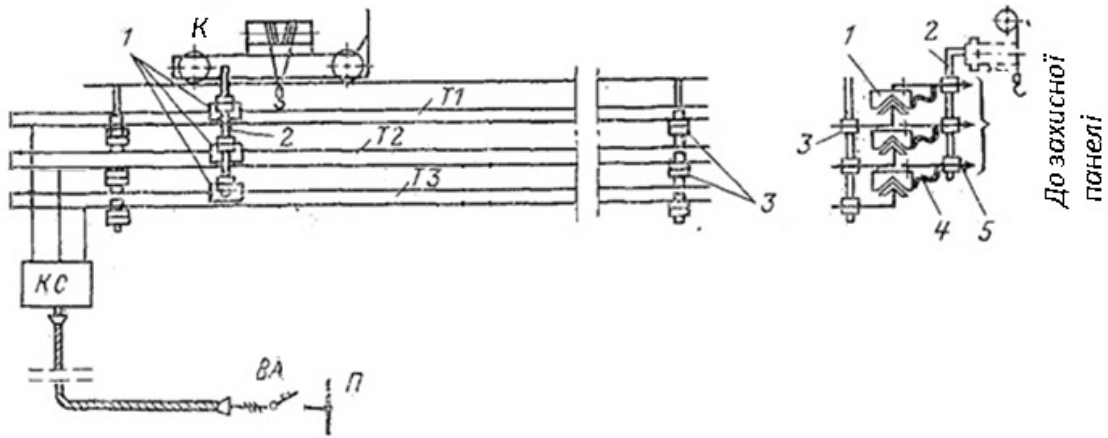


Рисунок 8 – Схема струмопроводу до мостового крана:
 Т1–Т3 – головні троплі; 1 – чавунні башмаки; 2 – струмознімач;
 3 – ізолятори; 4 – багатожильні перемички; 5 – затискачі;
 К – міст крана; ВА – автоматичний вимикач; КС – коробка силова

Кабельний струмопровід використовують для подачі електроенергії до візків, що працюють простонеба за шляху переміщення крана до 100 м, або за роботи крана у вибухо- або пожежонебезпечних приміщеннях. Як струмопровід використовують трижильний гнучкий кабель, який підвішують або намотують на кабельний барабан. Схему електричного живлення механізмів крана гнучким кабелем наведено на рисунку 9.

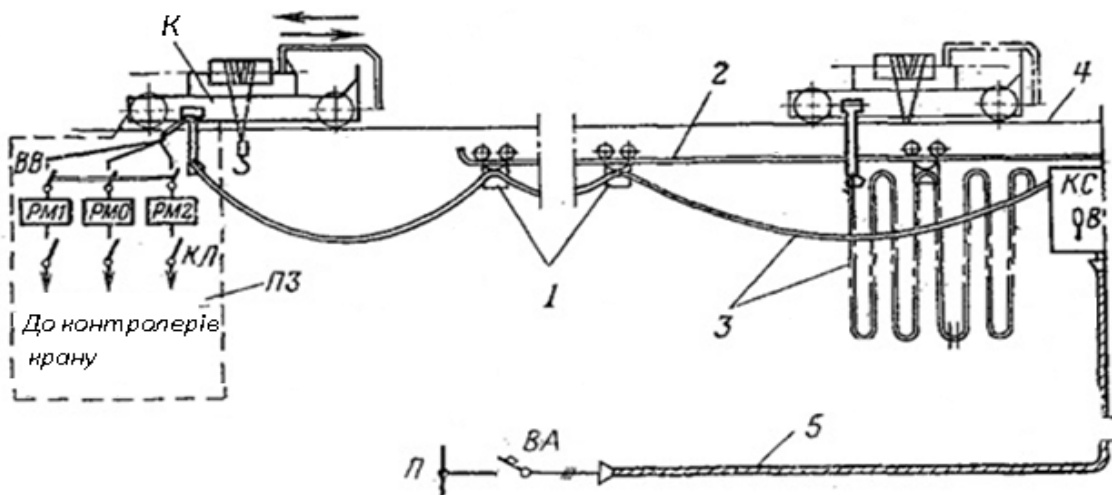


Рисунок 9 – Схема живлення механізмів крана гнучким кабелем:
 К – міст крана; 1 – роликові каретки; 2 – спеціальні рейки; 3 – кабель;
 4 – кінець підкранового шляху; ВВ – ввідний вимикач; ПЗ – панель захисна

У кранах, як правило, використовують спеціальні, із підвищеною міцністю асинхронні двигуни трифазного струму серій МТФ (МТН) і МТКФ (МТКН), призначені для частих пусків і перевантажень. Перші – із фазним ротором, другі – короткозамкнені, останні мають обмежене використання навіть за напруженої роботи.

Кранові двигуни мають високу перевантажувальну здатність (відношення максимального моменту до номінального становить $2,3 \div 2,8$), значний пусковий момент за порівняно невеликих пускових струмів, малий час розгону до номінальної частоти обертання.

У деяких випадках на найбільш відповідальних кранових механізмах важкого режиму роботи зі значною частотою пусків, значними перевантаженнями і високим діапазоном регулювання частоти обертання використовують двигуни постійного струму серії Д і складні системи електроприводів.

Для швидкої зупинки механізмів, надійного утримання піднятих вантажів використовують різні гальмівні електромагніти і електрогідравлічні штовхачі.

Як апаратуру оперативного управління електроприводами використовують різного виду контролери, командоконтролери, пульти управління, реле, контактори і пускачі, напівпровідникові пристрої управління електроприводами. До апаратури, що виконує функції захисту, контролю і сигналізації, відносяться автоматичні вимикачі, запобіжники, кінцеві вимикачі, реле захисту і контролю тощо.

Для роботи кранів у вибухонебезпечних середовищах використовують апаратуру у вибухозахисному виконанні СКВ (станція кранова вибухозахисна) і СОК (станція освітлення кранова).

2.3 Ліфтові установки

Ліфтові установки – це стаціонарні установки періодичної дії для транспортування людей і вантажів по вертикалі з одного рівня на інший у кабіні, яка переміщується за вертикальними напрямними у спеціальній шахті.

За призначенням ліфти поділяються на пасажирські, вантажні (із провідником і без провідника), малі вантажні (для бібліотек, їдалень тощо), спеціальні (наприклад, лікарняні).

За швидкістю руху кабін ліфти поділяються на вантажні і пасажирські тихохідні ($0,25 \div 0,5$ м/с), нормальні ($0,75 \div 1,25$ м/с), пасажирські швидкохідні ($1,5 \div 2,0$ м/с) і швидкісні ($2,5 \div 5,0$ м/с).

Максимальне значення швидкості кабін має не тільки техніко-економічне, але й фізіологічне обмеження. За швидкості кабін 4 м/с і більше швидка зміна барометричного тиску зі зміною висоти негативно впливає на серцево-судинну систему й слуховий апарат людини, викликаючи неприємні відчуття.

Вантажопідйомність пасажирських ліфтів коливається від 250 до 1500 кг, що відповідає можливій кількості для підймання і спускання людей від 5 до 21; вантажних ліфтів – до 5000 кг, малих вантажних – до 160 кг.

Продуктивність ліфта є важливим параметром, який залежить від вантажопідйомності, швидкості, висоти підйому, характеристик пасажиропотоку, схеми організації міжповерхових перевезень тощо. Вона зазвичай визначається кількістю пасажирів або масою вантажів, що транспортується за одиницю часу.

На рисунку 10 наведено будову пасажирської ліфтової установки.

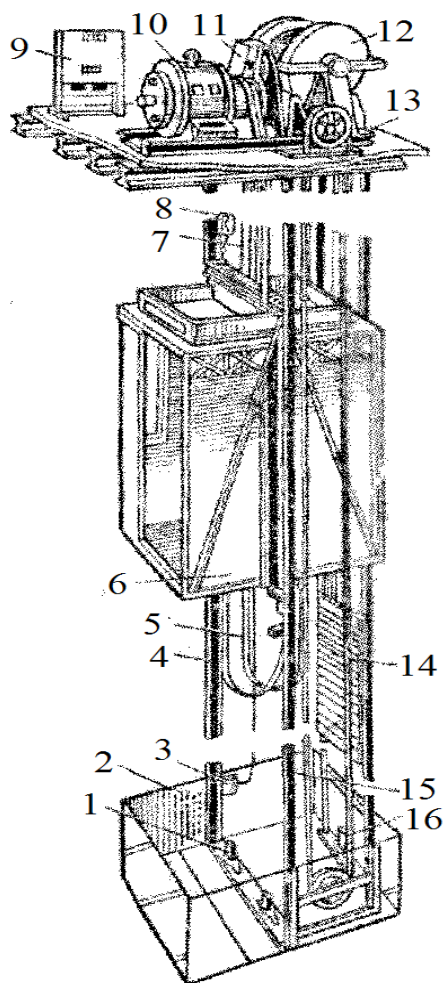


Рисунок 10 – Будова ліфтової установки

У верхній частині установки знаходиться машинне приміщення, в якому розташовується двигун 10, який за допомогою редуктора обертає шків 12, через який перекинуто підйомні канати 7. Також у машинному приміщенні знаходяться гальмівний пристрій 11 і панель управління 9. Все обладнання машинного приміщення монтується на загальній рамі 13. Рух кабіни 6, підвішеної на канатах, відбувається у вертикальній огороженій шахті 2 за напрямними 4 і 15; противага 14 рухається по своїх напрямних. За допомогою поверхових перемикачів 8 відбувається зупинка кабіни на заданому поверсі. Для обмеження переміщення кабіни нижче першого поверху використовується кінцевий вимикач 3, аналогічний вимикач знаходиться у верхній частині шахти. На дні шахти передбачаються буферні пристрої 1, 16, які запобігають удару кабіни об дно шахти за відмови нижнього кінцевого вимикача. Живлення електрообладнання кабіни здійснюється за допомогою гнучкого кабелю 5. Для безпеки ліфтові установки оснащено уловлювачами – механічні пристрої, які застоплюють рух кабіни за умови перевищення допустимої швидкості руху кабіни або обриву каната. Між кабіною і поверховими ліфтовими дверми існує блокування, що дозволяє відчинити двері лише за наявності нерухомої кабіни на рівні поверху. Якщо двері кабіни відчиняються під час руху, відбувається зупинка ліфта.

Якщо механізм підйому крана являє собою однокінцеву лебідку, то ліфтова установка є типовою двокінцевою лебідкою, кінематичну схему якої наведено на рисунку 11, яка містить двигун (Д), гальмівний пристрій (Г), редуктор (Р), канатний шків (КШ), робочий канат (РК), врівноважувальний канат (ВК), кабінку (К) і протизавагу (ПР).

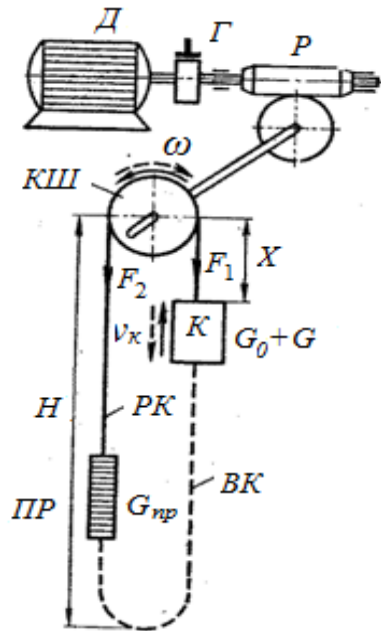


Рисунок 11 – Кінематична схема ліфтової установки

Недоліком однокінцевих лебідок є необхідність додаткової витрати електроенергії на підйом і опускання вантажозахоплюючого пристрою. Якби принцип однокінцевої лебідки застосовували для ліфтових установок, то додаткова витрата електроенергії була б пов'язана з підйомом і опусканням пустої кабіни.

У ліфтових установках у зв'язку з необхідністю обслуговування декількох поверхів замість другої кабіни використовують баластний контрвантаж – протизавагу. Масу протизаваги $G_{пр}$ (кг) обирають з умови врівноваження не тільки пустої кабіни G_0 (кг), але й частини корисного навантаження, тобто:

$$G_{пр} = G_0 + \alpha \cdot G_{ном},$$

де $G_{ном}$ – номінальна вантажопідйомність ліфта, кг;

α – коефіцієнт врівноваження вантажу.

Для врівноваження маси підйомного каната в ліфтових установках використовують врівноважувальний канат.

Якщо прийняти приблизно постійним ККД ліфтової установки η_d з урахуванням тертя в напрямних, а також розглядати цикл роботи, що складається з двох операцій, тобто підйому номінального вантажу і підйому протизаваги, що відповідає опусканню пустої кабіни ліфта, то вирази для обчислення статичних моментів операцій $M_{ст}$ (Н·м) матимуть такий вигляд:

$$M_{cm1} = \frac{(1-\alpha) \cdot G_{ном} \cdot g \cdot D_{шк}}{2 \cdot i \cdot \eta_l},$$

$$M_{cm2} = \frac{\alpha \cdot G_{ном} \cdot g \cdot D_{шк}}{2 \cdot i \cdot \eta_l},$$

де $D_{шк}$ – діаметр канатотягового шківa, м;

i – передатне число редуктора.

Якщо визначити середній момент за цикл роботи і визначити мінімальне значення моменту, то воно буде мати місце за $\alpha = 0,5$. На рисунку 12 наведені графіки моментів за цикл роботи за $\alpha = 0,5$ і $\alpha = 0$. Визначивши середній момент за цикл роботи для кожного випадку і розрахувавши потужність двигуна P (кВт) за виразом

$$P = \frac{M_{cp} \cdot n}{9550},$$

отримаємо, що за врівноваження $\alpha = 0,5$ потужність привідного двигуна буде в 1,41 рази меншою, ніж за $\alpha = 0$ (де n – частота обертання двигуна, об/хв). На практиці коефіцієнт врівноваження приймається $\alpha = 0,4 \div 0,6$.

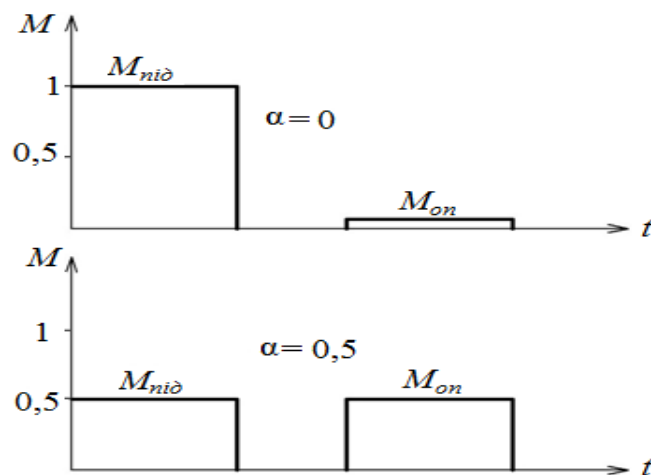


Рисунок 12 – Графіки моментів за цикл роботи ліфтової установки за різних коефіцієнтів врівноваження:

M_{nid} – момент підйому номінально завантаженої кабіни;

M_{on} – момент опускання пустої кабіни

Режим роботи ліфтової установки характеризується діаграмами швидкості, прискорення й ривка (рисунок 13). Ривок являє собою зміну прискорення в часі $\rho = da / dt$ і становить $\rho = 3 \div 10$ м/с³. Допустимі значення прискорення кабіни в момент пуску й гальмування за зупинки в нормальних режимах роботи для тихохідних і швидкохідних ліфтів становлять 1,5 м/с², для швидкохідних – 2,5 м/с². Максимально допустиме гальмування за зупинки ліфта кнопкою «Стоп» не повинне перевищувати 3 м/с².

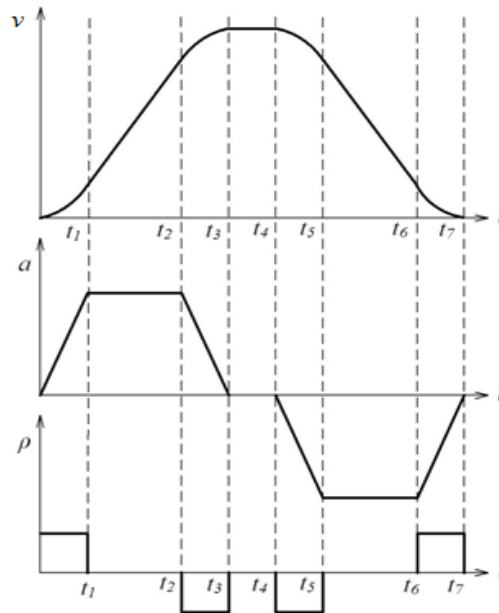


Рисунок 13 – Графіки роботи ліфтової установки

Окрім обмеження значень швидкості, прискорення й ривка, до приводу ліфтової установки висунуто вимоги точності зупинки, допустима величина неточності для ліфтів становить:

- пасажирських тихохідних і швидкохідних $\pm(35 \div 50)$ мм;
- пасажирських швидкохідних $\pm(10 \div 20)$ мм;
- лікарняних ± 10 мм.

Вибір потужності привідного двигуна ліфтової установки здійснюють згідно з універсальною методикою для механізмів повторно-короткочасного режиму роботи або за методикою з урахуванням кількості ймовірних зупинок ліфта. Для орієнтовних розрахунків потужність двигуна ліфтової установки (кВт) можна визначати з режиму підйому номінального вантажу за виразом

$$P = \frac{(1 - \alpha) \cdot G_{ном} \cdot g \cdot v \cdot 10^{-3}}{\eta},$$

де v – швидкість кабіни в сталому режимі, м/с;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

η – загальний ККД ліфтової установки.

Сталеві канати для підвішування кабіни розраховують за найбільшим допустимим натягом з обов'язковим урахуванням маси кабіни, маси канатів від точки збігання з барабана або шківів і максимальної вантажопідйомності ліфта. Коефіцієнт запасу міцності для каната приймають $8 \div 15$ залежно від швидкості руху кабіни, а також призначення ліфта. Для зменшення діаметрів блоків і канатів у ліфтах використовують підвішування з двох, чотирьох або шести канатів.

Для запобігання падінню кабіни всі ліфти оснащено спеціальними механізмами-уловлювачами для негайної зупинки кабіни за умови обриву каната або швидкості руху кабіни, на 15% вищої від заданої. В останньому випадку уловлювач приводиться в дію обмежувачем швидкості.

У тихохідних пасажирських і вантажних ліфтах використовуються найбільш прості та надійні в роботі асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. Використання асинхронних двигунів з фазним ротором для тих же умов доцільне лише за обмеженої потужності мережі, що живить ліфтову установку.

Для швидкохідних ліфтів переважно використовується привід на основі двигунів постійного струму за системою Г-Д або використовуються тиристорні схеми управління (система ТП-Д).

Електрообладнання ліфтових установок охоплює як апаратуру загального призначення у вигляді контакторів, пускачів, реле, кнопок управління, кінцевих вимикачів тощо, так і спеціальну апаратуру: поверхові перемикачі і реле, перемикачі швидкості, дверні контакти, контакти підлоги тощо.

Живлення силового електрообладнання ліфтових установок здійснюється від мережі 380 В, напруга мережі освітлення, кіл управління і сигналізації – не вища 220 В.

2.4 Підйомні установки

Підйомні установки підприємств із підземним видобуванням копалин являють собою вертикальний або похилий підйомник для переміщення людей і вантажів у спеціальних підйомних посудинах, що рухаються по напрямних або рейках, розташованих у стволі шахти.

Підйомні установки класифікують: за призначенням – головні (вантажні), допоміжні (вантажолюдські) і для перевезення людей; за типом ствола шахти – вертикальні і похилі; за типом підйомних посудин – клітьові, скіпові і комбіновані; за ступенем урівноваженості – врівноважені і неврівноважені; за типом органів навівання підйомних канатів – з постійним радіусом навівання (із циліндричним барабаном) і зі змінним радіусом навівання (з біциліндричним барабаном); за кількістю підйомних канатів – одноканатні барабанні і багатоканатні зі шківом тертя; за типом приводу – з асинхронним приводом і приводом постійного струму.

Підйомна установка – це сукупність підйомної машини з електроприводом і апаратурою, будівлі підйомної машини і копра, шківів, підйомних посудин, підйомних і врівноважувальних канатів, провідників, завантажувальних і розвантажувальних пристроїв та інших елементів, об'єднаних одним стволом. Копри служать для розміщення напрямних шківів, кріплення провідників і розвантажувальних кривих для скіпів і перевертальних клітей, фіксації посадкових пристроїв клітей, а за багатоканатного підйому – для встановлення підйомної машини. Скіпи – це спеціальні посудини для підйому копалин, кліті – для перевезення людей і вагонеток.

Режим роботи підйомної установки – циклічний, довжина циклу значною мірою залежить від глибини ствола. Для підйому і розвантаження копалин рекомендується семіперіодна діаграма швидкості, прискорення і зусиль для періодів розгону, рівномірного руху і гальмування (рисунок 14).

Періоди *i* відповідають прискоренню (гальмуванню) підйомної посудини в розвантажувальних напрямних, рівномірному рухові при вході з розвантажувальних кривих, прискоренню (гальмуванню) у стволі шахти до максимальної (мінімальної) швидкості і рівномірному рухові по стволу шахти.

Швидкості і прискорення для окремих частин діаграми регламентуються. Так, початкове прискорення і гальмування в момент зупинки для людських і вантажних вертикальних підйомів не повинно перевищувати $0,3 \text{ м/с}^2$, основне прискорення – $0,75 \text{ м/с}^2$, швидкість на другій і шостій ділянках діаграми – $0,5 \text{ м/с}$. Гранична швидкість залежно від висоти підйому H_n (м) обмежується величиною $v_{max} = 0,8 \cdot \sqrt{H_n}$, при цьому під час підйому-опускання людей вона не повинна перевищувати 12 м/с .

Потужність приводу підйомної установки визначається з діаграм швидкостей і зусиль. Еквівалентна потужність двигуна $P_{екв}$ (кВт) визначається з виразу

$$P_{екв} = \frac{F_{екв} \cdot v_{max} \cdot 10^{-3}}{\eta},$$

де $F_{екв}$ – еквівалентне зусилля за цикл підйому, Н;

v_{max} – максимальна швидкість руху підйомних посудин, м/с;

η – ККД приводу з урахуванням передачі, для безредукторного приводу $\eta = 0,975$, з одноступеневим редуктором – $0,93$, із двоступеневим – $0,9$.

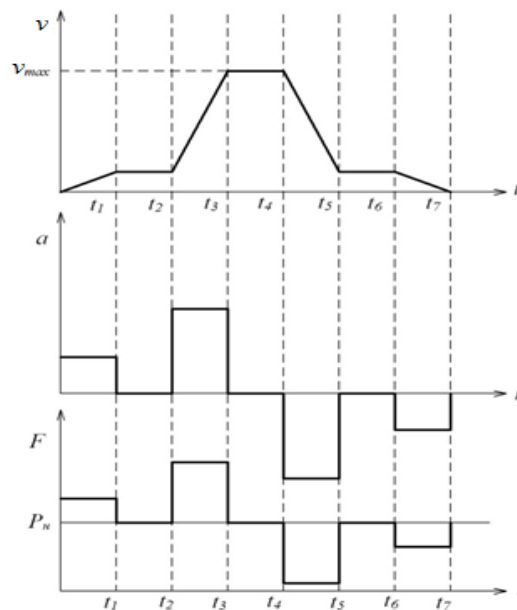


Рисунок 14 – Графіки роботи підйомної установки

Еквівалентне зусилля за тривалість роботи знаходиться із діаграми зусиль з урахуванням терміну дії зусиль на окремих ділянках, розрахунковий вираз має вигляд

$$F_{екв} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n F_i^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}},$$

де n – кількість періодів діаграми швидкості.

Частота обертання двигуна $n_{\text{об}}$ (об/хв) визначається за виразом

$$n_{\text{об}} = \frac{60 \cdot i \cdot v_{\text{max}}}{\pi \cdot D},$$

де i – передатне число редуктора;

D – діаметр барабана, м.

Згідно з еквівалентною потужністю і частотою обертання стандартна потужність двигуна вибирається за каталогом так, щоб $P_{\text{об}} \geq P_{\text{екв}}$.

Потужність двигуна підйомної установки (кВт) може бути знайдена за спрощеним виразом

$$P = \frac{Q \cdot g \cdot H_n \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot 10^{-3}}{\eta_n \cdot T_u},$$

де Q – маса підйомної посудини з вантажем, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

H_n – висота підйому, м;

k_1 – коефіцієнт додаткових опорів, $k_1 = 1,15$;

k_2 – коефіцієнт, який враховує характер динамічного режиму, $k_2 = 1,4$;

η_n – ККД передачі;

T_u – тривалість циклу, с.

Для приводу підйомних машин використовуються асинхронні двигуни з фазним ротором і двигуни постійного струму. Принципову схему живлення двигуна з фазним ротором на напругу 380 В зображено на рисунку 15, де QF – автоматичний вимикач; $KM1$, $KM2$ – силові контакти контакторів реверсивного пускача; M – асинхронний двигун з фазним ротором; R – змінні роторні опори.

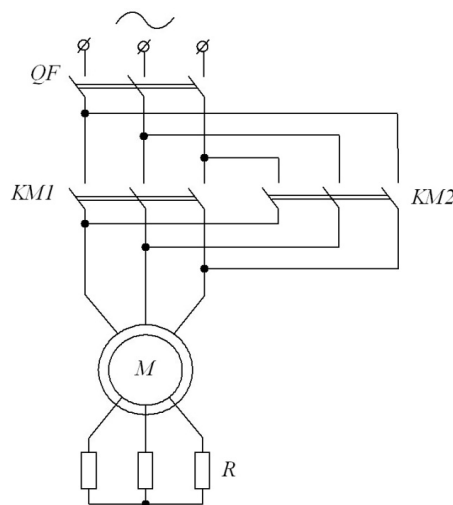


Рисунок 15 – Принципова силова схема живлення асинхронного двигуна з фазним ротором на напругу 380 В

Надійність схеми живлення залежить від призначення підйомної установки. За необхідної потужності двигуна більше ніж 1250 кВт здебільшого використовується дводвигуновий асинхронний привід, у результаті чого спрощується робота редуктора, можна досягти більш плавного пуску, поліпшуються режими гальмування. Однак за умов використання дводвигунового приводу збільшуються його вартість і маса, кількість комутаційної апаратури і роторних опорів, а також необхідно передбачувати засоби з вирівнювання навантажень двигунів.

Двигуни постійного струму незалежного збудження здебільшого використовуються у системі з тиристорним управлінням (система ТП-Д). Тиристорний перетворювач забезпечує перетворення струму промислової частоти у випрямлений постійний струм, зміною величини напруги якого регулюється частота обертання двигуна при постійному потоці збудження. За роботи приводу у двигуновому і гальмівному режимах забезпечується управління тиристорним перетворювачем (ТП) відповідно у випрямляючому й інверторному режимах. Розрізняють два варіанти системи ТП-Д (рисунок 16): реверсивний ТП для живлення якоря двигуна і нереверсивний тиристорний збудник (ТЗ) для живлення обмотки збудження двигуна; нереверсивний ТП для живлення якоря двигуна і реверсивний ТЗ для живлення обмотки збудження двигуна. Оскільки двигун підйомної установки змінює напрям обертання після зупинки, то друга схема економніша й надійніша.

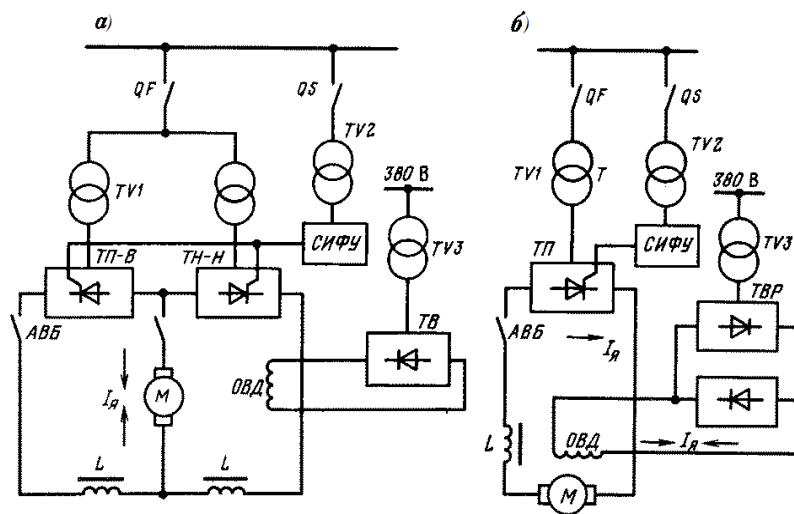


Рисунок 16 – Варіанти систем ТП-Д:
 а) з реверсивним ТП і нереверсивним ТЗ;
 б) з нереверсивним ТП і реверсивним ТЗ

До допоміжного електрообладнання підйомних установок відносять джерела живлення для динамічного гальмування двигунів постійного струму, генераторів і синхронних двигунів у системах ТП-Д і Г-Д. Як елементи джерела постійного струму можна використовувати силові магнітні підсилювачі, машинні перетворювачі, перетворювальні пристрої, тиристорні агрегати.

Також до обладнання підйомних установок відносяться станції управління різного призначення, збудники, тахогенератори, контактори, ящики опорів, рідинні реостати, автоматичні вимикачі тощо.

2.5 Одноківшеві екскаватори

Одноківшеві екскаватори являють собою пересувні установки циклічної дії, призначені здебільшого для черпання і переміщення ґрунтів і гірських порід.

За конструкцією робочого органу розрізняють такі екскаватори: пряма лопата, драглайн, обернена лопата, грейфер, екскаватор-кран (рисунок 17).

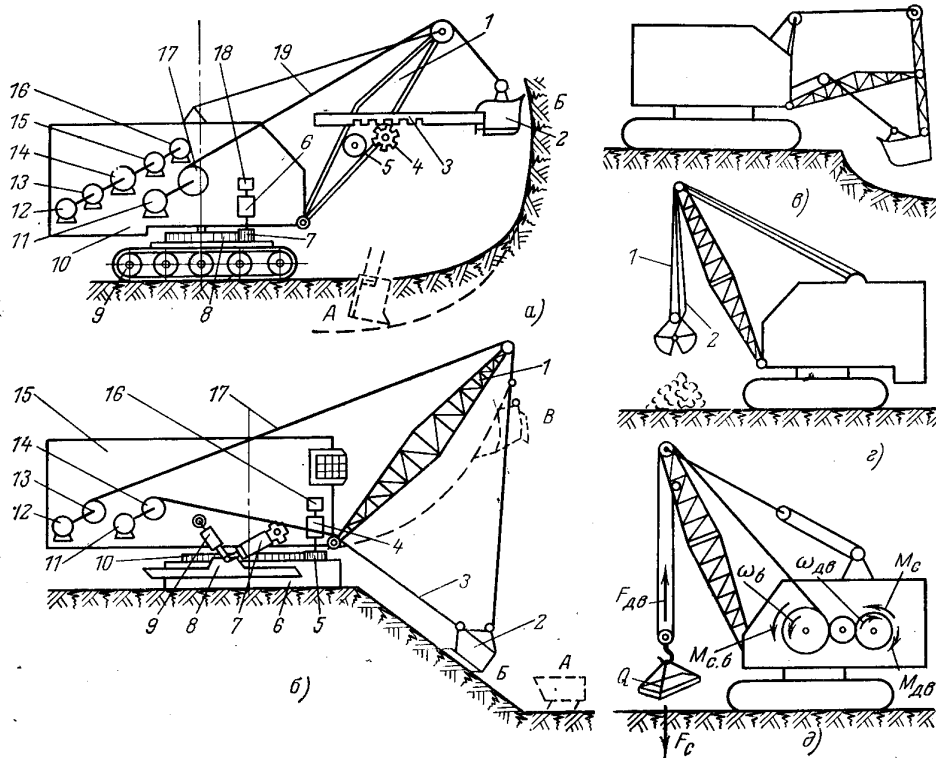


Рисунок 17 – Конструкції екскаваторів

а) – пряма лопата:

- 1 – стріла; 2 – ківш; 3 – рукоять; 4 – напірний механізм; 5 – двигун напору;
 6 – поворотний механізм; 7 – поворотна шестерня; 8 – зубчастий вінець; 9 – ходовий візок;
 10 – поворотна платформа; 11 – двигун підйому; 12 та 13 – генератор напору і підйому;
 14 – мережевий двигун; 15 та 16 – генератор повороту-ходу і власних потреб;
 17 – підйомний механізм; 18 – двигун повороту; 19 – підйомний канат;

б) – драглайн:

- 1 – стріла; 2 – ківш; 3 – тяговий канат; 4 – поворотний механізм; 5 – поворотна шестерня;
 6 – база; 7 – допоміжний гідроциліндр; 8 – лижі; 9 – підйомний гідроциліндр;
 10 – зубчастий вінець; 11 – двигун тягового механізму; 12 – двигун підйому;
 13 – підйомний механізм; 14 – тяговий механізм; 15 – кузов; 16 – двигун повороту;
 17 – підйомний канат;

в) – обернена лопата:

- г) – грейфер: 1 – підйомний канат; 2 – замикаючий канат;

д) – екскаватор-кран

Пряма лопата (рисунок 17, а) забезпечує черпання ґрунтів (порід), що лежать вище від основи ходової частини екскаватора. Ківш екскаватора закріплюється на рукояті, що шарнірно закріплена на стрілі. Наповнення ковша відбувається за

допомогою двох робочих рухів – підйому ковша і поступового руху рукояті, що створює натиск для проникнення зубців ковша в ґрунт.

Переміщення заповненого ковша до місця вивантаження відбувається обертанням поворотної платформи за рахунок оббігання поворотної шестерні механізму повороту платформи навколо нерухомого зубчастого вінця ходової частини. Відкривання днища ковша під час розвантаження відбувається допоміжним двигуном, який розташований на рукояті. Таким чином, в екскаватора можна виділити механізми підйому, напору, повтору, а також механізм переміщення (ходу) екскаватора.

Драглайн (рисунок 17, б) і обернена лопата (рисунок 17, в) здійснюють черпання ґрунтів, що лежать нижче від основи ходової частини екскаватора. Якщо обернена лопата конструктивно подібна до прямої лопати, то драглайн має вільне підвішення ковша, заповнення якого відбувається підтягненням до екскаватора тягового каната. Занурення ковша в ґрунт здійснюється під дією власної ваги, утримання ковша від надмірного занурення в ґрунт здійснюється натягом підйомного каната. Після заповнення ковша підйомний канат піднімає ківш до верхньої частини стріли, при цьому тяговий канат перебуває в натягнутому стані і утримує ківш від перевертання. Після повертання екскаватора до місця розвантаження через ослаблення натягу тягового каната відбувається перевертання і розвантаження ковша.

Грейфер (рисунок 17, г) здійснює захват і переміщення насипних і м'яких ґрунтів або інших сипких матеріалів. Екскаватор-кран (рисунок 17, д) служить для завантажувально-розвантажувальних і монтажних робіт подібно до кранових установок.

За способом пересування екскаватори підрозділяються на гусеничні, пневмоколісні і крокуючі.

За призначенням одноківшеві екскаватори класифікують за чотирма типами – С, К, В і Ш.

Екскаватори типу С є універсальними будівельними екскаваторами з місткістю ковша $0,15 \div 2,5 \text{ м}^3$, їх використовують у промисловому і житловому будівництві, позначають, наприклад, Е-1251, де Е – екскаватор, 1250 – місткість ковша в літрах, остання цифра 1 вказує на електричне джерело живлення, 2 – дизельне.

Екскаватори типу К – спеціальні кар'єрні екскаватори з місткістю ковша $3,2 \div 20 \text{ м}^3$ і формою ковша у вигляді прямої лопати. Їх використовують для розробки важких ґрунтів, скельних порід, видобування корисних копалин на відкритих гірничих роботах, позначають, наприклад, ЕКГ-4,6 – екскаватор кар'єрний на гусеничному ході, місткість ковша – $4,6 \text{ м}^3$.

Екскаватори типу В – спеціальні розкривні екскаватори у вигляді прямої лопати з подовженою стрілою і місткістю ковша $4 \div 35 \text{ м}^3$. Їх використовують для розкриття й видобування корисних копалин на відкритих гірничих роботах, позначають, наприклад, ЕВГ-6 – екскаватор розкривний, на гусеничному ході з місткістю ковша 6 м^3 ; при позначеннях, наприклад ЕВГ-15/40 – знаменник у цифровому позначенні вказує на довжину стріли в метрах, тобто 40 м.

Екскаватори типу Ш – спеціальні екскаватори-драглайни, що крокують з місткістю ковша $4 \div 125 \text{ м}^3$. Їх використовують у гідротехнічних роботах і на розкривних роботах у гірничо-видобувній промисловості, позначають, наприклад, ЕШ-80/100 – екскаватор крокуючий з місткістю ковша 80 м^3 і довжиною стріли 100 м.

За продуктивністю екскаватори підрозділяються на три групи: машини малої потужності з місткістю ковша до $2,5 \text{ м}^3$, середньої потужності – $2,5 \div 8 \text{ м}^3$, великої потужності – більше 8 м^3 .

За можливістю використання різних робочих органів розрізняють універсальні і спеціальні екскаватори. Так, екскаватор Е-2503 може мати три види змінного робочого органу – пряма лопата, драглайн і кран.

За напругою живлення екскаватори поділяються на екскаватори низької напруги із живленням від мережі 380 В і високої напруги із живленням від мережі 10 (6) кВ.

За видом електроприводу, що використовується, екскаватори поділяються на однодвигунові, коли всі механізми приводить у робочий рух один двигун за допомогою різного виду передач; багатодвигунові, коли кожний головний робочий механізм має індивідуальний двигун, і комбіновані, коли одна частина робочих механізмів має індивідуальний електропривід, а друга – груповий.

Робочі механізми екскаватора працюють у повторно-короткочасному режимі роботи подібно до кранових установок. Як приклад, на рисунку 18 наведені ідеалізовані навантажувальні діаграми приводів механізму напору, підйому рукояті і повертання екскаватора-прямої лопати за один цикл копання.

На рисунку 18, а: t_1 – час розгону приводу на початку процесу копання; t_2 – копання (черпання); t_3 – підйом навантаженого ковша під час повороту екскаватора на розвантаження; t_4 – гальмування приводу після підйому навантаженого ковша; t_5 – утримання навантаженого ковша в стані рівноваги під час повороту на вивантаження (ківш утримується від падіння гальмівним моментом, який створюється двигуном) і його розвантаження; t_6 – розгін приводу під час опускання ковша; t_7 – опускання порожнього ковша; t_8 – гальмування ковша після його опускання; t_9 – утримання порожнього ковша під час повороту у вибій.

На рисунку 18, б наведено дію механізму повороту: t_{10}, t_{11}, t_{12} – відповідно розгін, рух зі сталою швидкістю й гальмування під час повороту на розвантаження навантаженого ковша; t_{13}, t_{14}, t_{15} – розгін, рух зі сталою швидкістю й гальмування під час повороту у вибій із порожнім ковшем.

На рисунку 18, в наведено дію механізму напору: t_{16} і t_{17} – розгін приводу на початку й упродовж копання; t_{18} і t_{19} – висування рукояті з навантаженим ковшем після закінчення копання (для збільшення радіусу розвантаження) і гальмування приводу; t_{20} – утримання ковша під час повороту на вивантаження; t_{21}, t_{22}, t_{23} – відповідно розгін приводу, втягування рукоятки з порожнім ковшем під час повороту у вибій і гальмування приводу.

Цикл роботи будівельних екскаваторів під час повороту на 90° для розвантажування становить $15 \div 25$ с, для кар'єрних екскаваторів – $20 \div 35$ с, для крокуючих екскаваторів термін циклу у 2–3 рази більший, ніж у кар'єрних, і становить, наприклад, для екскаватора ЕШ-5/45 – до 45 с, ЕШ-15/90 – до 75 с.

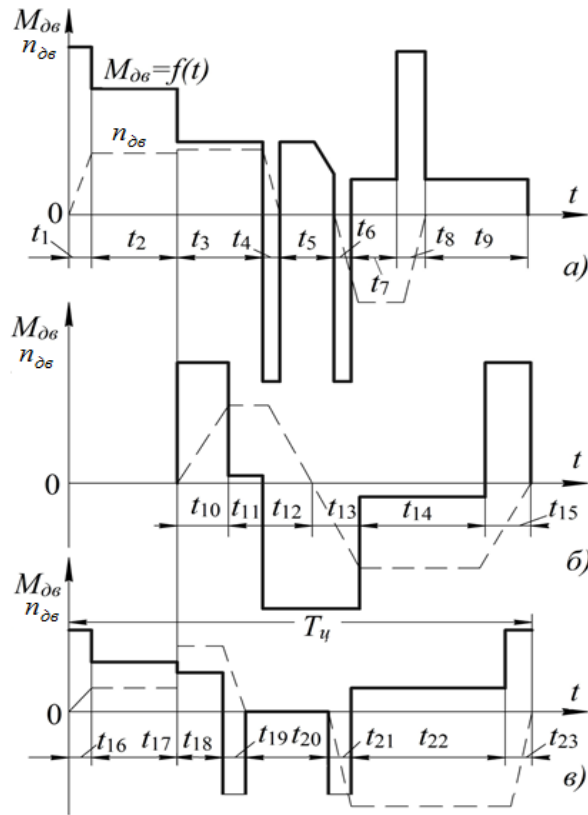


Рисунок 18 – Режими роботи механізмів екскаватора

За навантажувальними діаграмами робочих механізмів екскаватора можна визначити необхідну потужність привідного двигуна.

Екскаватори невеликої встановленої потужності (до 160 кВт) живляться кабелем за напруги мережі 380 В від трансформаторної підстанції. За більшої встановленої потужності використовується напруга 10 (6) кВ. За високовольтною схемою живлення (рисунок 19) екскаватор отримує живлення гнучким кабелем від пункту приєднання, який складається з високовольтного роз'єднувача, високовольтного вимикача і контрольно-захисної апаратури. Жили гнучкого кабелю через ввідний ящик екскаватора приєднуються до нерухомих щіток, які закріплені на ходовій рамі. На платформі, що повертається, є струмознімальні кільця, до яких щільно притискуються щітки ходової рами. Загалом цей пристрій передавання електроенергії від ходової до поворотної частини екскаватора називається кільцевим струмозійомником. Від кільцевого струмозійомника кабелем електроенергія подається до станції управління на будівельних екскаваторах або до розподільного пристрою на інших типах екскаваторів, де вона розподіляється між робочими механізмами. У зв'язку з тим, що механізми руху екскаваторів та інші споживачі ходової частини живляться низькою напругою, у високовольтній схемі живлення передбачається другий кільцевий струмозійомник для передавання

живлення низької напруги від поворотної платформи до ходової частини екскаватора; як правило, у таких випадках використовується комбінований кільцевий струмозіймник, який складається з двох частин напругою 10 (6) кВ і низької напруги.

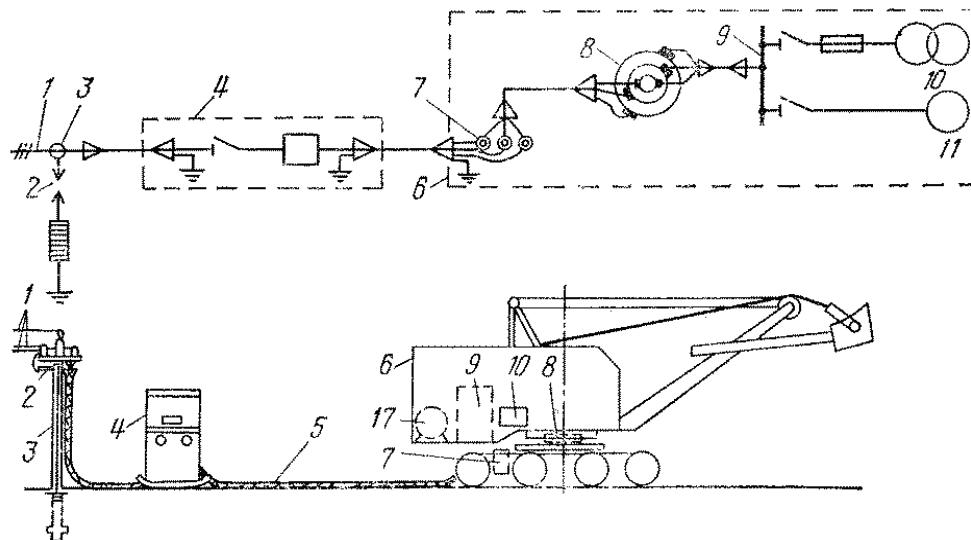


Рисунок 19 – Високовольтна схема живлення екскаватора:

- 1 – повітряна лінія 10(6) кВ; 2 – розрядник; 3 – опора; 4 – пункт приєднання високої напруги ЯКНО; 5 – гнучкий кабель високої напруги; 6 – поворотна платформа;
- 7 – опорні ізолятори ввідного ящика; 8 – кільцевий струмозіймник високої напруги;
- 9 – розподільний пристрій силовий; 10 – трансформатор;
- 11 – мережевий привідний двигун

Під час переміщень екскаватора гнучкий кабель укорочується (подовжується) з допомогою окремо розташованого або розміщеного на екскаваторі кабельного барабана.

Режим роботи основних робочих механізмів екскаватора характеризується різкою зміною навантаження, частими механічними поштовхами, великою кількістю ввімкнень і реверсування приводу. Це вимагає, щоб привід був реверсивним, дозволяв розвивати підвищений пусковий момент, мав широкий діапазон регулювання частоти обертання, мав так званий стопорний режим на випадок заклинювання робочого механізму під час роботи.

Ці вимоги в однодвигуновому приводі задовольняють асинхронні двигуни з короткозамкненим і фазним роторами спеціальної конструкції.

У багатодвигуновому приводі використовується мережевий двигун, на валу якого розміщуються генератори основних механізмів; живлення механізмів відбувається двигунами постійного струму незалежного або паралельного збудження. Для живлення допоміжних механізмів використовуються асинхронні короткозамкнені двигуни.

На рисунку 20 наведено принципову електричну схему багатодвигунового екскаватора ЕКГ-4. Основні механізми живляться за системою Г-Д (генератор – двигун). Для механізмів повертання використовуються два послідовно ввімкнені двигуни, що дозволяє полегшити конструкцію і зменшити момент інерції порівняно з двигуном подвійної потужності. Оскільки робота механізмів повороту

й ходу розходиться в часі, генератор ходу використовується для живлення двигунів повороту.

Більшість електрообладнання екскаваторів розташовується на поворотній платформі. До складу обладнання апаратури управління і захисту на екскаваторах відносять перетворювальні пристрої, магнітні станції, пульти управління, різного роду підсилювачі, магнітні пускачі, електромагнітні контактори, вимикачі, реле, пускові і регулюючі резистори, командоконтролери тощо.

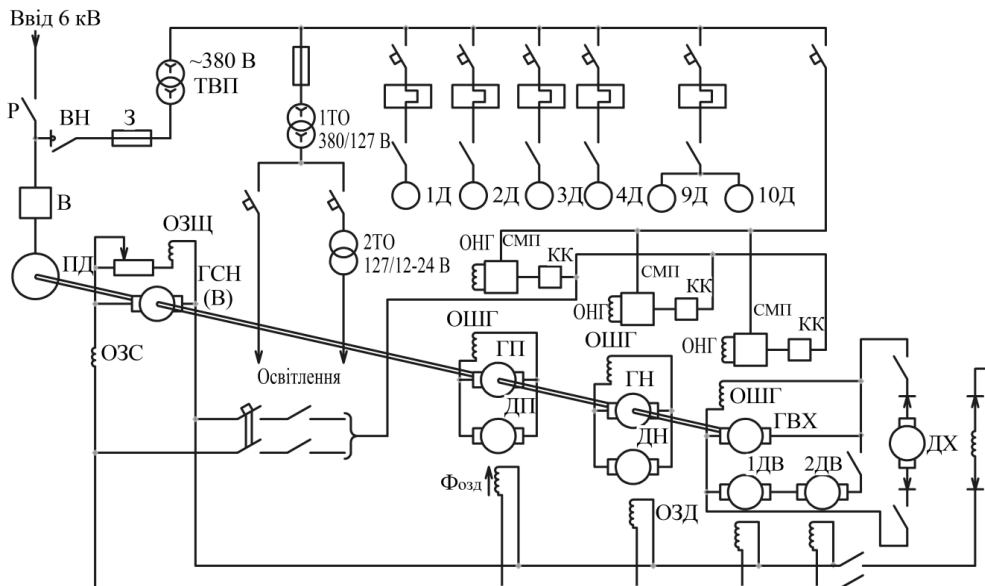


Рисунок 20 – Принципова електрична схема екскаватора ЕКГ-4

2.6 Установки циклічної дії як споживачі електричної енергії

Робота всіх споживачів циклічної дії викликає відхилення напруги від номінального значення і тим значніше, чим більша потужність приводів основних механізмів.

Кранові електродвигуни з фазним ротором мають потужність $1,4 \div 160$ кВт і синхронну частоту обертання 600, 750 і 1000 об/хв, а з короткозамкненим ротором – потужність $1,4 \div 37$ кВт і частоту обертання 750 і 1000 об/хв. Коефіцієнт потужності двигунів відповідно становить $0,50 \div 0,80$ і $0,52 \div 0,85$; ККД відповідно $0,65 \div 0,90$ і $0,60 \div 0,85$, при цьому зазначені показники збільшуються зі збільшенням потужності двигунів. Напруга живлення двигунів – 380 В змінного струму.

Незначний вплив на мережу живлення створюють ліфтові установки, максимальна потужність приводів яких становить 75 кВт.

Для підйомних установок з потужністю приводу до $2000 \div 2500$ кВт використовуються здебільшого асинхронні двигуни з фазним ротором. До недоліків асинхронного приводу відносять низьку керованість, що потребує додаткових засобів під час пуску й гальмування, необхідність використання силової комутаційної апаратури в колі ротора, що обмежує потужність двигуна, високі теплові втрати в реостатах, низький коефіцієнт потужності (на скіпових

підйомах – $0,60 \div 0,65$, на клітьових – $0,35 \div 0,50$ залежно від особливостей робочих діаграм).

Тихохідні двигуни постійного струму в приводах підйомів мають потужність до 10 МВт, при цьому використовуються системи Г-Д або ТП-Д. Привід за системою ТП-Д має переваги: менші експлуатаційні витрати, більшу надійність у роботі, високу швидкодію, менші теплові втрати, вищі ремонтпридатність і ремонтоздатність.

Одним із основних недоліків системи ТП-Д є генерація вищих гармонік і необхідність їх компенсації з допомогою фільтрокомпенсуючих пристроїв для надійної роботи інших електроприймачів.

Пуски системи ТП-Д можуть призвести до значних падінь і коливань напруги мережі. Для нормального функціонування системи ТП-Д необхідно, щоб потужність короткого замикання на шинах живлення перевищувала випрямлену потужність приводів у 30 – 60 разів. Система ТП-Д підйому має низький коефіцієнт потужності, для скіпових підйомів він не перевищує $0,60 \div 0,65$, а для клітьових з декількома горизонтами – до 0,35.

Навантаження одноківшевих екскаваторів різкозмінне, що значною мірою впливає на відхилення напруги у зв'язку зі значними потужностями привідних двигунів. Так, на екскаваторі ЕШ-14/75 силове обладнання складається із 47 двигунів і генераторів загальною потужністю 2800 кВт. В екскаватора ЕШ-80/100 потужність тільки мережевих синхронних двигунів становить 14,4 МВт, а загальна потужність усіх встановлених на ньому електричних машин досягає 70 МВт.

У більшості випадків у багатодвигунових приводах екскаваторів як мережеві двигуни використовуються синхронні двигуни з випереджальним $\cos \varphi = 0,8 \div 0,9$. Тому в умовах відкритого видобування корисних копалин батареї статичних конденсаторів високої напруги для компенсації реактивної потужності встановлюються у край рідко. Номінальний ККД мережевих двигунів становить $0,92 \div 0,93$.

Під час використання в приводах одноківшевих екскаваторів системи ТП-Д має місце генерування в мережу вищих гармонік.

За ступенем надійності живлення установки циклічної дії, пов'язані з перевезенням людей, відносяться до споживачів першої категорії, установки для переміщення й транспортування вантажів – до другої категорії.

3 ТРАНСПОРТНІ УСТАНОВКИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

3.1 Загальні відомості

Транспортні установки безперервної дії призначені для переміщення вантажів і людей безперервним потоком, при цьому завантаження і розвантаження їх відбувається без зупинки руху робочого органу.

У більшості установок безперервної дії розрізняють несучий і тяговий органи, за видом яких здебільшого і класифікуються установки. Під несучим органом розуміється основа установки, на якій переміщується вантаж. Під тяговим органом розуміється пристрій, за допомогою якого переміщується несучий орган. У деяких видах установок має місце суміщення тягового й несучого органів.

До транспортних установок безперервної дії відносяться:

- різного виду конвеєрні установки;
- елеватори;
- ескалатори;
- канатні дороги;
- роторні (багаточерпакові) екскаватори.

Висока продуктивність установок, яка обумовлена безперервністю роботи, сприяє широкому їх використанню як транспортних засобів у різних галузях виробництва й побуту. Роль установок безперервного транспорту збільшується у зв'язку зі зростанням механізації й автоматизації технологічних процесів, зі створенням автоматично працюючих ліній, цехів, а в окремих випадках і підприємств загалом.

3.2 Стрічкові конвеєри

Стрічкові конвеєри призначені для транспортування насипних і дрібноштучних вантажів і мають переваги порівняно з іншими видами транспорту, а саме:

- безперервність у роботі, результатом чого є висока продуктивність і високий коефіцієнт використання як самого конвеєра, так і машин, що працюють із ним у комплексі;
- простота конструкції, надійність у роботі й зручність обслуговування;
- можливість завантаження й розвантаження вантажів на конвеєрі в будь-якому місці його траси;
- можливість роботи конвеєра на підйом (спуск) аж до 90° у спеціальних конструкціях конвеєрів;
- можливість повної автоматизації роботи як окремого конвеєра, так і конвеєрної лінії з декількох конвеєрів.

До недоліків стрічкових конвеєрів відноситься їх висока вартість, відносно малий термін служби стрічки, неможливість транспортування негабаритних, гострокінцевих, високотемпературних і подібних вантажів.

Стрічковий конвеєр являє собою конвеєр з гнучким тяговим елементом і складається із таких частин:

- суміщеного вантажонесучого і тягового органів у вигляді спеціальної стрічки;
- ходових опорних пристроїв (роликів), по яких переміщується стрічка;

- привідного пристрою, який надає тягове зусилля стрічці;
- натяжного пристрою, який забезпечує необхідний початковий натяг стрічки;
- підтримуючих металоконструкцій конвеєра, включаючи і напрямні рейки.

Конструкція стрічкового конвеєра наведена на рисунку 21.

Конвеєрна стрічка є основним елементом стрічкового конвеєра, її вартість становить 30 – 50 % від загальної вартості конвеєра. Ширина стрічки становить 400 ÷ 3000 мм, швидкість руху – 0,4 ÷ 6,3 м/с.

Основними елементами привідного пристрою є електричний двигун з редуктором і привідним барабаном. Електричний двигун з редуктором, муфтою, гальмуючим елементом утворюють привідний блок, до складу якого можуть входити відхиляючі барабани і пристрої для очищення барабанів і стрічки. За кількістю барабанів розрізняють одно-, дво- і трибарабанні приводи.

Під час роботи конвеєра на підйом привідна станція конвеєра може розташовуватися як у верхній, так і в нижній частині конвеєра залежно від умов експлуатації, перевага віддається верхньому розташуванню приводу. Критерієм для вибору місця розташування привідного пристрою вздовж траси конвеєра є досягнення мінімального значення найбільшого натягу тягового органу з усіх можливих значень.

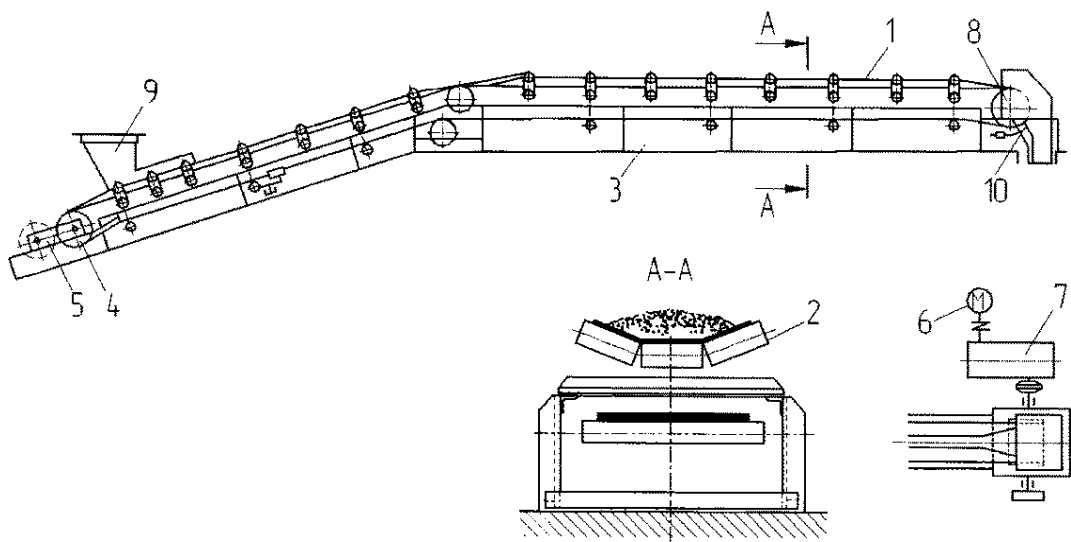


Рисунок 21 – Конструкція стрічкового конвеєра:

- 1 – стрічка; 2 – роликоопори; 3 – опорна металоконструкція; 4 – натяжний барабан;
 5 – натяжний пристрій; 6 – двигун; 7 – редуктор; 8 – привідний барабан;
 9 – завантажувальний пристрій; 10 – очисне обладнання

Натяжний пристрій складається із натяжного барабана і системи натягу стрічки, при цьому натяжний барабан переміщується на візку або в напрямних нерухомої рами. Натяжний пристрій бажано розташовувати в точці мінімального натягу тягового органу, тобто на збігаючій з привідного барабана гілці або в хвостовій частині конвеєра.

Ходові опорні пристрої навантаженої гілки конвеєра виконуються у вигляді однороликової опори, дво-, три- або п'ятироликової жолобчастої опори, конструкція порожньої гілки стрічкового конвеєра має однороликову опору.

Для визначення потужності приводу стрічкового конвеєра проводиться тяговий розрахунок. Для цього трасу конвеєра розбивають на окремі розрахункові ділянки, у межах яких сила опору руху змінюється за одним визначеним законом.

На лінійних ділянках силу натягу тягового органу F_{n+1} (Н) відносно початкової точки F_n уздовж напрямку руху стрічки визначають виразом

$$F_{n+1} = F_n + q \cdot g \cdot L \cdot \omega \pm q_1 \cdot g \cdot H,$$

де q – погонна маса стрічки, роликоопор, вантажу (тільки для навантаженої частини конвеєра), кг/м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

L – довжина прямолінійної ділянки конвеєра, м;

ω – коефіцієнт опору руху;

q_1 – погонна маса стрічки й вантажу (тільки для навантаженої частини конвеєра), кг/м;

H – різниця висот рівнів (плюс – за роботи стрічки на підйом, мінус – на опускання), м.

На закругленнях сила натягу має залежність

$$F_{n+1} = F_n \cdot (1 + \omega_1),$$

де ω_1 – коефіцієнт тертя на барабані, дорівнює $0,03 \div 0,05$, залежно від кута охоплення стрічкою барабана.

На привідному барабані співвідношення між силою натягу набігаючої $F_{нб}$ і збігаючої $F_{зб}$ ділянки стрічки визначається формулою Ейлера

$$F_{нб} = F_{зб} \cdot e^{\mu\alpha},$$

де e – основа натурального логарифма;

μ – коефіцієнт тертя стрічки на привідному барабані;

α – кут охоплення барабана стрічкою (у радіанах).

Позначивши силу натягу стрічки в першій точці F_1 (на виході з привідного барабана) і F_k на вході на привідний барабан, вирішуючи наведені вище вирази обходом по контуру траси конвеєра і за формулою Ейлера, отримаємо два рівняння з двома невідомими, розв'язок яких дасть значення F_1 і F_k .

Рухому силу, яку передає барабан стрічці, створює електропривід, найбільше значення цієї сили визначається як різниця сил натягу на набігаючій і збігаючій ділянках стрічки:

$$F_{рез} = F_k - F_1.$$

Використовуючи результуючу силу натягу, яку створює двигун, визначається потужність двигуна (кВт) за виразом

$$P_{\text{дв}} = \frac{\kappa_3 \cdot F_{\text{рез}} \cdot v \cdot 10^{-3}}{\eta},$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу, визначається типом конвеєра і становить $1,1 \div 1,35$;

$F_{\text{рез}}$ – результуюче зусилля, Н;

v – швидкість руху стрічки, м/с;

η – ККД привідного механізму.

Наближено потужність двигуна стрічкового конвеєра (кВт) можна визначити з виразу

$$P_{\text{дв}} = \frac{\kappa_3 \cdot Q \cdot g \cdot (c \cdot L \pm H)}{3600 \cdot \eta_n},$$

де Q – продуктивність конвеєра, т/год;

L – довжина конвеєра, м;

H – висота підйому (опускання) вантажу, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

η_n – ККД передачі, $\eta_n = 0,75 \div 0,80$;

c – розрахунковий коефіцієнт, що залежить від продуктивності конвеєра і його довжини, визначається згідно з таблицею 1.

Таблиця 1 – Значення розрахункового коефіцієнта c

Довжина конвеєра, м	Продуктивність конвеєра, т/год			
	10	50	200	400 і більше
10	1,00	0,92	0,50	0,37
50	0,66	0,35	0,22	0,18
200 і більше	0,35	0,21	0,14	0,12

3.3 Інші види конвеєрів

Значну групу конвеєрів становлять спеціальні типи стрічкових конвеєрів, до яких відносять: конвеєри для великокускових вантажів значної довжини, з металевою стрічкою, стрічково-канатні, стрічково-ланцюгові, крутонахилені і вертикальні, на повітряному підвісі і ряд спеціалізованих конвеєрів.

Конвеєри для великокускових вантажів використовуються у гірничодобувній промисловості, на збагачувальних комбінатах, потужність приводу конвеєра – від 630 кВт і вище, довжина конвеєра становить декілька сотень метрів.

Схемне рішення електромеханічної частини нахиленого конвеєра з високовольтним приводом наведено на рисунку 22.

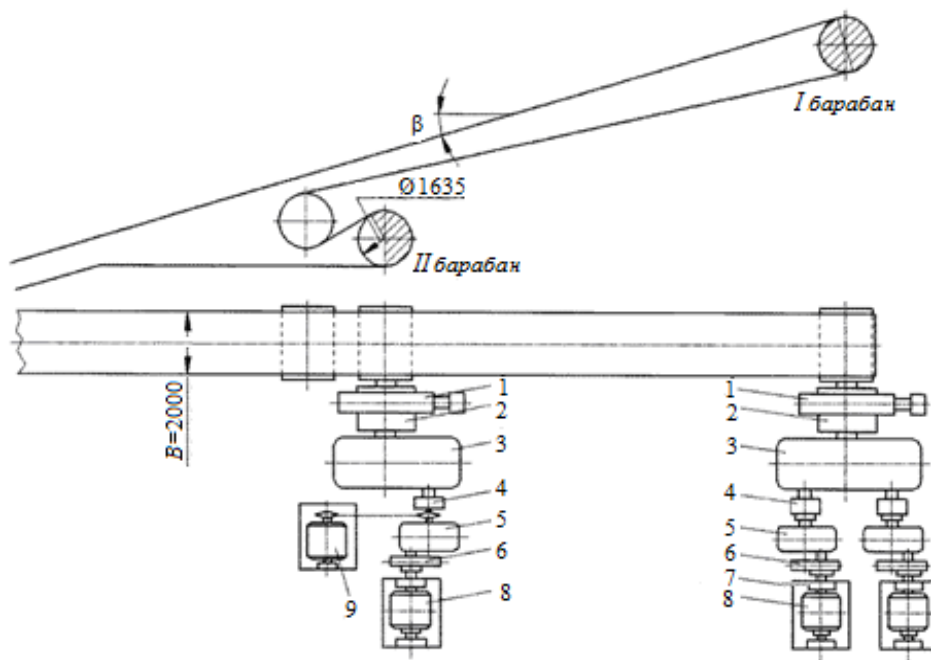


Рисунок 22 – Конструкція приводної частини нахилоного конвеєра:

- 1 – механізм храпового зупинення; 2 – зубчаста муфта; 3 – еластична муфта;
 4, 5, 6 – циліндричні редуктори; 7 – гальмівний пристрій;
 8 – асинхронний високовольтний двигун; 9 – допоміжний низьковольтний двигун

Конвеєр має два приводні барабани, верхній барабан оснащено дводвигуновим приводом, виконаним на основі асинхронного двигуна з фазним ротором потужністю 1250 кВт, нижній – однодвигуновий з аналогічним двигуном. Крім того, для ревізії роботи конвеєра на нижньому барабані передбачено підключення допоміжного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором потужністю 100 кВт. Натяжний пристрій конвеєра лебідкового типу з автоматичним настроюванням забезпечує більше натяжне зусилля під час пуску конвеєра з подальшим зменшенням у сталому режимі.

Конвеєри з металевою стрічкою в конструктивному відношенні аналогічні звичайним двобарабанним конвеєрам із прямими роликowymi опорами.

Розрізняють металеву стрічку з вуглеводистої або нержавіючої сталі товщиною 0,6 ÷ 1,2 мм і сталеву стрічку з жаротривкої проволочки. Перша використовується у харчовій промисловості для транспортування виробів за температури до 300 °С і в хімічній промисловості під час переміщення хімічно агресивних речовин. У високотемпературних технологічних операціях (термообробка, випалювання кераміки тощо), що потребують температури 350 ÷ 1100 °С, використовується стрічка зі сталевого дроту.

Двостороннє гумування цільнометалевих стрічок збільшує продуктивність конвеєра, дозволяє його використання за невеликих кутів підйому, зменшує шум і забезпечує повільність запуску конвеєра.

Цільнометалеві стрічки потребують встановлення барабанів більшого діаметра, ніж стрічки з дроту.

У стрічково-канатних конвеєрах (рисунок 23) функцію вантажонесучого органу виконує стрічка 4, а тягового органу – канати 1. Стрічка має завулканізовані

сталеві шини 2, які з'єднуються у вузлах 3 з канатами. Канати по всій довжині спираються на жолобчасті ролики і огинають привідні і натяжні шківи, утворюючи два замкнені паралельні контури, розташовані у вертикальній площині. Стрічка й канати мають роздільні натяжні пристрої.

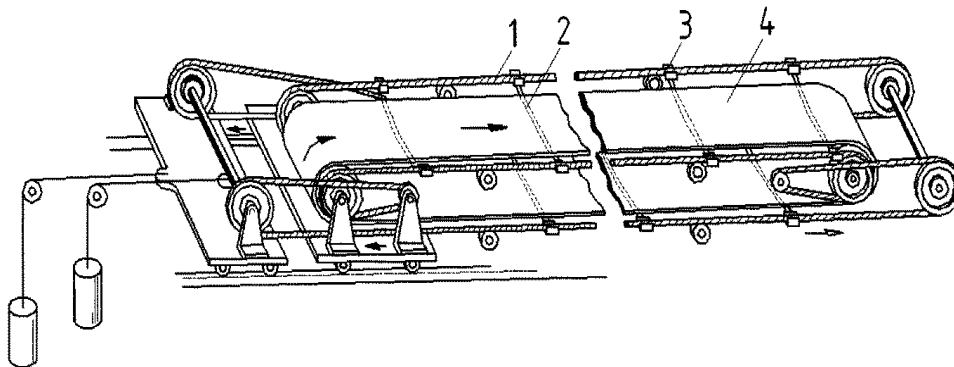


Рисунок 23 – Стрічково-канатний конвеєр:

1 – канати; 2 – завулканізовані сталеві шини; 3 – вузли з'єднання; 4 – стрічка

Стрічково-канатні конвеєри використовуються для транспортування гірської маси на відкритих гірничих роботах, довжина одного конвеєра може досягати декількох кілометрів. У більшості випадків як привідні двигуни використовуються високовольтні асинхронні двигуни з фазним ротором.

Спрощено потужність двигуна (кВт) стрічково-канатного конвеєра можна визначити за допомогою виразу

$$P = \frac{\kappa_3 \cdot Q \cdot g \cdot [\omega \cdot L \cdot (1 + 0,07 / \gamma) \pm H]}{3600 \cdot \eta},$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу, дорівнює $1,2 \div 1,3$;

Q – продуктивність конвеєра, т/год;

ω – коефіцієнт опору;

γ – густина вантажу, що переміщається, т/м³;

H – висота підйому (з плюсом) або опускання (з мінусом) вантажу, м;

η – ККД передачі.

Стрічково-ланцюгові конвеєри мають як тяговий орган штампований розбірний ланцюг, а як несучий орган – прорезинену стрічку, остання кріпиться до тягового ланцюга. Ланцюги приводяться в рух гусеничними приводами, при значній протяжності конвеєра використовується багатодвигуновий привід.

Крутонахилений стрічковий конвеєр має виступи на робочій поверхні стрічки, що дозволяє його використання при куті підйому до $50 - 60^\circ$. Обмежене використання конвеєра пов'язане з неможливістю чищення стрічки під час переміщення в'язких і липких вантажів.

Крутонахилений двострічковий конвеєр (рисунок 24) являє собою сполучення крутонахилого і притискного конвеєрів. Прогумована стрічка притискного конвеєра охоплює зверху вантаж, забезпечує надійне змикання країв стрічки і притискує вантаж до робочої стрічки, перешкоджаючи його сковзанню і висипанню через борти конвеєра.

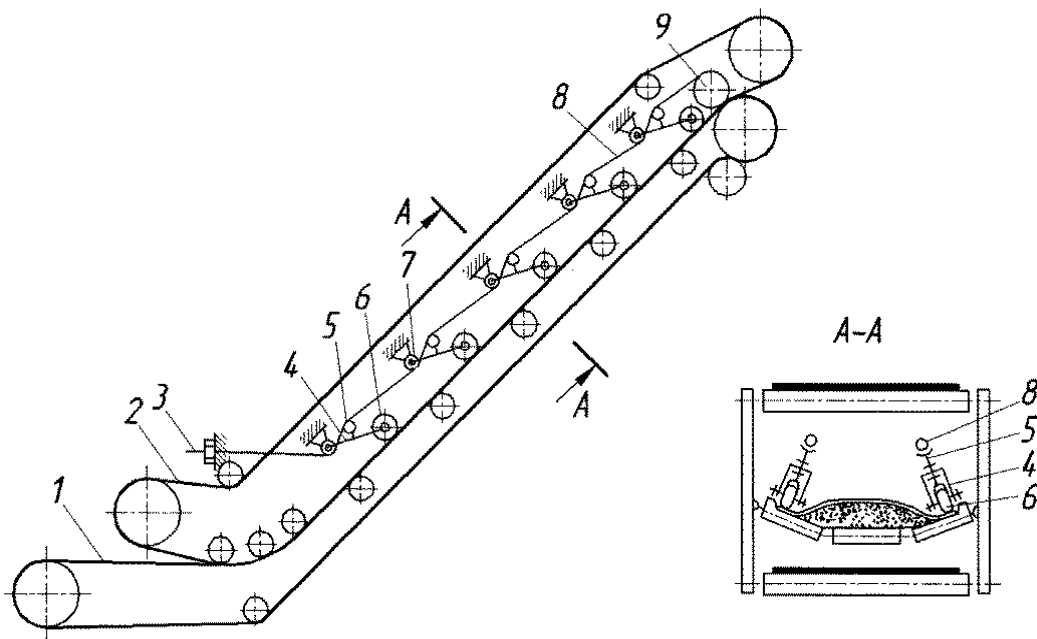


Рисунок 24 – Крутонахилений двострічковий конвеєр:

- 1 – привідна вантажонесуча стрічка; 2 – притискна привідна стрічка;
 3 – гвинти попереднього натягу; 4 – важелі; 5, 7 – блоки; 6 – притискні колеса;
 8 – канати; 9 – механізм автоматичного регулювання натягу

Різновидом вищенаведеної конструкції є скребково-стрічковий конвеєр, де як притискний використовується конвеєр, що має тягову стрічку з прикріпленими скребками; швидкості руху крутонахилого і притискного конвеєрів однакові.

Вертикальний двострічковий конвеєр (рисунок 25) являє собою два вертикальні стрічкові конвеєри (вантажонесучий і притискний), рух яких забезпечується одним привідним пристроєм. Кожний конвеєр має незалежні привідні 1, 3 і натяжні 5, 6 барабани.

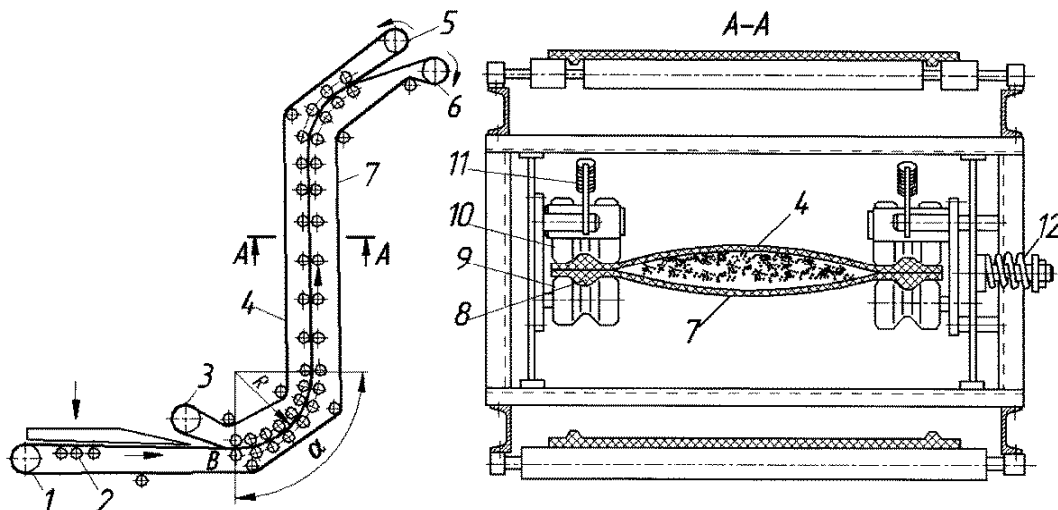


Рисунок 25 – Вертикальний двострічковий конвеєр:

- 1, 3 – привідні барабани; 2 – ролики; 4, 7 – вантажонесучі стрічки; 5, 6 – натяжні барабани; 8 – провулканізовані напрямні елементи; 9, 10 – колеса; 11, 12 – пружини

Завантаження вертикального двострічкового конвеєра відбувається на горизонтальній ділянці стрічки 2 вантажонесучого конвеєра, стрічка переміщується по роликах. На похилій і вертикальній ділянці стрічка вантажонесучого конвеєра накривається стрічкою притискного конвеєра; вантаж переміщується в замкненому жолобі з двох стрічок, стиснутих з торців. Для забезпечення інтенсивного стиснення торців стрічки, центрування стрічок і перешкоди їх бокового сходу по краях стрічок встановлені провулканізовані напрямні елементи 8, які стискаються притискними колесами 9 і 10 за допомогою пружини 11. Притискні колеса з однієї сторони мають ще додаткову пружину 12, що забезпечує додаткове стиснення вантажу між стрічками.

Значну групу конвеєрів становлять ланцюгові конвеєри, названі за видом тягового органу – ланцюга. Ланцюги приводяться в рух за допомогою зірочок або гусеничного приводу. Залежно від виду несучого органу, що кріпиться до ланцюга, розрізняють пластинчасті, скребкові, ковшові, візкові і підвісні конвеєри.

У пластинчастому конвеєрі металеві пластини утворюють замкнений настил і з'єднуються з тяговими ланцюгами. У деяких випадках настил виконується з дерева або пластмаси. Здебільшого конвеєри дволанцюгові, при згинаючому конвеєрі – одноланцюгові, за значної ширини настилу – можуть бути три- і чотириланцюговими. Конвеєри бувають горизонтальними, нахиленими (до 35 – 45°) і комбінованими. Призначені пластинчасті конвеєри для переміщення насипних, штучних і волокнистих вантажів (подібно до стрічкових), а також для транспортування гострокінцевих предметів, хімічно активних речовин, розпечених металевих виробів і відливок. Протяжність пластинчастого конвеєра може досягати 2 км.

У скребковому конвеєрі по металевому жолобу з листової сталі рухаються скребки, зв'язані з ланцюгом, які забезпечують волочіння транспортованого вантажу по жолобу. За конструктивним виконанням конвеєри є з однією або двома робочими гілками, за напрямом переміщення вантажів – горизонтальні, похилі, вертикальні і комбіновані. Конвеєри бувають одноланцюговими і дволанцюговими, що визначається розмірами вантажів і продуктивністю конвеєра. Використовуються скребкові конвеєри для транспортування пиловидних, кускових і гарячих вантажів, хімічно активних речовин. Перевагами їх є простота конструкції, можливість герметизації транспортування, простота завантаження і розвантаження; недоліками – подрібнення вантажу, зношування скребків і жолоба, відносно висока питома витрата електроенергії.

У ковшовому конвеєрі (рисунок 26) вантажонесучим органом є ковші 4, які шарнірно підвішені до двох тягових ланцюгів 5. У верхній частині конвеєра розташовується привідний пристрій 3, а натяжний 6 – у нижній частині, при цьому їх розміщено не в протилежних кінцях конвеєра. Представлений конвеєр забезпечує безперевантажувальну подачу вантажів по складній трасі із завантаженням на нижньому рівні на ділянці 8 і автоматичним розвантаженням на верхньому рівні горизонтальної ділянки з допомогою пересувного упору 2. Катки ланцюгів рухаються по напрямних із двох сторін для виключення розкачування ковшів.

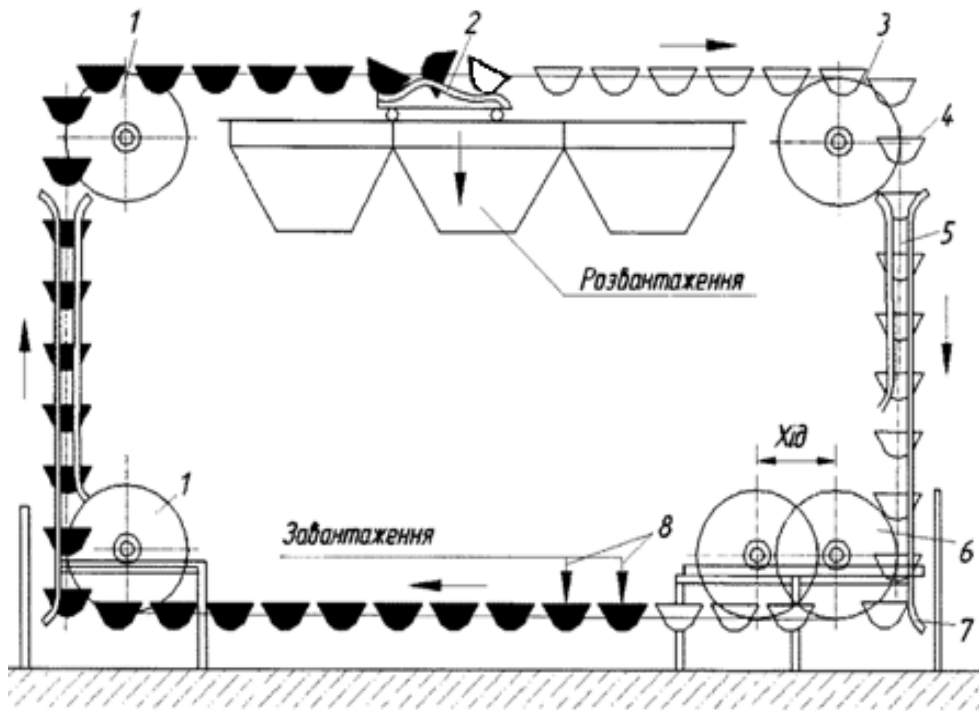


Рисунок 26 – Схема роботи ковшового конвеєра

До переваг конвеєра відносять можливість транспортування вантажу з підйомом і розвантаженням по декількох пунктах, відсутність подрібнення вантажу під час транспортування, простоту і зручність завантаження і розвантаження, можливість автоматизації транспортного потоку. До недоліків відносять значну початкову вартість, значну масу частин конвеєра, що переміщується. Використовуються такі конвеєри на підприємствах хімічної промисловості, на цементних, коксогазових та інших підприємствах.

Підвісні конвеєри широко використовуються на підприємствах серійного і масового виробництва через можливість безперевантажувального транспортування вантажів протягом усього технологічного процесу із забезпеченням траси будь-якої складності і практично необмеженої довжини (за відповідної кількості приводів).

Приклад використання підвісного конвеєра в цеху з кількома робочими місцями для різних технологічних операцій показано на рисунку 27. Вантажонесучим органом конвеєра є каретки 2 з підвісками на ходових катках для переміщення виробів. Каретки з'єднуються з тяговим ланцюгом, при цьому з'єднання може бути як жорстким, так і роз'ємним для можливості від'єднання каретки з деталями на час виконання технологічних операцій з подальшим під'єднанням каретки до поточної лінії. Траса конвеєра (підвісний шлях) зазвичай виконується у вигляді двотаврової балки 1, під якою розташовується тяговий ланцюг 3, який приводиться у рух ланцюговим приводом 4 із зірочками або гусеничного вигляду. Натяг ланцюга забезпечується спеціальним гвинтовим пристроєм 5.

Залежно від способу переміщення кареток підвісні конвеєри підрозділяються на вантажонесучі, штовхальні і вантажотягучі, за видом траси – горизонтальні і просторові. Маса вантажів, що транспортуються, у сучасних підвісних конвеєрах становить від частки кілограма до 2,5 т, довжина конвеєра досягає 4,5 км. Система

автоматизації роботи конвеєра може передбачати автоматичне завантаження і розвантаження в ході роботи конвеєра, адресне розподілення вантажів.

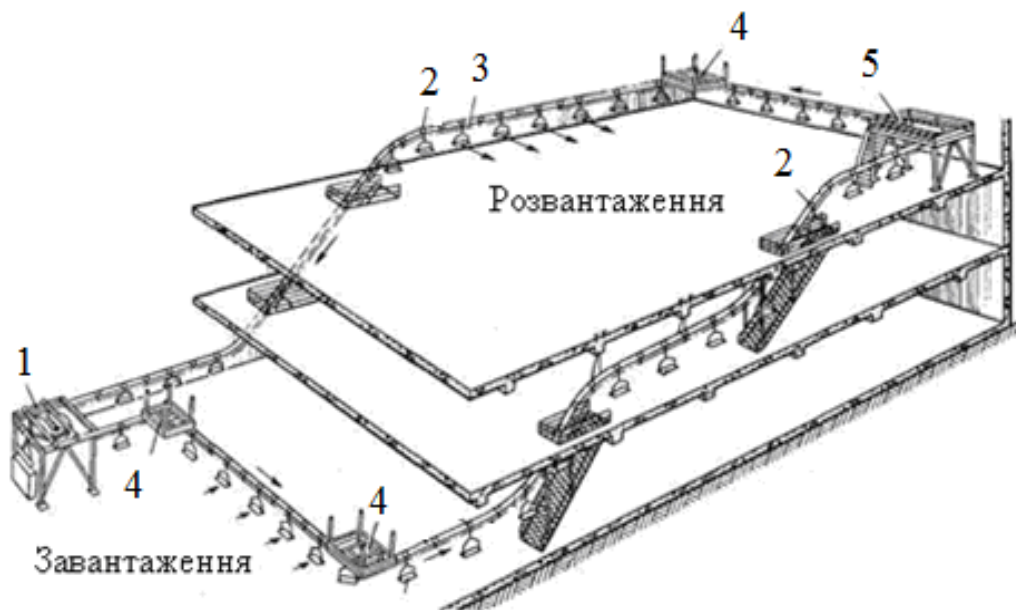


Рисунок 27 – Схема використання підвісного конвеєра в цеху:

- 1 – двотаврова балка; 2 – каретки; 3 – тяговий ланцюг;
4 – ланцюговий привід; 5 – гвинтовий пристрій

У візкових конвеєрах вантажонесучим органом є візки, з'єднані з тяговим ланцюгом, вантажопідйомність візків – до 12 т. Використовуються візкові конвеєри в поточному виробництві на лініях збирання автомобілів, тракторів і т. ін., у ливарному виробництві, у взуттєвій, швейній, радіотехнічній та інших галузях промисловості.

У гвинтовому конвеєрі (рисунок 28) переміщення насипного вантажу відбувається під дією обертального руху гвинта 9, який закріплено на валу 8 конвеєра. У свою чергу, вал встановлено в кінцеві підшипники 2 і 6, один з яких – упорного типу для прийняття зусиль у гвинті. У зв'язку зі значною довжиною вала його виготовляють з окремих частин, а в місцях з'єднання підтримують проміжними підшипниками 4. Переміщення вантажу відбувається за допомогою приводу 1 гвинтом по нерухомому жолобу 7 з напівциліндричним днищем і кришкою 3, виготовляється жолоб з окремих сталевих секцій довжиною 2 і 4 м. У верхній частині жолоба передбачено вікно завантаження 5, у нижній частині є проміжні 10 і кінцеві 11 вікна розвантаження, перекриті шибєрними затворами.

За напрямом переміщення вантажів гвинтові конвеєри бувають горизонтальними і вертикальними; гвинти за формою поділяють на суцільні, стрічкові, фасонні і лопатні, за кількістю спіралей розрізняють гвинти одно-, дво- і тризахідні з правим і лівим напрямом навивання.

До переваг конвеєра слід віднести простоту конструкції, надійність в експлуатації, герметичність транспортування вантажів, можливість розвантаження в будь-якому місці конвеєра. До недоліків відносять підвищену витрату енергії, дроблення крихкого вантажу під час його переміщення, відносно малу довжину транспортування (до 75 м).

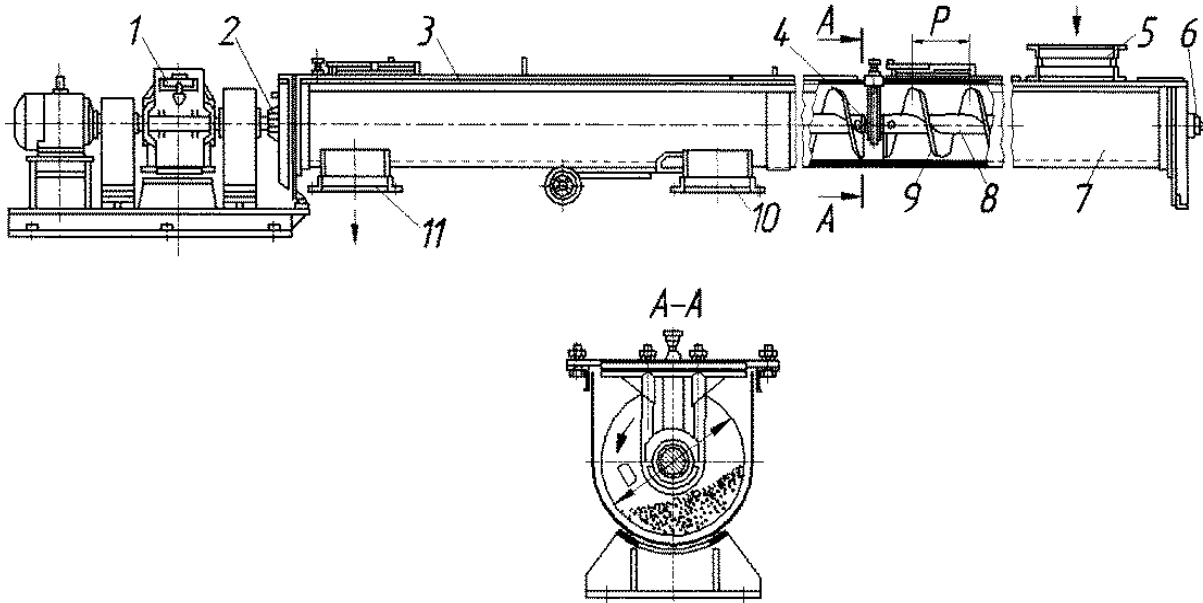


Рисунок 28 – Схема конструкції гвинтового конвеєра

Використовуються гвинтоподібні конвеєри для транспортування пиловидних, зернистих, в'язких і тістоподібних вантажів у більшості випадків у горизонтальному напрямі, також – в розчино- і бетонозмішувачах, де виконують функції перемішування і транспортування.

Як привідні двигуни для більшості видів конвеєрів, як правило, використовують асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором, які повинні задовольняти таким вимогам:

- 1) здатність до тривалого режиму роботи;
- 2) пуск із повним навантаженням конвеєра (повинні мати підвищений пусковий момент);
- 3) повинні мати підвищений максимальний момент;
- 4) можливість обертатися в прямому й зворотному напрямку;
- 5) відсутність генераторного режиму.

Автоматизація конвеєрної лінії включає:

- 1) звукову сигналізацію перед пуском конвеєрної лінії;
- 2) вмикання конвеєрів обернено вантажопотоку;
- 3) вимкнення конвеєрів здійснюються згідно з вантажопотоком.

3.4 Елеватори

Елеватори – це машини для безперервного переміщення вантажів у вертикальній або крутопохилій (понад 60°) до горизонту площині в ковшах, що закріплені з певним кроком на безкінечних ланцюгах або стрічці.

Розрізняють елеватори ковшові, лавкові, люлькові.

Ковшові елеватори призначені для підйому по вертикалі або крутому нахилу (більше ніж 60°) насипних вантажів (пилоподібних, зернистих, шматкових), лавкові і люлькові елеватори – для вертикального підйому штучних вантажів (деталей, мішків, ящиків тощо) із проміжним завантаженням-розвантаженням.

Лавкові і люлькові застосовуються на підприємствах різних галузей промисловості, базах, у магазинах, а також на складах, зокрема у вигляді рухомих стелажів для зберігання і видачі виробів. Також елеватори використовуються у гірничій промисловості – міжповерхове транспортування дрібно- і середньогрудкових, зернистих і пилоподібних вантажів на поверхні шахт і на збагачувальних фабриках.

Конструкція елеватора включає тяговий орган (два ланцюги або стрічка), до якого прикріплено транспортні посудини. Безкінечний тяговий орган огинає закріплені на металоконструкції привідні і натяжні зірочки або барабани. Завантаження посудин елеватора здійснюється в його нижній частині – черевіку, в який вантаж подається живильником або по похилому лотку. Розвантажуються посудини при переході через верхню зірочку або барабан. При цьому вантаж направляється в розвантажувальний патрубок і далі йде в бункер або на інші транспортні засоби. Знаходять застосування зневоднюючі елеватори: в процесі підймання ними зволжених вантажів вода витікає через отвори в ковшах. Різні схеми конструкцій елеваторів наведено на рисунку 29.

Швидкість переміщення ланцюгів елеватора – $0,4 \div 2,0$ м/с. Місткість ковшів елеватора – $1,5 \div 140$ дм³, продуктивність елеватора – $20 \div 250$ м³/год, висота підйому – $50 \div 75$ м.

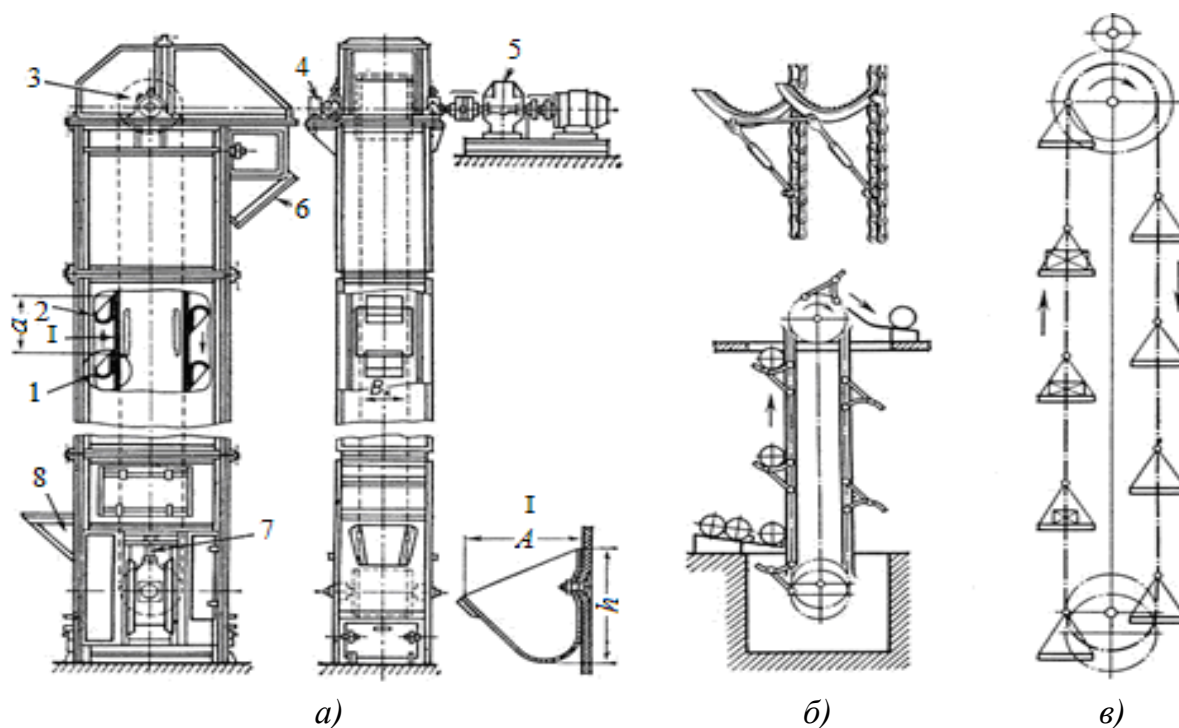


Рисунок 29 – Схеми елеваторів:

- a) схема конструкції вертикального стрічкового ковшового елеватора:
 1 – тяговий орган; 2 – ковш; 3 – привідний барабан; 4 – гальмівний пристрій; 5 – привід;
 6 – розвантажувальний патрубок; 7 – шпindel натягача; 8 – завантажувальний патрубок;
 б) схема вертикального дволанцюгового елеватора для штучних лавкових вантажів;
 в) схема вертикального одноланцюгового елеватора для штучних вантажів

3.5 Ескалатори

Ескалатори відносять до механізмів безперервного транспорту для перевезення людей. Основними перевагами ескалаторів над підйомниками циклічної дії є їхня висока продуктивність (10 – 14 тис. людей за годину за ширини ескалаторного полотна 1 м). Ескалатори доцільно використовувати за умов значних пасажиропотоків за висоти підйому до 50 м, якщо висота більша, економічно вигідніше – встановлювати високошвидкісні ліфти. Що менша висота підйому, то ефективніше використовується ескалатор.

Ескалатори використовуються переважно в метрополітенах, а також у багатоповерхових будівлях з інтенсивним рухом між поверхами (у магазинах, розважальних закладах, на вокзалах тощо).

Існують ескалатори двох типів: з однією і двома робочими гілками сходового полотна. Найпоширенішими є ескалатори з однією робочою гілкою, коли сходове полотно використовується для роботи тільки на підйом або спуск пасажирів. Вони відзначаються порівняно невеликими розмірами.

На рисунку 30 наведено кінематичну схему ескалатора метрополітену з однією робочою гілкою. Східці 5-сходового полотна зв'язані шарнірами з двома замкнутими ланцюгами 7, які приводяться у рух ведучою зірочкою. Східці котяться на бігунках 6 по напрямних. За рахунок певної кривини напрямних перехід сходових з горизонтальної ділянки на похилу площину здійснюється плавно, з горизонтальним розташуванням поверхні сходових. Нижні зірочки зв'язані з натяжною станцією 20, яка забезпечує постійний натяг тягових ланцюгів.

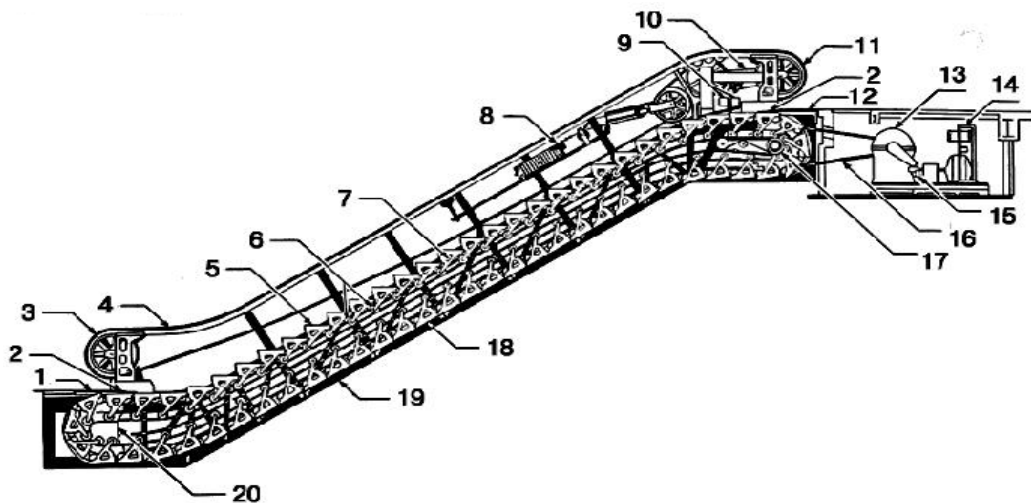


Рисунок 30 – Кінематична схема ескалатора:

- 1 – нижній вхідний майданчик; 2 – гребінка; 3 – нижня опора поручневого пристрою;
- 4 – поручень; 5 – сходові; 6 – бігунки ланцюга і сходових; 7 – ланцюг сходових;
- 8 – натяжний пристрій поручня; 9 – гальмівні магніти; 10 – привідний механізм поручня;
- 11 – верхня опора поручневого пристрою; 12 – верхній вхідний майданчик;
- 13 – привідний електродвигун; 14 – пускач електродвигуна; 15 – регулятор швидкості;
- 16 – тяговий ланцюг; 17 – головний вал; 18 – сходи, що рухаються назад;
- 19 – металоконструкція; 20 – натяжна станція

Привідну станцію ескалатора забезпечено двома робочими гальмами 9 і одним аварійним. Кожне гальмо повинне забезпечувати нормальне гальмування

повністю завантаженого полотна ескалатора. Робочі гальма встановлюються безпосередньо біля двигуна, а аварійне, розраховане на випадок порушення кінематичного зв'язку між двигунами і тяговою зірочкою, – безпосередньо на валу останньої. Для більш плавного гальмування гальма забезпечуються масляними демпферами, роботу яких налаштовують таким чином, що перше гальмо здійснює гальмування, а потім, коли двигун зупиняється, накладаються колодки другого гальма. У разі обриву тягових ланцюгів полотно залишається нерухомим за рахунок заклинювання ланцюга в спеціальних запобіжних шинах.

Окрім головного привідного двигуна, на ескалаторі встановлюється допоміжний двигун невеликої потужності, який призначений для повільного руху устаткування в ненавантаженому стані в період ремонтних робіт, оглядів, чищення і змазування деталей.

Для зручності і безпеки користування з двох сторін від сходового полотна ескалатор обладнано поручнями 4, які приводяться в рух через ланцюгові передачі або редуктор від головного двигуна тягових ланцюгів. Натяг стрічки поручнів забезпечується натяжною станцією.

До переваг ескалаторів, крім їхньої високої продуктивності, відносять відсутність необхідності очікування посадки, можливість переміщення по ескалатору, використання ескалатора у вигляді східців в аварійних обставинах.

До недоліків ескалатора відносять його високу вартість, значну витрату часу на підйом і значну питому витрату електроенергії порівняно з іншими видами вертикального транспорту.

Розрізняють теоретичну і практичну продуктивність ескалатора. Теоретична продуктивність ескалатора Q_m (пас./год) характеризується кількістю перевезених пасажирів за годину роботи за умови, що пасажирів заповнюють кожен сходинок і не пересуваються, її визначають за виразом

$$Q_m = \frac{3600 \cdot N \cdot v}{n_{cm}},$$

де N – кількість пасажирів, що розміщуються на одній сходинок, пас.;

v – швидкість руху полотна ескалатора, м/с;

n_{cm} – крок сходинок полотна ескалатора, м.

Кількість пасажирів на одній сходинок залежить від ширини полотна ескалатора. За стандартної ширини сходинок 600 або 625 мм передбачається по одному пасажирові на сходинок, за ширини 1000 мм – два пасажирів.

Швидкість ескалаторів метрополітену становить $0,75 \div 1,0$ м/с, ескалаторів у будівлях – $0,5 \div 0,75$ м/с. Обмеження швидкості відбувається, виходячи з умов безпечного входу на ескалатор, а також найвигіднішого заповнення полотна ескалатора.

Фактична продуктивність ескалатора Q_ϕ залежить від коефіцієнта заповнення полотна ескалатора α і визначається виразом

$$Q_\phi = \alpha \cdot Q_m.$$

Коефіцієнт заповнення полотна ескалатора залежить від конструктивного виконання місць підходу до ескалатора і швидкості переміщення полотна, останнє має приблизну емпіричну залежність $\alpha = 1,2 - 0,6 \cdot v$.

З урахуванням цієї залежності максимальна фактична продуктивність ескалатора буде за швидкості $v = 1$ м/с.

Величини прискорення і гальмування обмежені умовами безпеки пасажирів і становлять $0,6$ м/с², допускається після пуску ескалатора збільшити прискорення до $0,75$ м/с².

Кут нахилу ескалаторів до горизонталі становить до 30° , допускається використання ескалаторів спеціального призначення з кутом нахилу 35° , висотою до 7 м і швидкістю до $0,5$ м/с.

Висоту ескалатора по вертикалі обмежують тільки з економічної доцільності (встановленням одного ескалатора більшої потужності або послідовно двох меншої потужності); практично гранична висота підйому одного ескалатора не перевищує 65 м.

Горизонтальні ділянки полотна ескалаторів місць посадки і висадки пасажирів становлять $1,2$ м, у деяких випадках їх збільшують до $4 \div 5$ м через неможливість встановлення трьох і більше машин в один ряд.

Потужність привідного двигуна ескалатора визначається за результатами тягового розрахунку, при цьому підсумовується значення натягу полотна ескалатора і поручнів.

3.6 Канатні дороги

Канатні дороги подібні до підвісних конвеєрів, в яких тяговим і несучими елементами є канати. До переваг канатних доріг, порівняно з конвеєрами, належить відсутність масивної основи, замість якої використовується невелика кількість підтримуючих опор.

Канатні дороги вельми рентабельні, порівняно з автомобільним і залізничним транспортом, у лісових масивах, горах, заболоченій місцевості. Широко використовуються канатні дороги для доставки людей у гірські райони для спорту, відпочинку, роботи. Вони мають високу продуктивність перевезення людей ($300 - 800$ пасажирів за годину), високі швидкості руху ($6 - 10$ м/с) і місткі кабіни ($24 - 44$ пасажирів).

За принципом роботи розрізняють канатні дороги безперервної (з кільцевим рухом) і маятникової дії. Перші (рисунок 31) виконуються у вигляді багатокабінних, завантаження й розвантаження кабін відбувається на станціях у відчепленому від тягового каната стані, який знаходиться в безперервному русі. У другому випадку установка має дві кабіни, що постійно з'єднані з тяговим канатом, який рухається поперемінно в протилежних напрямках із зупинкою в крайніх положеннях траси для завантаження і розвантаження кабін. За характером роботи двокабінні канатні дороги відносять до установок циклічної дії, однак характер статичного навантаження для двигунів і режим роботи (тривалість циклу перевищує 10 хв) відносно нагрівання наближаються до тривалого режиму роботи.

Механічна частина канатної дороги (рисунок 31) за принципом будови мало відрізняється від ланцюгових і канатних конвеєрів. На опорах 7, встановлених на трасі, кріпляться сталеві несучі канати 2, по яких на роликах-підвісах 1 переміщаються пасажирські або вантажні кабіни 4. Тягове зусилля передається

кабінам спеціальним безперервним тросом 5, який приводиться у рух від привідної станції 3. Для підтримки певного натягу несучих і тягового тросів служать вантажі 6.

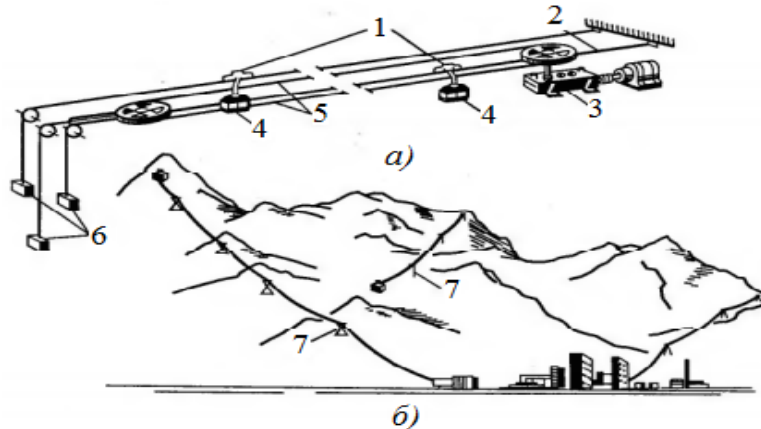


Рисунок 31 – Принцип дії канатної дороги безперервної дії:
 а) – будова безперервної дії;
 б) – варіант розташування канатних доріг у гірській місцевості

Характерною особливістю двоканатних вантажних підвісних доріг з кільцевим рухом є наявність гнучких підвісних шляхів – несучих канатів, за якими здійснює кільцевий рух рухомий склад (кабіна), переміщуваний між станціями тяговим канатом, замкнутим у кільце.

На рисунку 32 наведено схему транспортування корисної копалини у вагонетках від місця видобування *A* до місця збагачення *B*.

На вантажній станції *A* вагонетку 12 з допомогою вимикача звільняють від тягового каната 5 і завантажують з бункери 2. Після цього вагонетка знову переходить на жорсткий рейковий шлях 3 і з'єднується з несучим канатом 4, який переміщує вагонетку до пункту *B*. У пункті *B* відбувається розвантаження вагонетки і з'єднання її з несучим канатом 14 холостої гілки. Кінці несучих канатів закріплені в місці завантаження *A*, а в місці *B* натягнуті вантажами.

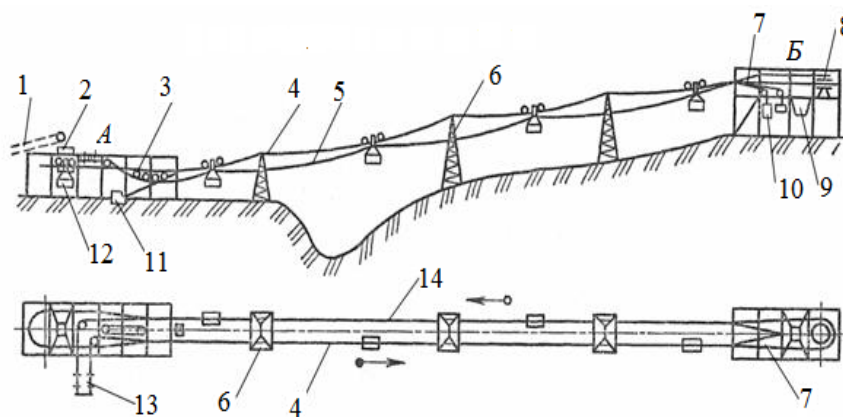


Рисунок 32 – Двуканатна вантажна підвісна дорога з кільцевим рухом:
 1 – завантажувальний конвеєр; 2, 9 – бункер; 3, 7 – рейковий шлях; 4, 14 – несучі канати;
 5 – тяговий канат; 6 – опори; 8 – обертальний шків; 10 – вантажі натяжного пристрою;
 11 – закріплюючі якоря; 12 – вагонетки; 13 – фрикційний привід

В одноколіній двоканатній підвісній дорозі (рисунок 33) маятниковий (реверсивний) рух по несучому канаті робить тільки одна вагонетка, несучий канат прикріплений до якоря і натягнутий контрвантажем. Тяговий канат (як на дорогах із кільцевим рухом) підводиться на одній зі станцій до приводу, а на іншій натягується контрвантажем.

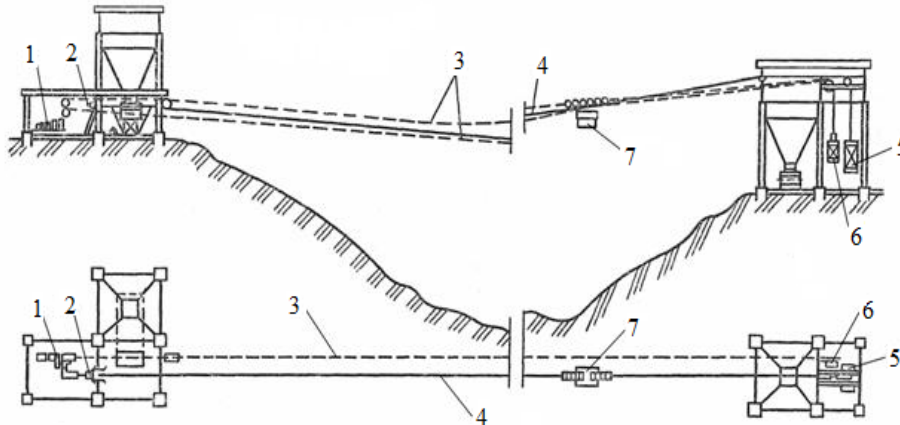


Рисунок 33 – Двоканатна підвісна канатна дорога з маятниковим рухом:

- 1 – фрикційний привід; 2 – якорь; 3, 5 – тяговий канат;
4 – несучий канат; 6 – контрвантаж; 7 – вагонетка

Як привід іноді використовується лебідка з барабаном, на якому закріплено два кінці каната – збігаючий і набігаючий, у цьому випадку натягач не застосовується. Дороги такого типу виконують як одноколійними, так і двоколійними – тоді маятниковий рух у протилежних напрямках виконують дві вагонетки, приєднані до загального тягового каната.

Вибір потужності привідного двигуна канатної дороги відбувається на основі тягового розрахунку.

3.7 Роторні екскаватори

У конструктивному виконанні роторний екскаватор (рисунок 34) складається з таких основних елементів: ковшове роторне колесо 3, яке здійснює вироблення ґрунту або м'яких порід, стріла 2 з приймальним стрічковим конвеєром, на консольному кінці якої розташовується роторне колесо, розвантажувальна консоль 6 із кінцевим стрічковим конвеєром, який подає гірську масу для подальшого транспортування або у відвал. Крім зазначених механізмів транспортування, роторний екскаватор має також механізми циклічної дії, а саме: механізми підйому (опускання) стріли, повороту стріли, повороту екскаватора, ходу екскаватора вздовж забою, повороту і підйому (опускання) розвантажувальної консолі. До електроприймачів роторного конвеєра належать, окрім вищенаведених механізмів, привід роторного колеса, двигуни конвеєрів стріли і розвантажувальної консолі, електродвигуни допоміжних пристроїв (генераторів основних механізмів, вентиляторів, маслонасосів гідросистем, лебідок, компресорів, кабельного барабана тощо).

Якщо замість роторного колеса екскаватор має рийний пристрій у вигляді ковшів, що поступово рухаються і зв'язані ланцюгом, то екскаватор називається багатоківшевим ланцюговим.

Розрізняють незалежну роботу роторних екскаваторів, сумісну роботу роторного екскаватора і перевантажувача і роторні комплекси. Під час сумісної роботи в екскаватора роль розвантажувальної консолі виконує перевантажувач, що являє собою пересувну конструкцію у вигляді споруди з розвантажувальною стрілою і конвеєрами. Роторні комплекси являють собою з'єднання роторного екскаватора з відвалоутворювачем, останній має вигляд пересувної конструкції з двома консолями (приймальної і відвальної сторони), кут нахилу і повороту яких здійснюється індивідуальними приводами.

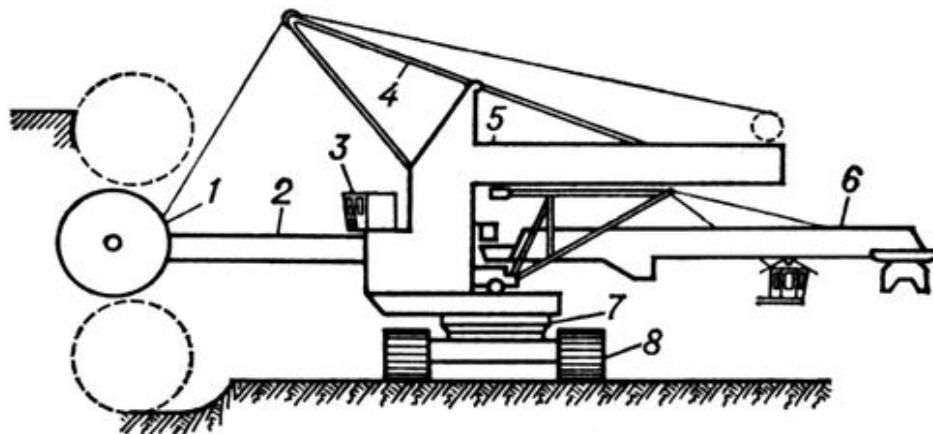


Рисунок 34 – Конструкція роторного екскаватора:

1 – роторне колесо; 2 – стріла ротора; 3 – кабіна; 4 – пілон; 5 – верхня будова; 6 – розвантажувальний конвеєр; 7 – поворотна платформа; 8 – гусеничний хід

Наприклад, роторний екскаватор ЕРГВ-630-9/0,5 отримує живлення від мережі 6 кВ кабелем КШВГ3×35+1×10. Через кабельний барабан отримує живлення розподільний пристрій екскаватора, до якого під'єднано силовий знижувальний трансформатор потужністю 630 кВА і трансформатор освітлення потужністю 250 кВА. Всі приводи основних механізмів екскаватора, технічну характеристику яких наведено в таблиці 2, живляться низькою напругою.

Таблиця 2 – Технічна характеристика основних механізмів екскаватора

Привід	Тип приводу	Кількість двигунів, шт.	$P_{ном}$, кВт	$U_{ном}$, В
Ротора	Асинхронний з к. з. ротором	2	60	380
Повороту роторної стріли	Система Г-Д	2	14	220
Підйому роторної стріли	Асинхронний з к. з. ротором	1	30	380
Приймального конвеєра	Асинхронний з к. з. ротором	1	55	380
Відвального конвеєра	Асинхронний з к. з. ротором	1	55	380
Повороту відвальної стріли	Система ТП-Д	1	3,5	–
Підйому відвальної стріли	Асинхронний з к. з. ротором	1	3,0	380
Ходу	Асинхронний з фазним ротором	2	45	380

3.8 Транспортні установки безперервної дії як споживачі електричної енергії

Конвеєрні установки з погляду електроспоживання являють собою симетричне трифазне навантаження з тривалим режимом роботи, вплив якого на мережу живлення з точки зору відхилень напруги при потужності приводу до $50 \div 80$ кВт (що характерно для основної маси конвеєрних установок) є незначним. При більших потужностях і використанні асинхронних двигунів із короткозамкненим ротором відхилення напруги в момент пуску можуть досягати значних величин. Для зменшення впливу конвеєрних установок на мережу живлення, покращення умов запуску конвеєра, можливості регулювання продуктивності використовуються асинхронні двигуни з фазним ротором.

Встановлена потужність двигунів окремих високопродуктивних конвеєрів на відкритих гірничих роботах досягає $1500 \div 2100$ кВт.

При потужності привідних двигунів конвеєрних установок до $150 \div 200$ кВт використовується напруга 380 (660) В, при більших потужностях – 10 (6) кВ.

Як електроприводи ескалаторів використовують асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. Для станцій глибокого закладання потужність двигунів ескалаторів становить $70 \div 200$ кВт, для станцій неглибокого закладання – $14 \div 55$ кВт. Для проведення ревізії і налагоджувальних робіт передбачено двигуни невеликої потужності. Напруга живлення двигунів – 380 В. Під час пуску двигунів ескалаторів для зниження пускових струмів і механічних навантажень у деяких випадках використовується пуск при пониженій напрузі за рахунок увімкнення резисторів в коло статора на період пуску.

Для підйому одного пасажера на один метр потрібна потужність $250 \div 300$ Вт, витрачається енергія близько $0,1 \div 0,15$ Вт-год. Витрата електроенергії ескалаторами становить $3,5 \div 4,0$ % загальної витрати електроенергії по метрополітену.

Для канатних доріг використовують асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором потужністю від декількох кіловат до десятків кіловат.

Роторні екскаватори, як і одноківшеві екскаватори, є значними споживачами електричної енергії з великим електрогосподарством. Так, на розкривному роторному екскаваторі ЕРГ-1600 40/10-31 встановлено 124 електричні машини із сумарною потужністю 7100 кВт, на екскаваторі ЕРШРД-1600 30/3 – 160 електричних машин із сумарною потужністю 13490 кВт. У роторного екскаватора ЕРШР-2600 50/5 тільки сумарна потужність дводвигунового приводу ротора становить 2300 кВт.

Транспортно-відвальні мости і відвалоутворювачі являють собою багатоповерхове пересувне спорудження масою 10000 тонн і більше. Транспортно-відвальні мости мають більше 80 привідних двигунів із загальною встановленою потужністю в десятки мегават. Відвалоутворювачі мають трохи менше електричне навантаження, так, наприклад, встановлена потужність усіх механізмів відвалоутворювача ОШ-4500/90 становить 1840 кВт.

Стосовно коефіцієнта потужності установок відкритих гірничих робіт, то під час використання в системі Г-Д привідного синхронного двигуна для основних механізмів коефіцієнт потужності досягає значень $0,9 \div 0,92$, при використанні асинхронного приводу необхідно передбачати пристрої компенсації реактивної потужності.

Живлення роторних екскаваторів, транспортно-відвальних мостів і відвалоутворювачів відбувається при напрузі 10 (6) кВ, іноді 35 кВ. У деяких випадках для живлення транспортно-відвальних мостів використовується контактна мережа напругою 10 (6) кВ.

Вплив транспортних установок відкритих гірничих робіт на мережу живлення аналогічний одноківшевим екскаваторам.

За надійністю живлення транспортні установки безперервної дії, пов'язані з перевезенням людей, відносяться до споживачів першої категорії, для переміщення вантажів – до другої.

4 УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ РІДИН І ГАЗІВ

4.1 Загальні відомості

У галузях господарювання та побуті широко використовують установки для переміщення рідин і газів. Такі установки називають також установками з вентиляторним характером навантаження, тому що момент опору M таких машин змінюється нелінійно зі зміною частоти обертання n , і має вигляд, представлений на рисунку 35.

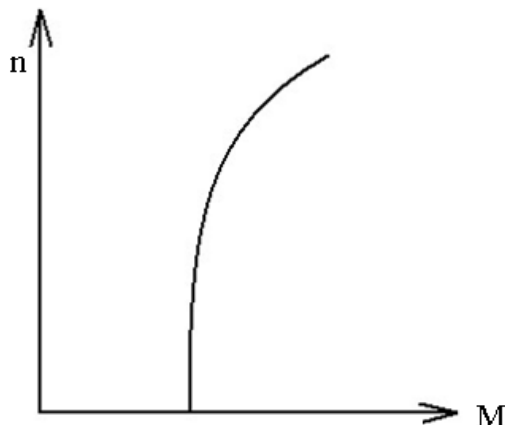


Рисунок 35 – Характеристика машини з вентиляторним навантаженням

Насосні установки переміщують рідини і надають їм енергію. Вентилятори, повітродувки і компресори переміщують газові середовища з різним рівнем підвищення тиску – відношення тиску газу на виході з установки до тиску на її вході. Вентилятори мають рівень підвищення тиску до 1,15, повітродувки – 2 ÷ 5, компресори – 5 і більше.

У конструктивному відношенні зазначені види установок поділяються на лопатні і об'ємні. Ознакою, що відрізняє лопатні установки, є наявність обертального колеса з лопатями, до них відносять відцентрові, осьові і вихрові установки. В об'ємних установках всмоктування і витискування рідини або газу відбувається за рахунок зміни об'єму робочої порожнини, до них відносять поршневі, ротаційні і гвинтові установки.

У відцентрових машинах (турбокомпресорах) (рисунок 36, а) потік рідини або газу проходить через робоче колесо 1 з лопатями, стискується в каналах робочого колеса і викидається з великою швидкістю в канали напрямного апарата. У них за рахунок поступового збільшення перерізу швидкість потоку зменшується, що призводить до подальшого збільшення тиску, при цьому потік змінює свій напрям під кутом 90° . У відцентрових машинах використовується багатоступеневе стискання, коли потік з одного колеса передається на друге через напрямні апарати.

Осьові машини відрізняються від відцентрових напрямком руху вхідної речовини – в одному напрямку по осі. Осьовий напрямок руху обумовлюється конструктивними особливостями робочого колеса 1, лопаті якого розгорнуті таким чином, що утворюють гвинтову поверхню. Під час обертання такого гвинта речовина переміщується по осі, разом з колесом беручи участь в обертальному русі. Кількість лопаток на колесі може бути від 2 до 16. Кінетична енергія, яка надається

речовині лопатями робочого колеса, під час проходження через напрямний апарат з лопатями 3 перетворюється в статичний напір, регулюючи таким чином кількість вихідної речовини у відводі 4. Осьові вентилятори мають один ряд робочих і напрямних лопатей, утворюючи один ступінь, компресори залежно від тиску випускного газу роблять багатоступеневими з кількістю ступенів $10 \div 20$.

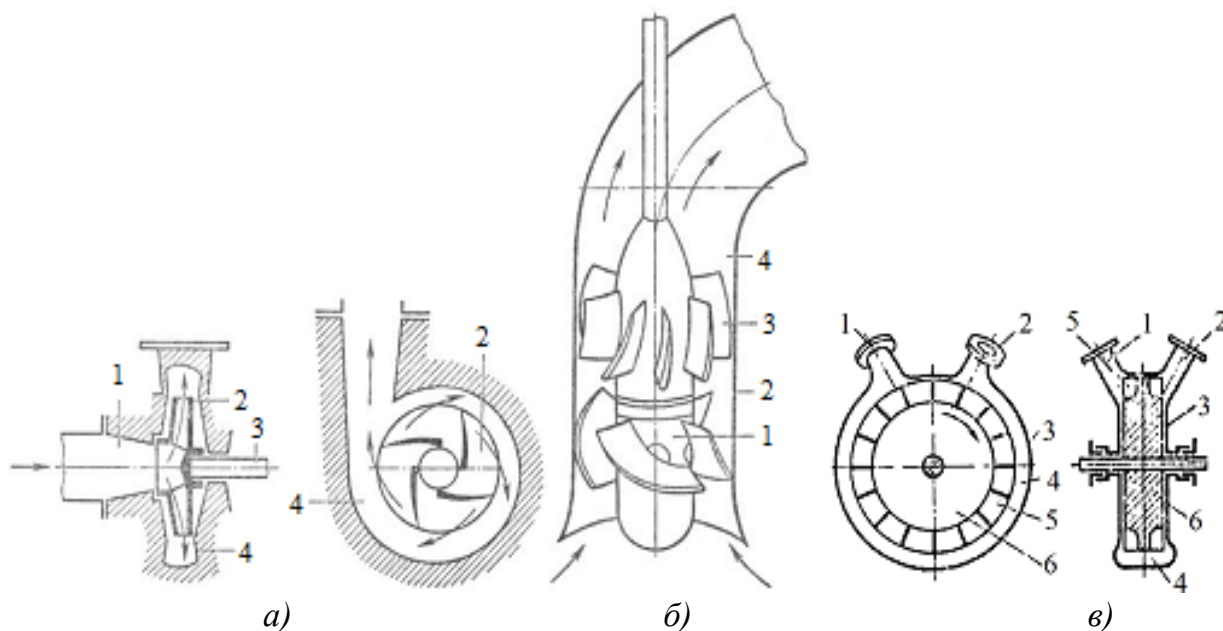


Рисунок 36 – Лопатні машини:

- а) відцентрові: 1 – підвід; 2 – робоче колесо, 3 – ротор, 4 – відвід;
 б) осьові: 1 – робоче колесо, 2 – камера, 3 – напрямний апарат, 4 – відвід;
 в) – вихрові: 1 – нагнітальний патрубок; 2 – всмоктувальний патрубок; 3 – корпус насоса;
 4 – кільцева порожнина; 5 – чарунки робочого колеса; 6 – робоче колесо

Вихрова машина складається з корпусу 3, робочого колеса 6, що має короткі радіальні лопаті, які утворюють чарунки 5 з обох боків колеса. Між робочим колесом і корпусом машини існує порожнина 4, з'єднана із всмоктувальним 2 і нагнітальним 1 патрубками. Під час обертання робочого колеса речовина в чарунках під дією відцентрової сили викидається в кільцеву порожнину і рухається в тангенційному напрямку до нагнітального патрубка. Під час повороту чарунки через всмоктувальний патрубок заповнюються новою порцією речовини. У більшості випадків вихрові машини використовуються як вихрові насоси.

У поршневіх машинах (рисунок 37, а) під час руху поршня 2 вправо відчиняється всмоктувальний клапан 5 і зачиняється нагнітальний 6. Поршень здійснює обернено-поступальний рух за допомогою кривошипно-шатунного механізму 4 в робочій порожнині циліндра 3. Така поршнева машина називається одноступеневою. Якщо циліндр розділяється поршнем на дві частини, де одночасно в одній відбувається стискання, а в другій – всмоктування, то буде мати місце машина подвійної дії.

У ротаційних машинах (рисунок 37, б) робочим органом служить обертальний ротор 1 з радіально розташованими пластинами 3, при цьому ротор розміщено ексцентрично в циліндричному корпусі 2 таким чином, що між поверхнями циліндра і ротора утворюється серпоподібний робочий простір. У пази ротора з ковзкою посадкою розміщено сталеві пластини, які під час обертання ротора під

дією відцентрової сили притискаються до стінок циліндра, розділяючи таким чином серпоподібний простір між циліндром і ротором на окремі камери. Всмоктувальний потік по чергово надходить у зазначені камери, стискається в них під час переміщення камер з положення всмоктування в положення стискання і нагнітається у відхідний трубопровід.

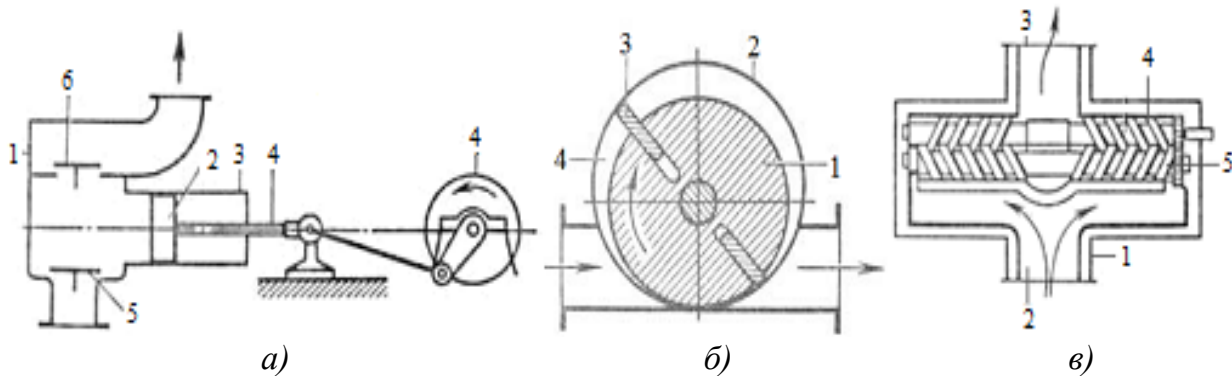


Рисунок 37 – Об'ємні машини:

- а) поршневі: 1 – робоча камера, 2 – поршень, 3 – циліндр,
4 – кривошипно-шатунний механізм, 5, 6 – всмоктувальний і нагнітальний клапани;
б) ротаційні: 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – пластина; 4 – робочий простір;
в) гвинтові: 1 – корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – випускний патрубок;
4 – повідний гвинт; 5 – ведений гвинт

Гвинтова машина (рисунок 37, в) складається з корпусу 1, що має вхідний 2 і випускний 3 патрубки, і гвинтової групи. Гвинтова група складається з двох взаємозчеплених черв'ячних роторів, де повідний ротор 4 виконується як гвинт із чотиризахідним різьбленням (витками), а ведений 5 – із шістьма витками. Об'єм стиснення утворюється між витками гвинтової групи і корпусом; повний робочий цикл стиснення здійснюється за один оберт повідного гвинта. Гвинтові машини використовуються як насоси і компресори.

Основними параметрами, які характеризують роботу машин з переміщення рідин і газів, є: створювана машиною подача, тиск (напір), коефіцієнт корисної дії і спожита електрична потужність привідного двигуна.

Подача – це кількість рідини або газу, що передається машиною за одиницю часу, у більшості випадків використовується об'ємна маса, позначається вона Q , вимірюється в $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{хв}$ або $\text{м}^3/\text{год}$ і приймається на вході в машину.

Тиск – це зусилля, яке створює машина на одиницю перерізу потоку, позначається він p і вимірюється в Паскалях (Па), рідше в мм вод. ст. У переміщенні рідин використовується поняття напір – H , вимірюється в метрах (м). Між напором і тиском (Па) існує залежність

$$p = \gamma \cdot g \cdot H,$$

де γ – густина середовища, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$;

H – напір (висота підйому рідини), м.

У компресорах тиск вимірюють за рівнем його підвищення відносно нормального тиску.

Потужність привідного двигуна (кВт) машин з переміщення рідин і газів визначається за виразом (якщо вимірювати Q в $\text{м}^3/\text{с}$):

$$P = \frac{\kappa_3 \cdot \gamma \cdot g \cdot H \cdot Q \cdot 10^{-3}}{\eta},$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу, $\kappa_3 = 1,1 \div 1,3$;

η – ККД машини.

Графічні залежності напору H (тиску p), ККД і потужності P на переміщення рідин або газів залежно від подачі Q називаються характеристиками машини. На рисунку 38 наведено характеристики відцентрової машини.

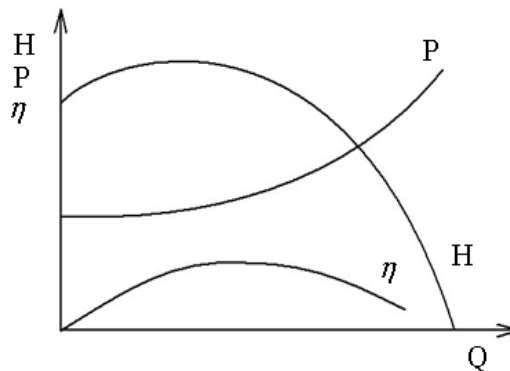


Рисунок 38 – Характеристики відцентрової машини

Залежність напору H від подачі Q називається напірною характеристикою машини, на рисунку 39 наведено напірні характеристики різного виду машин.

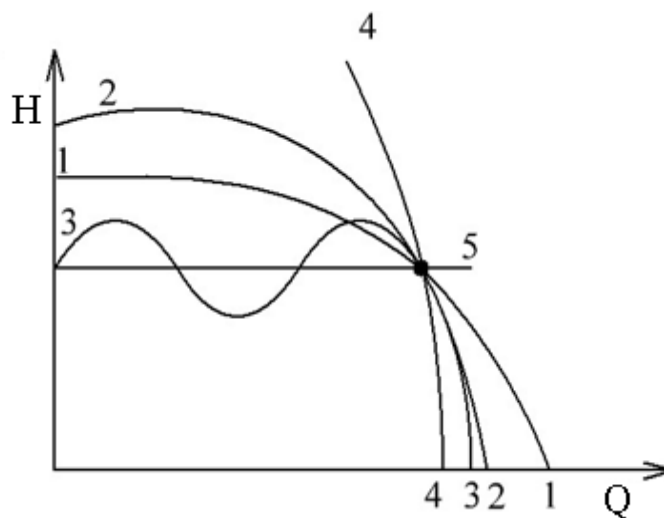


Рисунок 39 – Напірні характеристики різних машин:
 1 – відцентрової тихохідної; 2 – відцентрової швидкохідної;
 3 – осьової; 4 – вихрової; 5 – об'ємної машини

Параметри машини за зміни кутової швидкості обертання змінюються таким чином:

$$\begin{aligned} & \text{лопатні машини} \\ Q_1 : Q_2 &= \omega_1 : \omega_2 \\ H_1 : H_2 &= \omega_1^2 : \omega_2^2 \\ P_1 : P_2 &= \omega_1^3 : \omega_2^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{об'ємні машини} \\ Q_1 : Q_2 &= \omega_1 : \omega_2 \\ H &= \text{const} \\ P_1 : P_2 &= \omega_1 : \omega_2 \end{aligned}$$

Робоча точка визначається точкою перетину напірної характеристики машини з характеристикою трубопроводу, на який вона працює.

До електроприводу машин для переміщення рідин і газів висуваються такі вимоги:

- тривалий режим роботи за практично незмінного навантаження;
- необхідність регулювання подачі з відносно невеликим діапазоном регулювання (2–3:1);
- установки працюють без реверсування (виняток можуть становити тільки осьові машини);
- в установках відсутній генераторний режим.

Цим вимогам у більшості випадків задовольняють асинхронні двигуни з короткозамкненим і фазним ротором, а також синхронні двигуни.

4.2 Насосні установки

Гідравлічна машина, що створює напірне переміщення рідини, надаючи їй енергії, називається насосом. Насос у сукупності з електроприводом і передатним механізмом (муфтою, редуктором, шківом і т. ін.) утворюють насосний агрегат. Комплект устаткування, що забезпечує роботу насосів у потрібному режимі і утворений з одного або декількох насосних агрегатів, трубопроводів, запірної та регулюючої арматури, контрольно-вимірювальної апаратури, а також управління та захисту, утворює насосну установку. Споруда, до складу якої входить одна або декілька насосних установок, а також додаткові системи і устаткування, побутові та виробничі приміщення, забезпечуючи роботоспроможність об'єкта в цілому, називається насосною станцією.

Основними параметрами, що характеризують режим роботи насосної установки, є напір та подача, подача вимірюється в м³/год.

Режимом роботи насосної установки називається визначений порядок роботи її устаткування зі змінними умовами системи в цілому.

Залежно від призначення та роду перекачуваної рідини насосні установки поділяються на водопровідні, каналізаційні, меліораційні, теплофікаційні, нафтоперекачувальні та ін.

Насосні водопровідні станції залежно від місця, яке вони займають у загальній схемі водопостачання, поділяють на станції I і II підйому та підвищувальні.

Насосна станція I підйому (рисунок 40) забирає воду з джерела водопостачання (річка, озеро, водосховище, артезіанська скважина і т.ін.) і подає її на очисні споруди.

Насосна станція II підйому подає воду з резервуарів чистої води у розподільну мережу (рисунок 41).

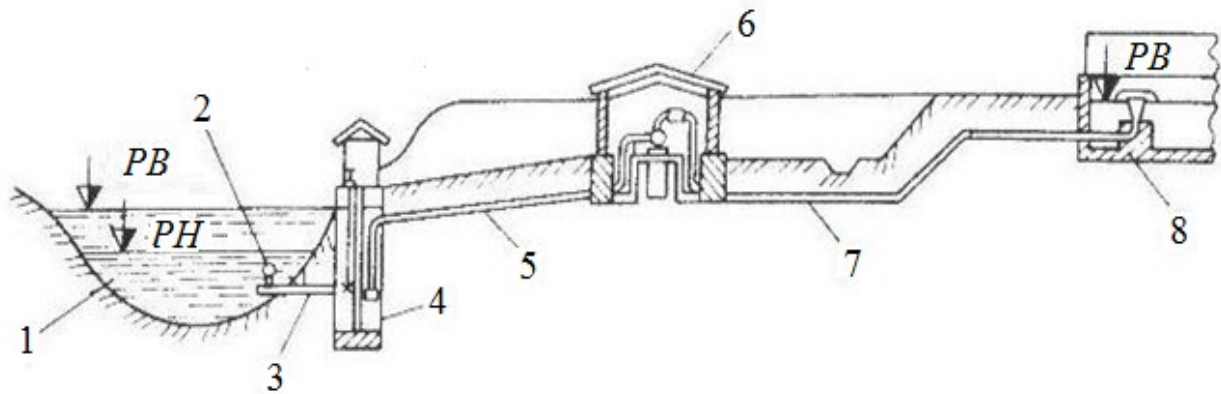


Рисунок 40 – Схема споруджень насосної станції I підйому:

- 1 – джерело водопостачання (річка); 2 – водозабірний пристрій;
 3 – самопливний трубопровід; 4 – береговий колодязь; 5 – всмоктувальна труба насоса;
 6 – будівля насосної станції; 7 – напірний трубопровід;
 8 – приймальна камера змішувача або водонапірна вежа

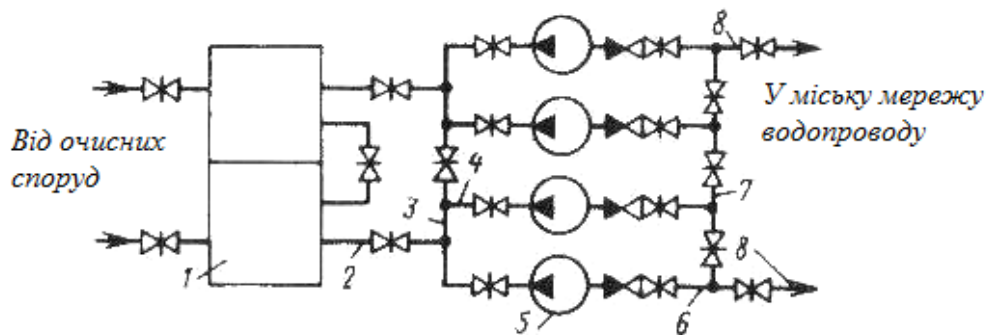


Рисунок 41 – Схема насосної станції II підйому:

- 1 – секційний резервуар чистої води; 2 – всмоктувальний водопровід; 3 – всмоктувальний колектор; 4 – всмоктувальна лінія насоса; 5 – насос; 6 – напірна лінія насосів;
 7 – напірний колектор; 8 – напірні водопроводи

У тих випадках, коли розвинутий тиск недостатній для підйому води на потрібну висоту, будуються підвищувальні насосні станції (станції підкачки). Насосні установки цих станцій збільшують напір у мережі, забираючи воду із одної ділянки чи мережі і подаючи її на другу ділянку мережі. При цьому забирання води може здійснюватись як через проміжні резервуари, які виконують функції регулюючих ємностей, так і без них. В останньому випадку установки працюють за схемою «з труби в трубу» (рисунок 42).

Залежно від призначення водопровідні насосні станції (ВНС) поділяються на станції технічної та питної води. Пристрої цих станцій, як правило, однакові, але режими їхньої роботи відрізняються один від одного.

Каналізаційні насосні станції (КНС) призначені для перекачування стічних вод до місця очищення. Залежно від місця в загальній схемі каналізації КНС поділяють на місцеві, районні та головні (центральні). Крім того, КНС поділяються за родом перекачувальних стоків (побутові, виробничі та ін.). КНС обладнують як насосами для стічних рідин, так і іншими насосами, призначеними для перекачування забруднених вод.

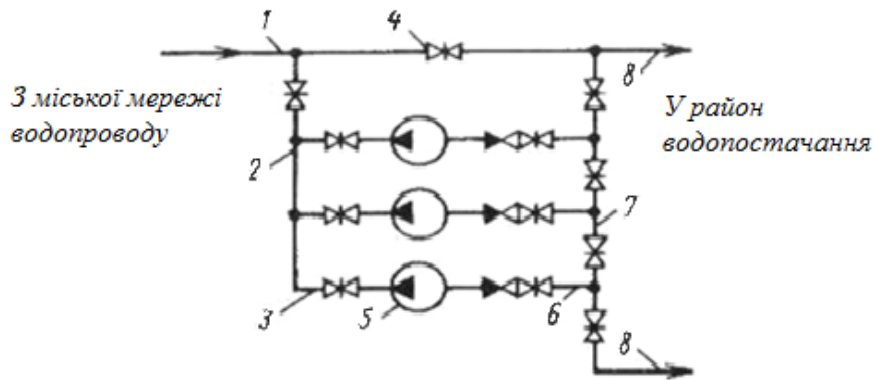


Рисунок 42 – Схема насосної станції підкачування (бустерної):

1 – всмоктувальна магістраль; 2 – всмоктувальний колектор; 3 – всмоктувальна лінія насосів; 4 – обвідна засувка; 5 – насос; 6 – напірна лінія насосів; 7 – напірний колектор; 8 – напірні водоводи

На рисунку 43 наведено схему каналізаційної насосної станції. Стічні води із мережі надходять до приймального резервуара КНС, над котрим розміщується обладнання, призначене для затримки та подрібнення великих предметів, що потрапляють у каналізацію. Далі насоси подають стічні води до напірних водоводів і по них потрапляють на очисні споруди.

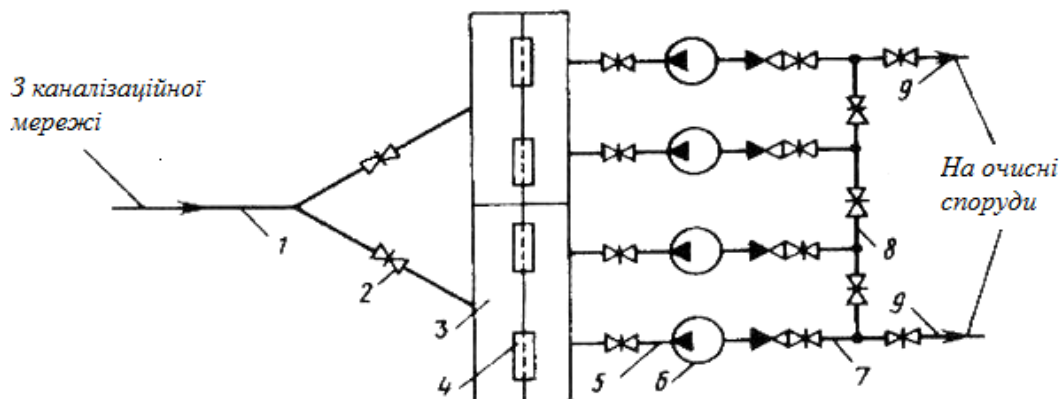


Рисунок 43 – Каналізаційна насосна станція:

1 – самопливний колектор; 2 – щитова засувка; 3 – приймальний резервуар; 4 – механічна решітка з граблями; 5 – всмоктувальна лінія насоса; 6 – насос; 7 – напірна лінія насоса; 8 – напірний колектор; 9 – напірні водоводи

Меліораційні насосні станції поділяються на станції зрошення та осушувальних систем. Насосні станції зрошення, в свою чергу, поділяються на головні, проміжні перекачувальні і дощувальні. Обладнання головних станцій аналогічне до водопровідних станцій I підйому. Проміжні перекачувальні насосні станції за обладнанням аналогічні до водопровідних підвищувальних станцій. Дощувальні насосні станції призначені для подачі води дощувальним машинам, які можуть здійснюватися або через канали, або через закриту мережу зрошення. В останньому випадку насосну станцію оснащено, крім основних насосних агрегатів,

бустерними насосами для підтримки тиску в закритій мережі в період, коли не працюють основні насоси. Крім того, на цих станціях зазвичай встановлюють водоповітряні баки, що забезпечують автоматизацію роботи основних та бустерних насосів під час ввімкнення дощувальних машин.

Насосні станції осушувальних систем перекачують поверхневі води або знижують рівень ґрунтових вод. Біля цих станцій зазвичай споруджують резервуар для прийому стоків. За обладнанням та режимом роботи ці станції нагадують КНС.

Теплофікаційні насосні станції призначені для подачі гарячої води в системи опалення та гарячого водопостачання житлових та суспільних будівель, а також технологічним споживачам. Джерелами гарячої води є центральні котельні та теплоелектроцентралі, на яких зазвичай встановлюються мережеві насоси. За допомогою мережевих насосів вода пропускається через водопідігрівач, де вона нагрівається паром з теплофікаційних відборів турбін і далі через теплофікаційну мережу потрапляє до споживача. До теплофікаційних мереж приєднуються теплові пункти, в яких встановлюються насоси, які подають гарячу воду безпосередньо споживачу для опалення та інших потреб.

Насосні установки теплових електростанцій (ТЕС) виконують різноманітні функції в технологічному процесі вироблення електричної та теплової енергії. Живильні насоси подають воду в котельний агрегат. Конденсатний насос перекачує конденсат (перетворений у воду відпрацьований у турбіні пар) в деаератор. Циркуляційний насос забезпечує постійну циркуляцію води через конденсатор та охолоджувальні пристрої (градирні, бризкальні басейни).

Значного поширення набули насосні установки, призначені для транспортування нафтопродуктів. Знаходять вони застосування й у будівництві: для водозниження, відкачування забруднених вод із котлованів, подачі різноманітного роду рідких та напіврідких компонентів (розчинів, бетонів і т. ін.). Застосовуються насосні установки в гірничорудній промисловості для транспортування різноманітних пульп (землесоси, земснаряди та ін.).

Насосні станції комплектуються одним або декількома насосними агрегатами (до 12 агрегатів). Якщо до складу насосної установки входять декілька агрегатів, напірні та всмоктувальні лінії насосів з'єднуються між собою відповідно напірними та всмоктувальними колекторами. До напірних колекторів приєднуються напірні водопроводи, а до всмоктувальних колекторів – всмоктувальні водопроводи. Якщо при насосній станції є приймальні резервуари, всмоктувальні колектори можуть не передбачатися, а всмоктувальні лінії насосів з'єднуються безпосередньо з резервуаром.

До основного обладнання насосних установок відносять насоси, приводи насосів (електродвигуни, двигуни внутрішнього згорання), а також трубопроводи з регулюючою та запірною арматурою.

У сучасних насосних установках найбільшого поширення набули лопатні насоси: відцентрові та осьові.

Осьові насоси. Робоче колесо обертається у сферичній камері (рисунки 44).

Під час взаємодії лопатей робочого колеса на рідину за рахунок швидкості перебігу тиск над лопаттю підвищується, а під нею знижується. Завдяки різниці тисків рідина переміщується вздовж осі насоса.

Осьові насоси виготовляються двох типів: із жорстко закріпленими лопатями робочого колеса (тип О) та з поворотними лопатями (тип ОП).

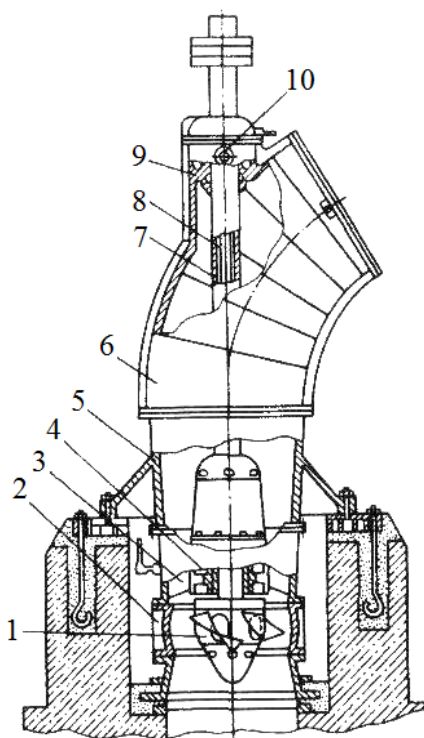


Рисунок 44 – **Осьовий насос типу ОП:**

- 1 – робоче колесо з поворотними лопатями; 2 – сферична камера;
 3 – спрямний апарат; 4 – нижня опора вала; 5 – дифузор із лапами для кріплення до фундаментних плит; 6 – корпус насоса; 7 – порожній вал; 8 – шток приводу для механізму розвороту лопатей; 9 – верхній напрямний підшипник;
 10 – механізм повороту лопатей з ручним приводом

Насоси обох типів можуть випускатися в двох виконаннях: Г – із горизонтальним розташуванням вала, В – із вертикальним розташуванням вала.

Робоче колесо осьових насосів типу ОП складається з втулки обтічної форми, на якій закріплено поворотні лопаті. Можливість зміни кута встановлення лопатей дозволяє регулювати подачу і напір насоса в широких межах зі збереженням високих значень ККД.

Відцентрові насоси. В середині нерухомого корпусу 1 (рисунок 45), який має спіральну форму, знаходиться робоче колесо 2, закріплене на валу 3. Колесо 2 складається з двох дисків, між якими розташовано лопаті 4. Корпус насоса з'єднано із всмоктувальним і напірним трубопроводами 5 та 6.

Якщо корпус насоса та його всмоктувальний трубопровід наповнити рідиною, а потім привести в обертання робоче колесо, то рідина під дією лопатей робочого колеса здійснює обертання. Відцентрові сили переміщують рідину на периферію, де створюється підвищений тиск, а в центрі колеса – розрядження. За рахунок цієї різниці тисків рідина надходить у напірний трубопровід. Так здійснюється безперервна подача рідини насосом.

Трубопроводи. Трубопровідна арматура. Внутрішні трубопроводи насосних станцій (напірні та всмоктувальні лінії насосів, всмоктувальні і напірні колектори та ін.) виконуються зі сталевих труб. З'єднання сталевих труб здійснюється зварюванням. Як трубопровідна арматура в насосних установках використовуються засувки, затвори, зворотні затвори (клапани).

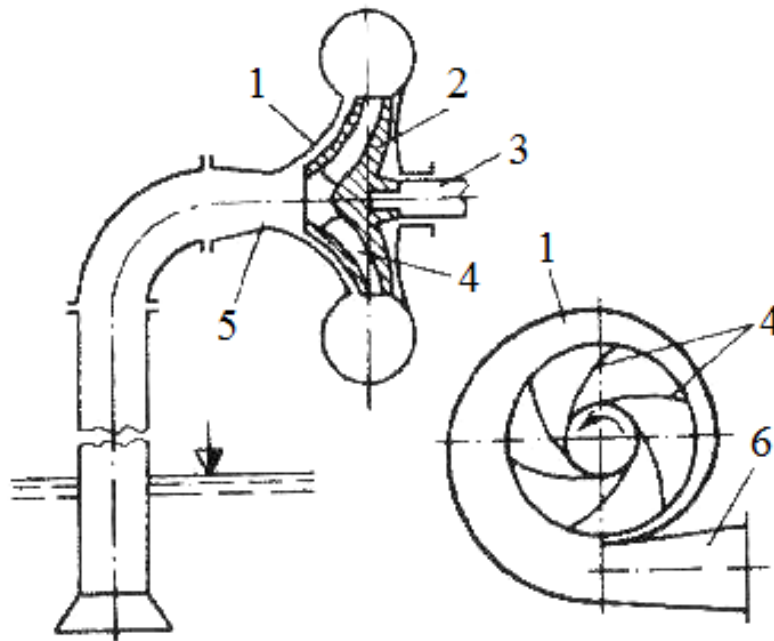


Рисунок 45 – Схема одноступінчатого відцентрового насоса

Залежно від конструкції засувки поділяються на паралельні та клинові, засувки великого діаметра, а також ті, що працюють із дистанційним та автоматичним керуванням, обладнуються гідравлічними або електричними приводами. Для врівноваження тиску з обох сторін диска у великих засувках передбачається обвідна засувка (байпас).

Як запірні та регулюючі арматури використовуються затвори. Широкого застосування останнім часом набули дискові затвори, які обладнуються електричними приводами.

Зворотні затворні клапани призначено для того, щоб перешкодити спустошенню напірних трубопроводів і зворотному обертанню насоса після його зупинки. Конструкції зворотних затворів є різноманітними: із заземленою посадкою, однодискові, багатодискові, з противагою та ін.

Під час роботи насоса під дією потоку води диск повертається на осі і вода проходить через затвор. Після зупинки насоса диск під дією своєї ваги та тиску води з боку напірного водоводу опускається і затвор закривається.

Прогнозування споживання електроенергії. Електроенергія, споживана насосними агрегатами, витрачається на підйом рідини і на подолання гідродинамічного опору в трубопроводах. Крім того, частина електроенергії витрачається і в самих насосних агрегатах на подолання сил тертя в сальниках і підшипниках насосних агрегатів, на нагрів сталі та міді в електродвигуні, на його вентиляцію тощо. Відношення корисно використаної в насосному агрегаті електроенергії до отриманої характеризується ККД агрегату. Для сучасних насосних агрегатів залежно від їхньої потужності, призначення та інших факторів ККД змінюється від 0,3 до 0,9.

Розрахунок насосної установки починається з побудови гідравлічної схеми, яка може бути подібною до зображеної на рисунку 46.

Згідно з гідравлічною схемою насосної установки внутрішній діаметр d_H (м) напірного ставу (нагнітального трубопроводу) визначається виразом

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_3}{3600 \cdot v_p \cdot \pi}},$$

де Q_3 – задана подача насосної установки, м³/год;

v_p – рекомендована швидкість води в трубопроводі, м/с; для нагнітального трубопроводу $v_p = 2 \dots 2,5$ м/с.

Обчислена величина d_H переводиться в мм і округляється до найближчого стандартного значення, кратного 25 мм.

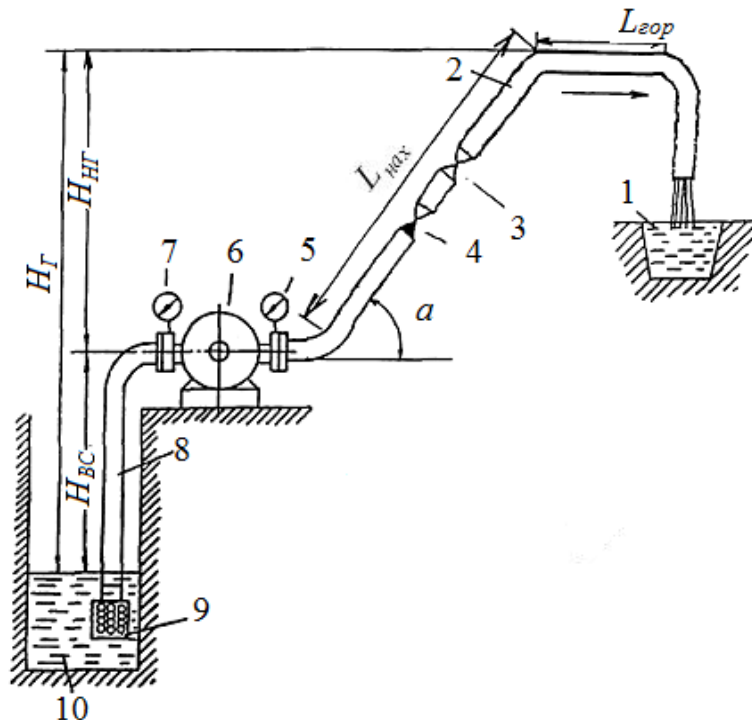


Рисунок 46 – Гідравлічна схема насосної установки:

- 1 – водоприймальний басейн; 2 – нагнітальний трубопровід; 3 – зворотний клапан;
 4 – засувка; 5 – манометр; 6 – насос; 7 – вакуумметр; 8 – всмоктувальний трубопровід;
 9 – всмоктувальний клапан; 10 – водозбірник;

H_G – геодезична висота; $H_{ВС}$ – висота всмоктування; $H_{НГ}$ – висота нагнітання

Обраний діаметр нагнітального трубопроводу перевіряється на пропускну здатність згідно з таблицею 3.

Діаметр всмоктувального трубопроводу приймається на 25...50 мм більшим, ніж нагнітального.

Характеристика трубопроводу визначається виразом:

$$H_T = H_G + \alpha \cdot Q^2,$$

де H_T – сумарна втрата напору в трубопроводі, м;

H_G – геодезична висота (статичний напір), м;

$\alpha \cdot Q^2$ – динамічний напір, м;

α – коефіцієнт гідродинамічного опору, год²/м⁵;

Q – подача води в трубопроводі, м³/год.

Таблиця 3 – Гранична пропускна спроможність трубопроводів

Внутрішній діаметр трубопроводу, мм	Пропускна спроможність трубопроводу (м ³ /год) за швидкості води V, м/с						
	1,8	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7	3,0
100	50	55	60	70	72	75	85
150	110	120	135	150	155	165	185
200	200	220	245	270	280	300	330
250	315	350	390	420	440	480	530
300	450	500	550	600	630	680	750
350	620	690	760	830	860	930	1030
400	810	900	990	1080	1110	1210	1350
450	1025	1140	1250	1360	1420	1530	1700
500	1270	1410	1550	1690	1760	1900	2110
600	1840	2040	2240	2450	2550	2760	3060

Коефіцієнт гідродинамічного опору визначається з урахуванням нагнітального та всмоктувального трубопроводу, в загальному випадку вираз має вигляд

$$\alpha = \sum_{i=1}^n (A_{Di} \cdot \sum_{j=1}^m L_j) + \sum_{i=1}^n (A_{Mi} \cdot \sum_{l=1}^k \xi_l),$$

де A_{Di} – питомий гідравлічний опір по довжині залежно від діаметра трубопроводу, год²/м⁶;

A_{Mi} – питомий гідравлічний місцевий опір залежно від діаметра трубопроводу, год²/м⁵;

L_j – довжина трубопроводу одного діаметра, м;

ξ_l – коефіцієнт місцевого опору арматури трубопроводу;

n – кількість трубопроводів різного діаметра;

m – кількість відрізків трубопроводу одного діаметра;

k – кількість місцевих опорів у трубопроводі одного діаметра.

Значення питомих гідравлічних опорів залежно від діаметра трубопроводу наведено в таблиці 4.

Таблиця 4 – Питомий гідравлічний опір трубопроводів

Діаметр трубопроводу, мм	Питомий опір		Діаметр трубопроводу, мм	Питомий опір	
	A_D , год ² /м ⁶	A_M , год ² /м ⁵		A_D , год ² /м ⁶	A_M , год ² /м ⁵
50	1050,41	1020,11	325	0,0517	0,5714
75	122,72	201,50	350	0,0349	0,4248
100	26,714	63,75	375	0,0242	0,3223
125	8,186	26,11	400	0,0172	0,2490
150	3,115	12,59	425	0,0124	0,1954
175	1,376	6,79	450	0,0092	0,1554
200	0,678	3,95	475	0,0069	0,1252
225	0,363	2,48	500	0,0052	0,1020
250	0,207	1,63	525	0,0041	0,082
275	0,125	1,11	550	0,0030	0,065
300	0,079	0,7871	575	0,0025	0,051

Примітка: Значення A_D і A_M необхідно помножити на 10^{-6} .

Що стосується місцевого опору, то враховують втрати напору в прийомному пристрої, засувці, зворотному клапані, трійниках, конусних переходах, у місцях зміни напрямку трубопроводу і т. ін. Значення коефіцієнтів місцевого опору наведено в таблиці 5.

Таблиця 5 – Коефіцієнти місцевого опору арматури трубопроводу і фасонних частин

Елементи трубопровідної системи	Коефіцієнт опору, ζ
Прийомний пристрій з клапаном	8,0
Прийомна сітка без клапана	1,0
Коліно, зігнуте під кутом 90° із закругленнями	0,4
Те саме, під кутом 150°	0,25
Засувка	0,25
Зворотний клапан	10,0
Трійник перехідний (при повороті потоку)	1,5
Перехід вузький	0,1
Перехід широкий	0,25
Дифузор	0,2
Вхід у трубу	0,2
Вихід із труби	1,0

Після одержання значення коефіцієнта гідродинамічного опору α розраховуються значення втрати напору в трубопроводі за декількох проміжних значень подачі, на підставі чого будується графік трубопровідної мережі, де по горизонтальній осі відкладається подача, а по вертикальній – напір.

Кожний насос має напірну характеристику $H_H = f(Q)$, характеристику ККД $\eta_H = f(Q)$, допустиму висоту всмоктування $H_{вс.доп.} = f(Q)$. Характеристики насосів можна виразити у вигляді аналітичних залежностей:

$$H_H = H_0 + A \cdot Q - B \cdot Q^2,$$

$$\eta_H = a \cdot Q - b \cdot Q^2 + c \cdot Q^3.$$

У цих виразах напірна характеристика має вигляд для одного робочого колеса, а H_0, A, B, a, b, c – постійні коефіцієнти залежно від типу насоса.

Характеристики деяких типів насосів подано в таблиці 6.

Прийнявши насос, подача якого $Q_H \approx Q_3$, на одній діаграмі будується характеристика трубопроводу і напірна характеристика одного колеса обраного насоса, і приймається така кількість коліс (пропорційна збільшенню характеристики насоса по висоті H), щоб перетин характеристики насоса з декількома колесами і характеристики трубопроводу був у зоні заданої подачі (рисунок 47). Ця точка перетину відповідає робочій точці насоса з параметрами Q_p і H_p . Будується характеристика ККД насоса і визначається η_p згідно з Q_p .

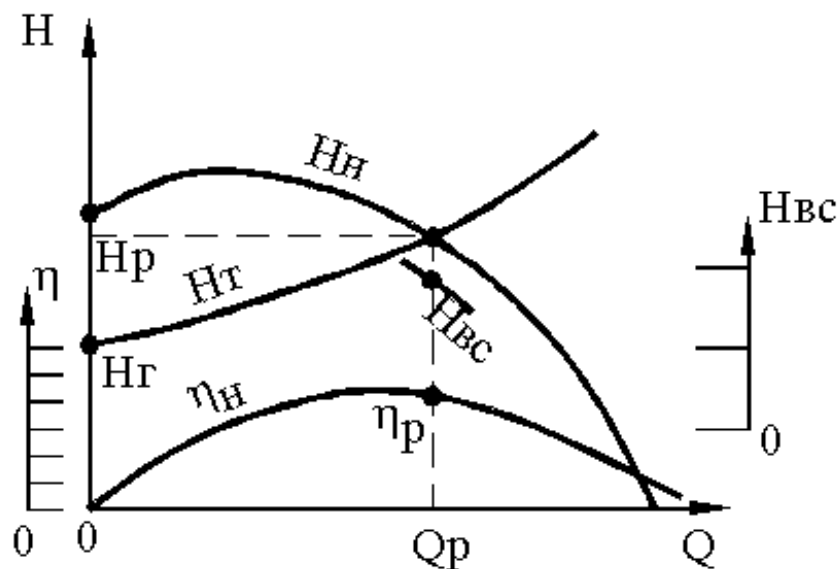


Рисунок 47 – Визначення робочої точки насоса

Правильність вибору насоса визначається виконанням умов:

- $Q_P \geq Q_3$ – подача необхідної кількості води; перебільшення не більше 10 % Q_3 ;
- $H_P \leq 0,9 \cdot H_0$ – подача води за спадання напруги;
- $\eta_P \geq 0,95 \cdot \eta_{max}$ – економічність роботи насоса;
- $H_{BC} \leq H_{ec.don.}$ – відсутність кавітації.

Якщо робоча подача значно перевищує задану подачу чи трохи менша, то корегування можна здійснити відповідно зменшенням чи збільшенням діаметрів трубопроводів з подальшим перерахуванням характеристики трубопроводу.

У випадках, коли один насос не може забезпечити заданої подачі, необхідно розглянути питання про паралельну роботу двох (можливо, і більшої кількості) насосів на один трубопровід. Для паралельної роботи двох однакових насосів спочатку вибирається насос, що задовольняє умови необхідного напору і подача якого дорівнює (60...65 %) Q_3 , тобто на 20...30 % перевищує половину необхідної подачі установки. Для обраного одного насоса будується напірна характеристика $H_H = f(Q)$ (крива 1 на рисунку 48), на підставі якої – сумарна характеристика (крива 2) паралельної роботи насосів (шляхом подвоєння значення Q за фіксованих довільних значень напору H). Характеристика ККД будується відповідно.

Перетин характеристики трубопроводу (крива 3 на рисунку 48) і напірної характеристики паралельної роботи двох насосів (крива 2) дає робочу точку A паралельної роботи двох насосів. Якщо параметри робочої точки A задовольняють умови перевірки, вибір насосів можна вважати закінченим. У випадках, коли подача недостатня чи значною мірою перевищує задану, необхідне корегування у виборі насосів відповідно в бік збільшення чи зменшення кількості коліс насоса.

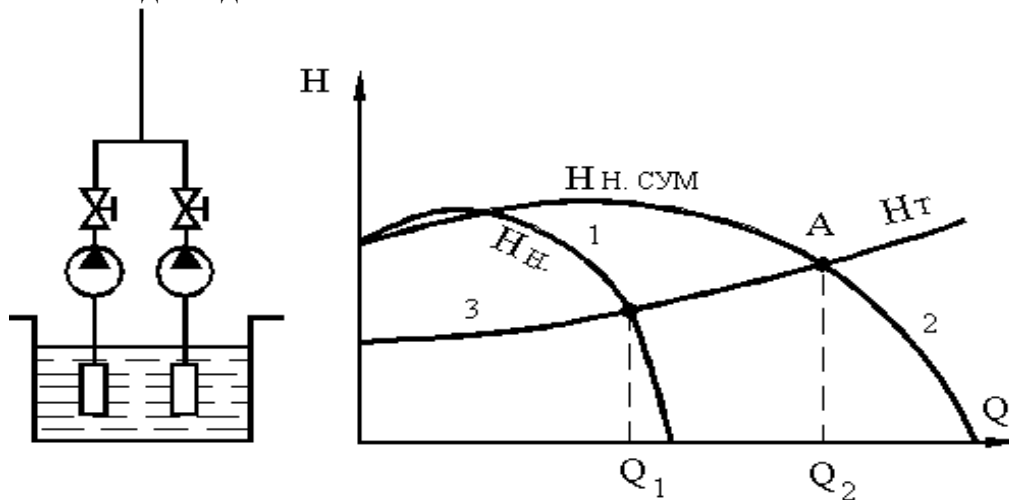


Рисунок 48 – Схема та діаграма паралельної роботи двох насосів на одну мережу

Якщо паралельна робота двох насосів на трубопровід не забезпечує необхідної подачі, оцінюється можливість незалежної роботи кожного з насосів на свій трубопровід. Розрахунок повторюється для умов, коли подача кожного насоса

дорівнює половині заданої. У випадку, коли неможливо забезпечити необхідний напір за допомогою одного насоса, варто розглянути послідовну роботу двох насосів. Характеристику послідовної роботи двох однакових насосів можна одержати подвоєнням значень напірної характеристики одного насоса по осі H (рисунок 49). Можна також передбачити дворівневу схему з проміжним водозбірником, де кожний насос забезпечує задану подачу, а сумарний напір насосів забезпечує подачу води на задану висоту.

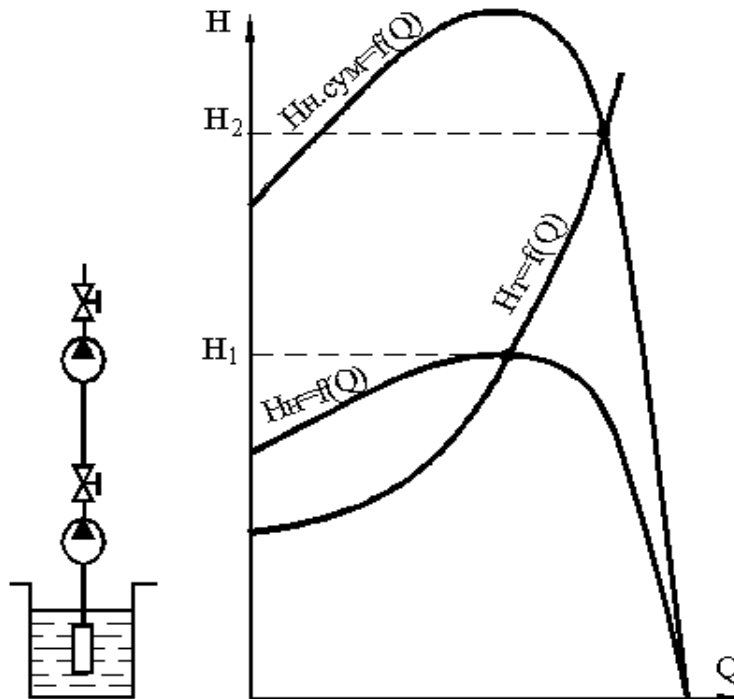


Рисунок 49 – Схема та діаграма послідовної роботи двох насосів на одну мережу

На закінчення розрахунків зазначається кількість обраних робочих насосів, їхні тип і параметри, наприклад, один насос типу ЦНСК 500 - 560 (7коліс), де 500 – подача, 560 – напір.

Потужність електродвигуна насоса P_H (кВт) обчислюється за формулою

$$P_H = \frac{\kappa_3 \cdot Q_P \cdot H_P \cdot \gamma \cdot g \cdot 10^{-3}}{3600 \cdot \eta_p},$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу, за подачі до 160 м³/год. $\kappa_3 = 1,2 \dots 1,3$; за подачі понад 160 м³/год. $\kappa_3 = 1,1 \dots 1,15$;

Q_P, H_P, η_p – параметри робочої точки насоса;

γ – густина води, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

Якщо в розрахунках є два насоси, то обчислену потужність ділять на два.

4.3 Вентиляторні установки

У всіх виробничих та допоміжних приміщеннях необхідно передбачити вентиляцію. Під вентиляцією розуміють сукупність заходів та засобів, призначених для забезпечення на постійних робочих місцях та зонах обслуговування виробничих приміщень метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища, що відповідають гігієнічним та технологічним вимогам. Основне завдання вентиляції – вилучити із приміщення забруднене або нагріте повітря та подати свіже, тобто забезпечити в приміщеннях метеорологічні умови (температуру, відносну вологість та швидкість руху повітря), що відповідають нормативним вимогам, а також унеможливити наявність у повітрі шкідливих речовин, які перевищують гранично допустимі концентрації (ГДК).

Вентиляція може бути природною, штучною (механічною) та суміщеною (природною та штучною одночасно).

Природна вентиляція може бути неорганізованою і організованою. За неорганізованої вентиляції повітрообмін у приміщенні залежить від напрямку та сили вітру, температури зовнішнього та внутрішнього повітря, при цьому не відомі об'єми повітря, що надходять та видаляються з приміщення. Неорганізована вентиляція допускається тільки в окремих випадках за наявності вікон або вікон та ліхтарів і відсутності шкідливих виділень і речовин з неприємним запахом.

Організована природна вентиляція називається аерацією. Для аерації в стінах будівлі роблять отвори для надходження зовнішнього повітря, а на даху чи у верхній частині будівлі встановлюють ліхтарі для виведення відпрацьованого повітря.

Аерація використовується в цехах (виробничих приміщеннях) із значними тепловиділеннями, якщо концентрація шкідливих речовин у припливному повітрі не перевищує 30 % ГДК в робочій зоні.

Штучна (механічна) вентиляція застосовується в тих випадках, коли тепловиділення в цеху (виробничому приміщенні) недостатні для постійного (протягом року) використання аерації, а також тоді, коли кількість або токсичність шкідливих речовин, які виділяються в повітря приміщення, є такою, що виникає необхідність постійного повітрообміну, незалежно від зовнішніх метеорологічних умов.

Штучна вентиляція дає можливість обробляти припливне повітря (очищувати, підігрівати, зволожувати), планомірно подавати повітря в робочу зону, очищувати повітря перед його викидом в атмосферу, вловлювати шкідливі речовини безпосередньо біля місць їх утворення.

За механічної вентиляції повітрообмін досягається за рахунок різниці тисків, які створюються вентилятором.

Штучна вентиляція може бути робочою або аварійною. У свою чергу, робоча вентиляція за місцем дії може бути загальнообмінною, місцевою, комбінованою.

Загальнообмінна вентиляція за напрямком потоку повітря може бути припливною, витяжною, припливно-витяжною.

Припливна вентиляція забезпечує подачу чистого зовнішнього повітря у виробничі приміщення, в яких є значні тепловиділення і мала концентрація

шкідливих речовин; видалення забрудненого повітря здійснюється через фрамуги, дефлектори, вентиляційний жолоб.

Витяжна вентиляція застосовується у виробничих приміщеннях з відсутністю шкідливих виділень і малою кратністю повітрообміну, а також в допоміжних та побутових приміщеннях, на складах.

Припливно-витяжна вентиляція застосовується в усіх приміщеннях, коли необхідно забезпечити підвищений і надійний обмін повітря. У виробничих приміщеннях із виділенням значної кількості шкідливих газів, парів, пилю витяжка повинна бути на 10 % більшою, ніж приплив, щоб шкідливі речовини не витіснялися в суміжні приміщення з меншою забрудненістю.

Системи загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції виробничих приміщень без природного провітрювання повинні мати не менше двох припливних і двох витяжних вентиляційних установок, які за відключення однієї з них забезпечували б продуктивність не менш ніж на 50 % необхідного повітрообміну. Під час використання однієї припливної та однієї витяжної установки необхідно передбачити установку резервних вентиляторів з електродвигунами, які автоматично вмикаються після зупинки основних вентиляторів.

Системи аварійної вентиляції передбачаються у виробничих приміщеннях, в яких можливе раптове надходження в повітря великої кількості шкідливих або вибухонебезпечних речовин.

Місцева вентиляція забезпечує вентиляцію безпосередньо на робочих місцях. Вона може бути припливною і витяжною.

Місцева припливна вентиляція, за якої здійснюється концентрована подача припливного повітря заданих параметрів (температури, вологості, швидкості руху), виконується у вигляді повітряних душів, повітряних та повітряно-теплових завіс.

Повітряні душі використовуються, переважно, для нормалізації умов праці на постійних робочих місцях за теплового опромінювання працівників інтенсивністю 350 Дж/(м²·с) і більше. Їх можна також використовувати і для видалення газоподібних шкідливих речовин із робочої зони.

Повітряні та повітряно-теплові завіси призначені для запобігання надходженню в приміщення значних мас холодного зовнішнього повітря за необхідності частого відчинення дверей чи воріт. Повітряна завіса створюється струменем повітря, що подається з вузької довгої щілини, під деяким кутом назустріч потоку холодного повітря. Канал із щілиною розміщують збоку чи знизу дверей (воріт).

Повітряні завіси також використовують в отворах огорож технологічного устаткування як перешкоду виходу гарячого загазованого повітря в приміщенні, а також в інших випадках, коли необхідно перекрити повітряний потік через отвори.

Місцева витяжна вентиляція застосовується для вловлювання шкідливих речовин безпосередньо в місцях їх виділення. Пристрої місцевої витяжної вентиляції (місцеві відсмоктувачі) умовно можна поділити на відсмоктувачі відкритого та закритого типів.

До місцевих відсмоктувачів відкритого типу належать витяжні зонти, всмоктувальні панелі, бортові відсмоктувачі.

Конструкція місцевих відсмоктувачів повинна забезпечити максимальне вловлювання шкідливих виділень за мінімальної кількості вилученого повітря. Крім того, вона не повинна бути громіздкою та заважати обслуговуючому персоналу працювати і наглядати за технологічним процесом.

Основними чинниками під час вибору типу місцевого відсмоктувача є характеристики шкідливих виділень (температура, густина парів, токсичність), положення робітника під час виконання роботи, особливості технологічного процесу та устаткування.

Витяжні зонти передбачені для вловлювання потоків шкідливих речовин, які направлені вгору. Їх доцільно використовувати у випадку, коли джерело утворення пилу, парів та газів переміщується по площі робочого місця як в горизонтальній, так і у вертикальній площинах.

Всмоктувальні панелі встановлюють для локалізації шкідливих виділень, які захоплюються конвективними струменями, коли більш повне укриття джерела шкідливих виділень неможливе за умовами технологічного процесу. Панелі розташовують збоку від джерела шкідливих виділень вертикально або похило. Відстань від панелі до джерела повинна бути не більшою за ширину джерела. Довжину панелі приймають у 1,2 рази більшою, ніж довжина джерела.

Бортові відсмоктувачі застосовуються для вилучення шкідливих виділень з поверхні розчинів, коли за умов проходження технологічного процесу неможливе встановлення повного накриття. Особливо широке застосування бортові відсмоктувачі отримали для обладнання ванн (гальванічні, травильні) та інших ємностей із токсичними рідинами. Бортові відсмоктувачі можуть проектуватися різних конструкцій: одно- та двобортові, бортові з передувом і перевернуті.

Однобортові відсмоктувачі доцільно встановлювати на ваннах шириною до 0,7 м, на ваннах шириною 0,7 – 1 м – двобортові відсмоктувачі. За ширини ванни 1 м і більше необхідно встановлювати бортові відсмоктувачі з передувом.

Найбільш економічними є бортові відсмоктувачі з передувом та перевернуті бортові відсмоктувачі, а ефективними – двобортові відсмоктувачі.

До місцевих відсмоктувачів закритого типу належать витяжні шафи, кожухи, вітринні відсмоктувачі, кабінки.

Витяжні шафи – це шафи, які являють собою укриття з робочим отвором. Витяжні шафи бувають різної конструкції: з верхнім, нижнім та комбінованим вилученням повітря.

Кожухами-повітроприймачами або захисно-знепилювальними кожухами обладнано верстати, на яких обробка матеріалів супроводжується інтенсивним пиловиділенням. Кожухи встановлюють на заточувальних та шліфувальних верстатах з абразивними кругами, на фрезерних і токарних верстатах під час обробки крихких матеріалів, на деревообробних верстатах.

Вітринні відсмоктувачі є різновидом витяжних шаф.

Укриття-боксы, які не мають відкритих отворів, як правило, використовуються у роботах з особливо токсичними та радіоактивними речовинами. У бокси влаштовано гумові рукави з рукавицями, або маніпуляторами, а також спеціальну фотокамеру, яка служить для завантаження боксу і видалення з нього матеріалів та виробів після їх обробки.

Вентиляційні камери або kabіни – це відгороджені частини приміщення з посиленою вентиляцією, в яких проводяться операції, за яких інтенсивно виділяються шкідливі речовини. Робоче місце може бути поза або всередині камери.

Розрахунок механічної вентиляції. Порядок розрахунку: визначення найбільш раціонального способу вилучення або запобігання утворенню токсичних, пожежо- чи вибухонебезпечних концентрацій пароповітряних сумішей (загальнообмінні або місцеві вентиляційні установки і системи); визначення необхідної кількості повітря для обмінної вентиляції на основі відомої кратності повітрообміну в приміщенні, кількості шкідливих речовин, які вилучаються з приміщення, або надлишкової теплоти, яку необхідно асимілювати до санітарно-допустимих норм; визначення кількості повітря, яке вилучається місцевими відсмоктувачами; визначення об'єму припливного повітря і підбір (розрахунок) калориферів для його підігрівання; визначення місцевих опорів та опорів тертя, підбір за графіками (за відомої продуктивності вентилятора і необхідного повного тиску) типу вентилятора; розрахунок та підбір електродвигуна вентилятора.

Вибір вентилятора для вентиляції промислового приміщення відбувається в наступній послідовності.

Визначається кількість повітря, яке необхідне для видалення теплових виділень у приміщенні (Дж/год):

– від згоряння палива:

$$Q = q \cdot m \cdot \eta,$$

де q – теплотворна здатність палива, Дж/кг;

m – витрата палива за одиницю часу, кг/год;

η – ККД згоряння палива;

– від матеріалів, що охолоджуються:

$$Q = c \cdot m \cdot (\tau_n - \tau_k),$$

де c – питома теплоємність матеріалів, Дж/(кг·°C);

m – маса матеріалу, що охолоджується за одиницю часу, кг/год;

τ_n, τ_k – початкова і кінцева температура матеріалу, °C;

– від нагрівальних печей:

$$Q = k \cdot F \cdot \eta,$$

де k – питома тепловиділення поверхні печі, залежить від типу печі і температури нагріву печі, Дж/(год·м²);

F – площа поверхні печі, м²;

η – ККД теплопередачі, $\eta = 0,7 \div 0,9$;

– від двигунів які працюють:

$$Q = 3600 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot P,$$

де k_1 – коефіцієнт використання потужності двигуна, $k_1 = 0,7 \div 0,9$;

k_2 – коефіцієнт одночасності вмикання двигунів, $k_2 = 0,5 \div 0,8$;
 k_3 – коефіцієнт завантаження двигунів, $k_3 = 0,6 \div 0,8$;
 k_4 – коефіцієнт тепловіддачі в навколишнє середовище, $k_4 = 0,9 \div 1,0$;
 P – сумарна встановлена потужність двигунів, кВт;
 – від освітлення:

$$Q = 3600 \cdot P_{осв.} \cdot \eta,$$

де $P_{осв.}$ – сумарна встановлена потужність одночасно ввімкнутих світильників, кВт;
 η – ККД тепловіддачі, для ламп розжарювання $\eta = 0,8$;
 – від робітників приміщення:

$$Q = 4190 \cdot w_{num} \cdot N,$$

де w_{num} – питома тепловиділення одного робітника, ккал/(роб.год), визначається згідно з таблицею 7;
 N – кількість працівників, роб.

Таблиця 7 – Залежність тепловиділення людини від її стану і температури приміщення

Стан робітника	Питома тепловиділення (ккал/(роб.год) за температури (°C))				
	15	20	25	30	35
Відпочинок	100	70	50	30	0
Легка робота	100	70	50	30	0
Робота середньої важкості	110	80	55	35	0
Важка робота	110	80	55	35	0

– від сонячної радіації:

$$Q = k \cdot q \cdot F,$$

де k – коефіцієнт, який характеризує вид застосування, $k = 1,45 \div 0,25$;
 q – питома сонячна енергія за одну годину відповідного кліматичного району, Дж/(м²·год);
 F – площа застосування, м².

Визначається сумарне питома тепловиділення в приміщенні $Q_{сум}$ (Дж/год), на основі якого визначається витрата повітря L_m (м³/год), необхідна для видалення теплоти:

$$L_m = \frac{Q_{сум}}{\gamma \cdot c \cdot (\tau_k - \tau_n)},$$

де γ – густина повітря, кг/м³;

c – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·°С);
 τ_k – температура нагрітого повітря в приміщенні, °С;
 τ_n – температура повітря зовнішнього середовища, °С.

За потребою визначається необхідна витрата повітря для видалення вологи з приміщення, а також необхідна витрата повітря для видалення шкідливих газовиділень у приміщенні; на основі цих розрахунків визначається найбільша необхідна витрата повітря для приміщення L .

Визначається кратність оновлення повітря в приміщенні за одиницю часу:

$$m = \frac{L \cdot t}{V},$$

де L – потрібна витрата повітря, м³/год;
 t – одиниця часу, $t = 1$ год;
 V – об'єм приміщення, м³.

Вказана кратність оновлення повітря перевіряється за нормативним значенням: якщо розрахункове значення $m \geq m_{\text{норм.}}$, то розрахункове значення витрати повітря задовольняє вимоги, в іншому разі перераховується потрібна витрата повітря через нормативне значення кратності оновлення повітря.

Для вибору вентиляторів вимушеної вентиляції складається схема вентиляційної мережі, вигляд якої наведено на рисунку 50.

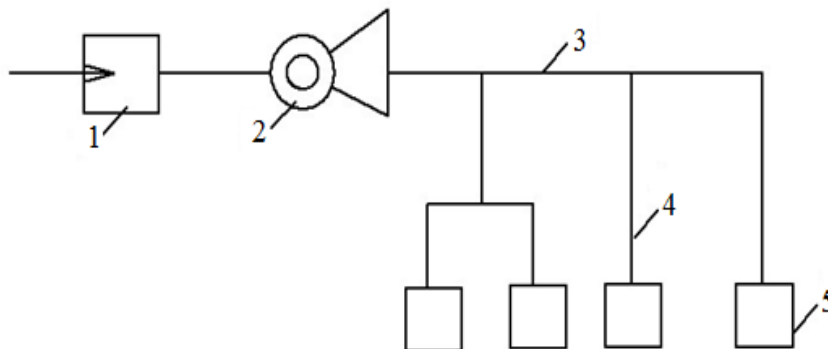


Рисунок 50 – Схема вентиляційної мережі приміщення:
 1 – фільтр; 2 – вентилятор; 3 – магістральний повітропровід;
 4 – повітропровід відгалуження; 5 – впускний пристрій

Втрата тиску в повітропроводі Δp (Па) визначається для найвіддаленішої ділянки. Сумарна втрата тиску має вираз

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n (F_i \cdot l_i) + \sum_{i=1}^n (H_{\partial i} \cdot \xi_i),$$

де F_i – питома втрата тиску на погонний метр залежно від перерізу і форми трубопроводу на i -й ділянці, Па/м;

l_i – довжина i -ї ділянки одного перерізу і форми, м;

H_{∂} – динамічний тиск в окремій ділянці, Па;

$$H_d = \frac{\gamma \cdot v^2}{2},$$

де γ – густина повітря, кг/м³;

v – швидкість повітря в окремій ділянці, м/с; для виробничих приміщень у магістралях $v = 8 \div 12$ м/с, у відгалуженнях $v = 2 \div 6$ м/с;

ξ_i – коефіцієнт місцевих опорів i -ї ділянки.

Сумарні втрати тиску для різних відгалужень повинні мати однакові значення.

За значеннями L та Δp за рисунком 51 вибирається вентилятор. За розрахункових значень $\Delta p_{розр}$ і $L_{розр}$ приймається вентилятор з більшими найближчими значеннями.

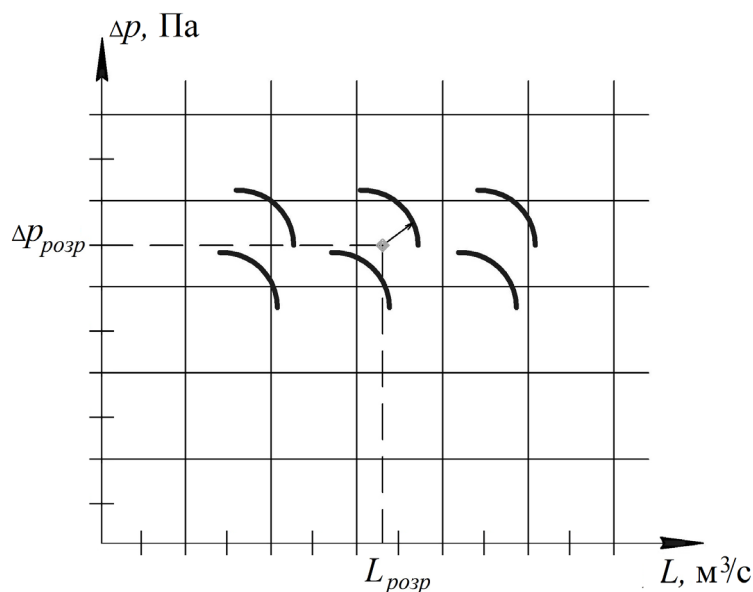


Рисунок 51 – Робочі частини напірних характеристик конкретних вентиляторів

Потужність двигуна вентилятора визначається за виразом

$$P_{дв} = \frac{\kappa_3 \cdot L \cdot \Delta p}{\eta_6 \cdot \eta_n},$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу, приймається $\kappa_3 = 1,1 \dots 1,3$;

η_6 – ККД вентилятора;

η_n – ККД передачі.

У процесі роботи вентилятора можлива зміна його продуктивності. Регулювання подачі повітря може відбуватися:

- засувками вентиляційних каналів (діафрагмування);
- зміною кута нахилу лопаток спрямного апарату;
- для осьових вентиляторів зміною кута нахилу лопаток робочого колеса;
- використанням регульованого електроприводу.

Особливості вентиляції в гірничих виробках. У шахтах використовується центральна або флангова система вентиляції. У центральній системі в центрі шахтного поля розташовуються два стволи, по одному з них (в якому перевозять людей) свіже повітря надходить у шахту, проходить по всіх гірничих виробках і, відпрацьоване, виходить через другий ствол. У фланговій системі через ствол у центрі шахтного поля надходить свіже повітря і після проходження через гірничі виробки виходить через стволи, які розташовуються на флангах шахти.

У шахтах використовується як нагнітальна, так і витяжна схема вентиляції, у більшості випадків – друга схема. У цій схемі вентилятор на одному із стволів висмоктує повітря з шахти, у результаті чого зменшується тиск у підземних виробках і повітря через другий ствол самостійно надходить у шахту.

У шахтах, як і в будівництві метро, є тупикові виробки. Для їх вентиляції використовується примусова система, коли вентилятор встановлюється біля тупикової виробки з боку свіжого струменя повітря і він по трубопроводу подає повітря в тупикову виробку. Трубопровід у міру проходження тупикової виробки нарощується, кінець трубопроводу, як правило, знаходиться за 3 – 5 м до забою.

4.4 Калориферні установки

Калорифери призначені для підігріву повітря в системах вентиляції, кондиціонування та повітряного опалення, при цьому використовують як теплоносій пару (зі збитковим тиском 0,6 – 0,8 МПа) або воду (з температурою до 150 °С). Проектують калориферні установки, виходячи з мінімальної кількості калориферів з арматурою, яка забезпечує регулювання продуктивності за теплою.

Функціональна схема роботи калорифера наведена на рисунку 52.

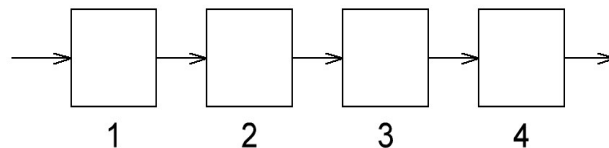


Рисунок 52 – Функціональна схема роботи калорифера:

1 – фільтр; 2 – вентилятор; 3 – пристрій підігріву повітря; 4 – пристрій зволоження повітря

За видом тепловіддавальної поверхні калорифери поділяються на пластинчасті з круглими й профільними трубами і спірально-навивні.

За характером руху теплоносія калорифери бувають одноходовими і багатоходовими. В одноходових – теплоносій по виходу з камери рухається по всіх трубках паралельно, у багатоходових – камери зсередини розділені перегородками, що приводить до послідовного руху теплоносія.

На рисунку 53 зображено пластинчастий калорифер.

Розрахунок та вибір калорифера відбувається в такій послідовності:

Визначається кількість теплоти (Дж/год), яка витрачається на підігрів повітря:

$$Q = L \cdot c \cdot \gamma_{нов} \cdot (\tau_{кін} - \tau_{ноч}),$$

де L – витрата повітря, яке нагрівається, м³/год;

$\gamma_{пов}$ – густина повітря за температури приміщення, кг/м³;
 c – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·°C);
 $\tau_{кін}, \tau_{поч}$ – відповідно кінцева й початкова температури повітря, яке нагрівається, °C.

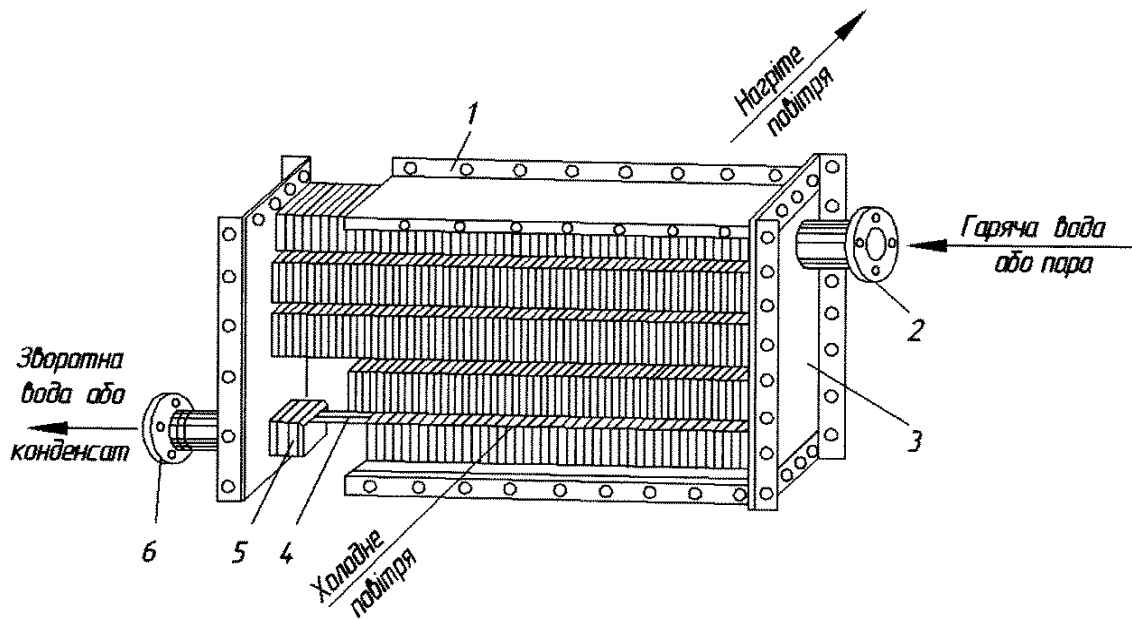


Рисунок 53 – Пластинчастий калорифер:

1, 3 – корпус; 2 – фланець; 4 – обрєбена труба; 5 – пластинки; 6 – патрубок

Необхідний живий переріз f (м²) у калорифері для проходу повітря визначається виразом

$$f = \frac{L \cdot \gamma}{3600 \cdot v_{\gamma}},$$

де v_{γ} – вагова швидкість повітря, кг/(м²·с); приймається в межах $v_{\gamma} = 7 \div 10$ кг/(м²·с) для спірально-навивних калориферів, а для пластинчатих калориферів – $v_{\gamma} = 3 \div 5$ кг/(м²·с).

Вибирають калорифери за живим перерізом для проходження повітря.

Швидкість води (м/с) в трубках калорифера для вибору насоса визначається за виразом

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot \gamma_{в} \cdot c_{в} \cdot (\tau_{г} - \tau_{зв}) \cdot f_{тр}},$$

де $\gamma_{в}$ – густина води, кг/м³;

$c_{в}$ – питома теплоємність води, Дж/(кг·°C);

$\tau_{г}, \tau_{зв}$ – відповідно температура гарячої води, яка надходить із магістралі, і зворотної води, °C;

$f_{тр}$ – живий переріз трубок калорифера для води, м².

Рекомендовані швидкості води в трубках калорифера перебувають у межах від 0,2 до 1,5 м/с.

Якщо встановлюється декілька однакових, паралельно під'єднаних калориферів, то для розрахунку одного калорифера приймається відповідна частина загальної кількості тепла, тобто Q / m (m – кількість калориферів).

4.5 Установки для кондиціонування повітря

Кондиціонери являють собою основний агрегат системи кондиціонування повітря (СКП). Кондиціонер забезпечує надання повітрю заданих параметрів і властивостей: температури, вологості, швидкості руху, ступеня чистоти, потрібного газового складу. Система кондиціонування повітря являє собою комплекс пристроїв, які забезпечують підготування, переміщення й розподілення повітря та автоматичне регулювання його параметрів для подачі у виробничі приміщення.

В установках кондиціонування припливне (допливне) повітря залежно від потреби зазнає нагрівання, охолодження, зволоження, висушування і очищення. Іноді такі установки очищують повітря від бактерій, іонізують його, видаляють з нього неприємні запахи.

Спрощена функціональна схема роботи кондиціонера наведена на рисунку 54.

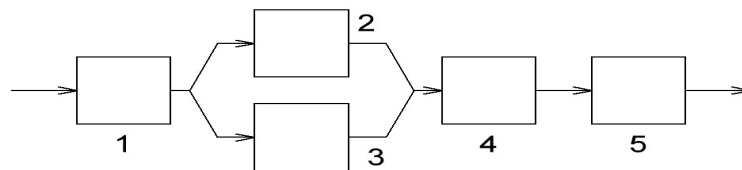


Рисунок 54 – Функціональна схема роботи кондиціонера:

- 1 – фільтр; 2 – пристрій нагрівання повітря; 3 – пристрій охолодження повітря;
4 – пристрій зволоження повітря; 5 – вентилятор

Системи кондиціонування повітря розрізняють за призначенням (комфортні, технологічні), режимом роботи (сезонні, цілорічні), принципом централізації обробки повітря (центральні, місцеві, місцево-центральні), способом тепло- і холодопостачання кондиціонерів (неавтономні, автономні), схемою обробки повітря (прямоточні, із рециркуляцією, замкнуті, з обвідним каналом), тиском, що створює вентилятор кондиціонерів (низького, середнього, високого), вимогами, що висуваються до метеорологічних умов повітряного середовища приміщень (однотональні, багатотональні), способом подачі підготовленого повітря в приміщення (одноканальні, двоканальні), ступенем забезпечення заданих внутрішніх умов (системи повного й неповного кондиціонування), за видом повітроохолоджувача, способом регулювання, способом охолодження тощо.

Здебільшого для виробничих приміщень використовуються технологічні системи кондиціонування повітря, які забезпечують параметри повітря, що відповідають вимогам виробництва продукції. Технологічне кондиціонування повітря в приміщеннях, де перебувають люди, відбувається з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог.

На рисунку 55 наведено схему кондиціонера з першою рециркуляцією і з першим і другим підігрівачами. Кондиціонери з рециркуляцією повітря передбачаються тоді, коли рециркуляція допустима за санітарно-гігієнічними нормами. Для скорочення витрати тепла в холодні та холоду в теплі пори року кондиціонери працюють зі змінними об'ємами рециркуляційного зовнішнього повітря.

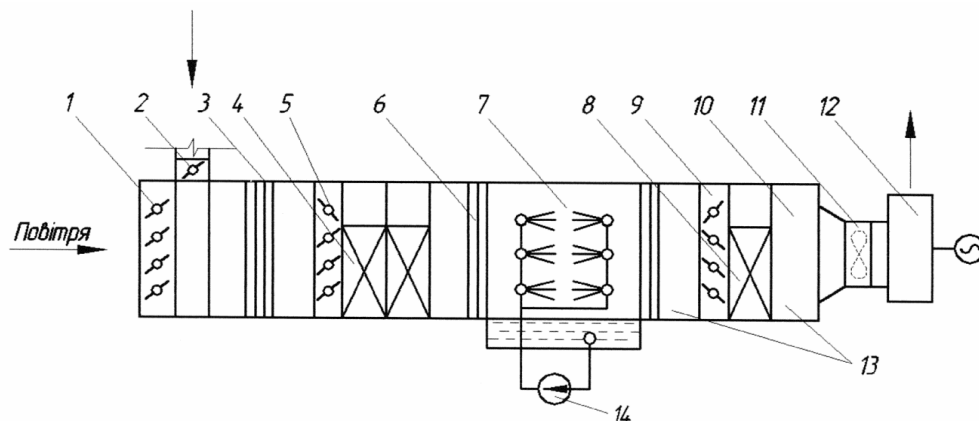


Рисунок 55 – Схема кондиціонера з першою рециркуляцією і з першим і другим підігрівачами

Кондиціонер у холодні пори року працює наступним чином. За рахунок розрядження, що створюється вентилятором 12, зовнішнє повітря через приймальні клапани 1 потрапляє в камеру змішування, в яку може потрапляти через регулюючі клапани 2 рециркуляційне повітря. Суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря проходить через фільтр 3, камеру зрошення 7 і нагнітається в приміщення. У калорифері першого підігріву 4 зовнішнє повітря підігрівачається в холодні пори року. Клапани 5 і 9 дозволяють перепускати частину повітря по обводнювальному каналу і знижувати теплопродуктивність калориферів і температуру повітря за ними. Краплеловлювачі 6 перешкоджають виносу крапель зі зрошувальної камери в суміжні секції і вирівнюють повітряний потік. У зрошувальній (форсунової) камері повітря оброблюється водою, що розпилюється форсунками, і набуває необхідних параметрів. В нижній частині зрошувальної камери знаходиться піддон, в який стікає вода, що розбризкується. Із піддону вода забирається насосом 14 і подається до форсунок. Після камери зрошення повітря проходить калорифер другого підігріву 8, де температура і вологість повітря доводяться до розрахункових. Далі повітря через секцію 10 потрапляє у вентиляторний агрегат, яким нагнітається через розподільну мережу повітроводів у приміщення. Регулювання продуктивності кондиціонера здійснюється напрямним апаратом 11, п'ять камер 13 призначені для обслуговування кондиціонера.

Особливістю роботи в теплі пори року є те, що калорифери першого підігріву не працюють, а очищене від пилу у фільтрі повітря охолоджується і осушується в зрошувальній камері. Калорифери другого підігріву використовуються для підігріву сильно зволоженого і охолодженого в зрошувальній камері повітря.

Місцеві автономні кондиціонери охолоджують повітря власною холодильною машиною. Конденсатори машин можуть мати водяне і повітряне охолодження,

деякі кондиціонери обладнано електрокалориферами, які забезпечують підігрів повітря в перехідний період року.

У місцевому автономному кондиціонері, який працює в теплий і перехідний періоди, повітря засмоктується вентилятором 5 (рисунок 56) через отвори правої стінки кондиціонера. У теплий період повітря, проходячи через поверхневий повітроохолоджувач 3, охолоджується і осушується, а потім надходить у приміщення. Холодоносій, що надходить у поверхневий повітроохолоджувач, готується в холодильній машині 1. Конденсат, що випадає з водяних парів повітря, яке охолоджується, стікає в піддон 2 і відводиться в каналізацію. У перехідний період кондиціонер можна перемикає на підігрів повітря, для чого повітря пропускається через електрокалорифер 4.

У разі місцевого неавтономного кондиціонера холод і тепло надходять у кондиціонер від сторонніх джерел.

Розрізняють корисну і повну продуктивність системи кондиціонування повітря. Корисна продуктивність – це кількість повітря за одиницю часу, що потрапляє в приміщення і забезпечує потрібні параметри внутрішнього повітряного середовища, повна продуктивність – кількість повітря за одиницю часу, що готується в кондиціонері і надходить у мережу повітроводів з урахуванням витоків через нещільності в повітроводах.

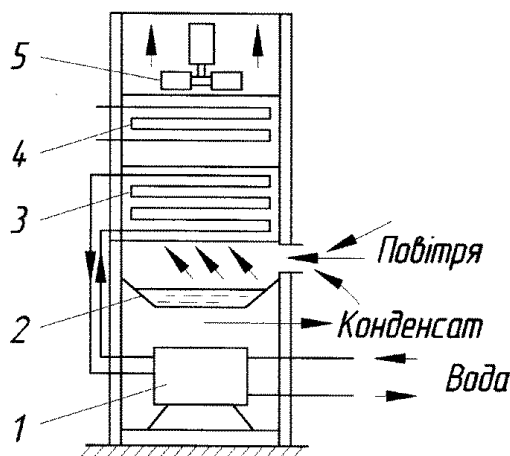


Рисунок 56 – Схема місцевого автономного кондиціонера

Повна продуктивність визначається за виразом

$$L_{\Pi} = k \cdot L,$$

де L – корисна продуктивність, м³/год;

k – коефіцієнт, який враховує витoki повітря, для довжини повітроводів до 50 м $k = 1,1$.

Корисна продуктивність одноканальних СКП під час розрахунків на видалення зайвої теплоти визначається за виразом:

$$L = \frac{Q}{\gamma \cdot c \cdot (\tau_1 - \tau_2)},$$

де Q – надлишки видалення теплоти з приміщень, Дж/год;

γ – густина повітря, кг/м³;

c – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·°C);

τ_1 – температура повітря в зоні, з якої видаляють повітря, °C;

τ_2 – температура повітря, що подається, °C.

Корисна продуктивність СКП уточнюється за мінімальною кількістю зовнішнього повітря, санітарно-гігієнічними вимогами й компенсацією повітря, що видаляється місцевими відсмоктувачами і технологічним обладнанням.

4.6 Компресорні установки

Однією із властивостей повітря є його здатність стискатися. Якщо стисненому повітрю надати можливість розширитися, то за рахунок його внутрішньої енергії повітря може виконати відповідну механічну роботу. Якщо процес відбувається за умови постійного тиску, то робота визначається за виразом

$$A = p \cdot (V_2 - V_1),$$

де A – механічна робота, Дж;

p – тиск, під дією якого виконується робота, Па;

V_1, V_2 – відповідно об'єми повітря після і до виконання роботи, м³.

Стиснуте повітря також може виконувати роботу за умови зниження тиску і зі зміною інших його параметрів. Таким чином, стиснуте повітря можна вважати джерелом енергії, яке отримується, як правило, у результаті витрати електричної енергії.

Компресори призначені для вироблення стисненого повітря, яке використовується як енергоносіє. Необхідно пам'ятати, що стиснене повітря як енергоносіє є найбільш неефективним джерелом енергії. Енергія стисненого повітря у споживача становить лише 3 – 4 % від енергії первинного палива.

За конструкцією компресори об'ємного типу бувають поршневими, ротаційними і гвинтовими; лопатні компресори поділяються на відцентрові й осьові. Основні параметри компресорів наведено в таблиці 8.

Роботу компресорів легко дослідити за допомогою індикаторної діаграми в системі координат $p - V$. На рисунку 57 наведено спрощену індикаторну діаграму теоретичного процесу, що відбувається в поршневому компресорі.

Таблиця 8 – Основні параметри промислових компресорів

Тип компресора	Продуктивність компресора, м ³ /хв	Ступінь стискання повітря
Поршневий	до 500	2,5 – 1000
Ротаційний	до 500	3 – 12
Гвинтовий	до 300	4 – 15
Відцентровий	100 – 4000	3 – 20
Осьовий	100 – 15000	2 – 20

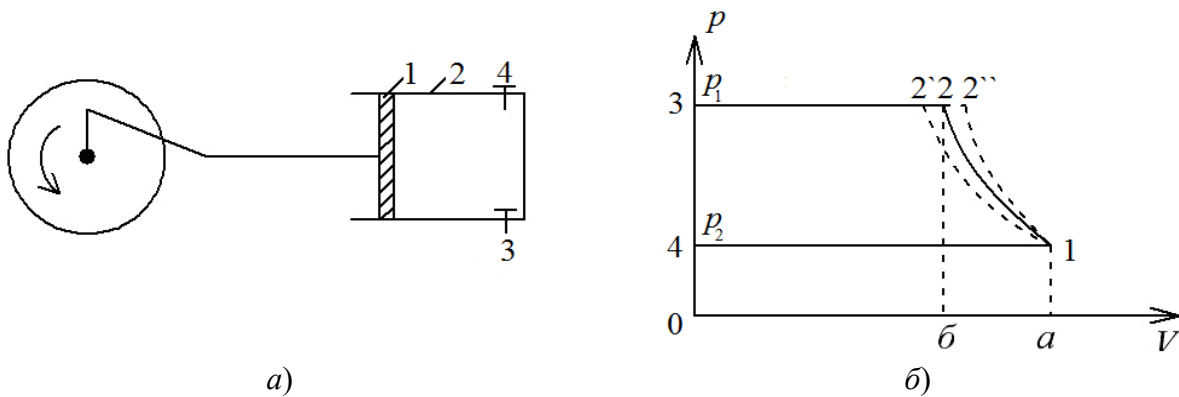


Рисунок 57 – Схема поршневого компресора (а)
та діаграма теоретичного процесу (б)

Під час руху поршня 1 справа наліво в циліндрі 2 з відкритим усмоктувальним клапаном 3 відбувається всмоктування повітря по лінії 4–1. Під час зворотного руху поршня повітря починає стискатися в циліндрі, оскільки всмоктувальний клапан закрито. Процес стискання відбувається по лінії 1–2, і за умови досягнення тиску p_2 повітря відкриває випускний клапан 4; далі відбувається виштовхування повітря під тиском p_2 по лінії 2–3. Після закінчення виштовхування відкривається всмоктувальний клапан, тиск падає до атмосферного (p_1) по лінії 3–4; і під час руху поршня вправо починається всмоктування повітря.

Підсумкова робота замкненого (колового) процесу дорівнює алгебраїчній сумі робіт окремих процесів і графічно визначається площиною, обмеженою кривими процесу (рисунок 57, б). Отже, підсумкова робота A складається з таких робіт: A_{cm} – роботи стискання (площина $a-1-2-b$), яка виконується приводом від зовнішнього двигуна і являє собою позитивну роботу; $A_{виштовхування}$ – робота виштовхування (площина $b-2-3-0$), також позитивна, оскільки виконується під дією двигуна; $A_{всмоктування}$ – робота всмоктування (площина $a-1-4-0$), що виконується за рахунок атмосферного повітря, зусилля якого діє на поршень у напрямку, оберненому зусиллям двигуна (цю роботу називають негативною).

Таким чином, підсумкова робота компресора графічно визначається площиною 1–2–3–4 й аналітично виражається таким рівнянням:

$$A = A_{cm} + A_{виштовхування} - A_{всмоктування}.$$

Лінія стискання 1–2 (рисунок 57, б) здебільшого являє собою політропу ($p \cdot V^n = const$, n – показник політропи), яка близька з одного боку до ізотерми (лінія 1–2' – $p \cdot V = const$), а з другого боку – до адіабати (лінія 1–2'' (процесу без теплообміну з навколишнім середовищем) – $p \cdot V^k$, k – показник адіабати).

Виходячи з рисунка 57, б, потужність двигуна компресора (кВт) можна визначати за виразом

$$P = \frac{\kappa_3 \cdot Q}{60 \cdot \eta_k \cdot \eta_n} \cdot \frac{A_i + A_a}{2},$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу;

Q – подача компресора, м³/хв;

η_k – ККД компресора;

η_n – ККД передачі;

A_i, A_a – відповідно робота під час ізотермічного і адіабатичного процесів стискування до визначеного тиску, кДж/м³, значення якої подано в таблиці 9.

Таблиця 9 – Значення A_i, A_a за різного тиску

p , кПа	500	600	700	800	900	1000
A_i , кДж/м ³	158	175	191	204	216	225
A_a , кДж/м ³	200	230	256	280	300	320

Потужність двигуна компресора (кВт) може бути визначеною також за виразом

$$P = \frac{1380}{\eta_i \cdot \eta_n} \cdot \frac{p_1 \cdot Q \cdot \gamma_n}{\gamma_d} \cdot \lg \frac{p_2}{p_1},$$

де p_1 – початковий тиск всмоктувального повітря, МПа;

p_2 – тиск стиснутого повітря, МПа;

Q – подача компресора, м³/с;

γ_n – густина повітря за температури 273 К і тиску 0,1 МПа, кг/м³;

γ_d – густина всмоктувального повітря за дійсних умов, кг/м³;

η_i – ізотермічний ККД компресора;

η_n – ККД електроприводу.

Найбільш значного поширення набули поршневі, відцентрові і гвинтові компресори.

Для поршневого компресора статичне зусилля (Н) на поршень становить

$$F = p \cdot S,$$

де $p = p_{max} - p_{min}$ – різниця тисків, Па;

S – площа поршня, м².

Статичний момент опору, приведений до вала двигуна, становить:

$$M_{cm} = F \cdot \rho,$$

де ρ – приведений радіус, м; $\rho = R \cdot \sin \omega t$;

R – радіус кривошипа, м;

ω – частота обертання двигуна, об./с.

Таким чином, статичний момент

$$M_{cm} = p \cdot S \cdot R \cdot \sin \omega t$$

змінюється з амплітудою

$$M_{max} = p \cdot S \cdot R, M_{min} = 0.$$

Для зменшення змінного навантаження на двигун використовують маховик або ротор збільшеної маси. У цьому випадку збільшується тривалість пуску, і двигун повинен мати підвищений пусковий момент.

Для отримання стисненого повітря використовується компресорна станція, до складу якої входять декілька компресорів, ввідних фільтрів і трубопроводів, маслотовологовідокремлювачів, системи охолодження, системи змащування двигунів, силового електроприводу, апаратури управління і контролю, повітрозбірника (ресивера), глушника шумів.

Схема вироблення і подачі стисненого повітря до споживачів наведена на рисунку 58.

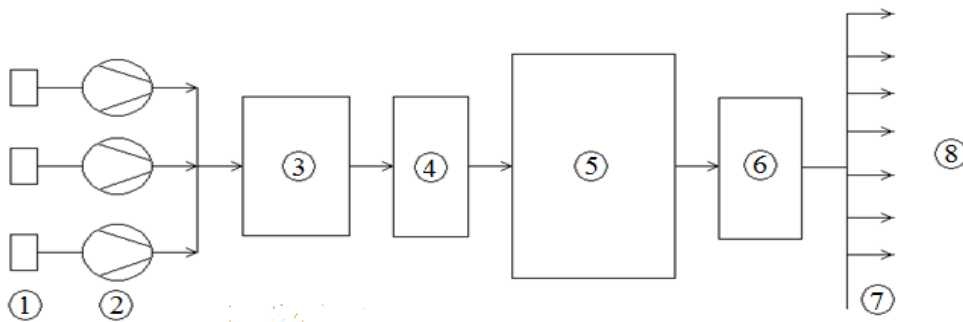


Рисунок 58 – Структурна схема отримання і передачі стисненого повітря:

1 – всмоктувальний повітряний фільтр; 2 – компресори; 3 – охолоджувач на виході компресорів; 4 – вологовідокремлювач; 5 – повітрозбірник; 6 – додаткова повітряна сушарка; 7 – розподільна мережа; 8 – споживачі стисненого повітря

Режим роботи двигунів компресорної станції здебільшого є тривалим. Для згладжування вироблення і споживання стисненого повітря потрібне регулювання подачі компресорів, яке можна здійснити:

- діафрагмуванням, тобто механічним перекриттям частини повітропроводу, що є найбільш неекономічним способом регулювання;
- увімкненням і вимкненням окремих компресорів (для синхронних двигунів кількість увімкнень і вимкнень протягом години повинна бути не більшою п'яти);
- використанням двошвидкісних асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором;
- використанням поряд з турбокомпресорами (для базової подачі) компресорів невеликої потужності з байпасними клапанами, які дозволяють регулювати подачу порціями 25, 50, 75 і 100 %;
- використанням регульованого електроприводу.

Компресори знаходять широке застосування у холодильних компресійних установках. Схема роботи компресійного холодильника наведена на рисунку 59.

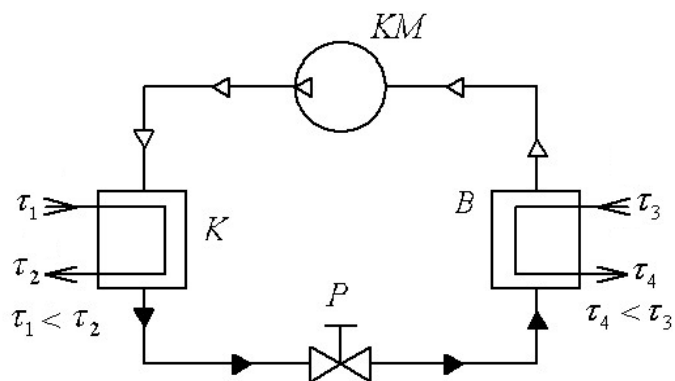


Рисунок 59 – **Схема роботи компресійного холодильника:**
КМ – компресор; *К* – конденсатор; *Р* – регулятор; *В* – випарник;
 > – пари фреону; ► – фреон у рідкому стані

Як робоче тіло використовуються фреони, які здатні випаровуватися за відносно низьких температур і конденсуватися під тиском за більш високих температур. Компресор забезпечує рух фреону по замкненому колу, до того ж, компресор стискає пару і частина її переходить у рідкий стан. У конденсаторі під тиском пара фреону віддає теплоту охолоджувальній воді і повністю переходить у рідкий стан. У випарнику відбувається різке розширення фреону, і він переходить у пароподібний стан, тим самим забираючи теплоту з навколишнього середовища або з охолоджувального водяного трубопроводу, у результаті чого температура в останньому знижується. Регулятор потрібен для регулювання кількості теплоти, що відбирається у випарнику.

На такому ж принципі ґрунтується робота холодильних установок, де як вторинний холодоносій в трубопроводах від випарника використовується вода або ропа.

Із зануренням у землю на кожні 30 – 35 м температура підвищується на 1 С, така висота називається геотермальним ступенем. Також під час занурення на кожні 100 м відбувається стискання повітряного струменя й підвищення внутрішньої температури на 1 °С. Таким чином, під час гірничих робіт на глибині 1000 м (більшість шахт України мають такі глибини) температура приблизно на 30 °С більша, ніж на поверхні. У такому разі використовуються холодильні установки, які можуть розташовуватися як на поверхні шахт, так і в підземних виробках. Холодоносій подається в зону робіт і знижує температуру повітря до нормованих значень.

Досліди показали, що за температури повітря 25, 30 і 32 °С працездатність знижується відповідно до 92, 72 і 62 % порівняно з температурою 20 °С (100 %).

У підземних виробках шахт допускається робота за температур до 26 С і швидкості повітряного струменю до 2 м/с.

4.7 Установки для переміщення рідин і газів як споживачі електричної енергії

Режим роботи приводів насосів, вентиляторів, компресорів є тривалим, за винятком спеціальних приводів: насосів-дозаторів і дозаторів стисненого повітря,

які працюють короткочасно, потужних вентиляторів аеродинамічних труб, які працюють від кількох хвилин до 2 – 3 годин, вентиляторів циклічної роботи в деяких видах промисловості тощо.

Потужність машин з переміщення рідин і газів лежить у межах від кількох Вт до десятків МВт. Як двигуни використовуються асинхронні двигуни з короткозамкненим і фазним ротором; у потужних приводах використовуються синхронні двигуни.

Для приводу насосів використовуються переважно асинхронні короткозамкнені та синхронні двигуни змінного струму. В окремих випадках використовуються асинхронні електродвигуни з фазним ротором. Електродвигуни потужністю до 350 – 350 кВт виконуються на напругу 380 – 660 В, а вище – на 6 – 10 кВ. У деяких випадках, особливо в пересувних насосних установках, для приводу насосів використовуються двигуни внутрішнього згорання.

У процесі видобування нафти із свердловин використовують занурені відцентрові насоси потужністю 7 – 95 кВт, двигуни мають нестандартну напругу 300 – 1000 В і живляться від спеціальних автотрансформаторів з первинною напругою 380 В.

Для нафтових насосних станцій магістральних нафтопроводів використовують турбонасоси з асинхронними і синхронними електродвигунами потужністю 500 – 3500 кВт на напругу 6 кВ.

Потужність агрегатів на сучасних водонасосних станціях досягає 3,5 – 5 МВт, а в окремих агрегатах у великих зрошувальних системах – 12 МВт.

Найпотужніші вентилятори використовуються для аеродинамічних труб, в яких випробовуються космічні кораблі, моделі й навіть самі літаки зі швидкістю повітря в десятки тисяч кілометрів за годину. Потужність двигунів таких вентиляторів вимірюється десятками мегават, при цьому вони мають різко змінний режим роботи з короткочасними навантаженнями значної потужності.

За потужностей двигунів компресора до 150 – 160 кВт здебільшого використовуються асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором, а за більших потужностей, – як правило, синхронні двигуни. Як турбомашини здебільшого використовуються синхронні двигуни з частотою обертання 3000 і 1500 об/хв.

Потужність двигунів компресорних газоперекачувальних станцій визначається десятками мегават.

Для обмеження впливу пускових струмів на мережу живлення для машин потужністю 1 МВт і більше використовується реакторний або автотрансформаторний пуск, тобто пуск за зниженої напруги.

5 МЕТАЛОРИЗАЛЬНІ ВЕРСТАТИ

5.1 Загальні відомості

Металорізальні верстати є поширеними виробничими машинами, призначеними для механічної обробки заготовок з металу різальними інструментами. Шляхом зняття стружки заготовці надаються необхідна форма, розміри і чистота поверхні.

Залежно від характеру виконуваних робіт, виду застосовуваних інструментів і форми утвореної поверхні металорізальні верстати поділяються на такі дев'ять груп:

1) токарні; 2) свердлильні й розточувальні; 3) шліфувальні; 4) комбіновані; 5) зубо- та різьбооброблювальні; 6) фрезерні; 7) стругальні і довбальні; 8) відрізні; 9) різні. Всередині груп верстати поділяються на типи (моделі). Умовне зображення деяких видів верстатів наведено на рисунку 60.

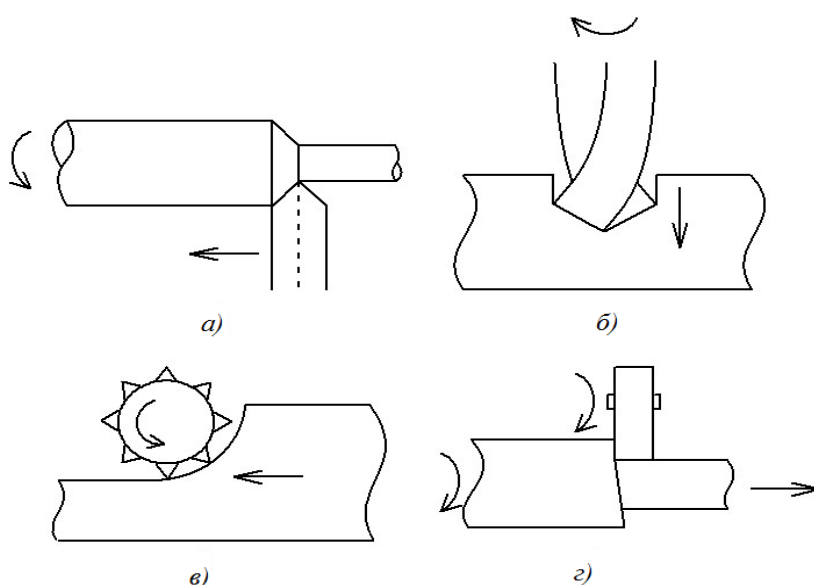


Рисунок 60 – Умовне зображення роботи деяких верстатів:
а – токарний; б – свердлильний; в – фрезерний; з – шліфувальний

Залежно від технологічних можливостей обробки деталей різних розмірів, форм і від характеру організації виробництва розрізняють верстати:

1) універсального й широкого призначення, які служать для виконання різних операцій (наприклад точіння, свердління, нарізування, різьблення тощо) і способів обробки (наприклад фрезерування й розточування отворів) під час обробки деталей багатьох найменувань і типів розмірів (такі верстати застосовуються в штучному й дрібносерійному виробництві в ремонтних цехах, майстернях і т. ін.);

2) спеціалізовані, призначені для обробки деталей, подібних за формою, але різних за розмірами (такі верстати використовуються в серійному виробництві);

3) спеціальні, які служать для обробки деталей одного типу розміру (верстати такого виду застосовуються у великосерійному й масовому виробництвах).

Процес отримання на верстатах деталей певної форми поверхні й розмірів полягає в знятті із заготовки зайвого металу інструментом, різальна кромка якого

переміщується відносно заготовки. Необхідне відносне переміщення створюється в результаті поєднання рухів інструмента й заготовки. Вони називаються основними, або робочими рухами. Їх поділяють на головний (різальний) рух (за рахунок нього інструмент ріже метал) і рух подачі, який служить для переміщення інструмента або оброблюваної заготовки (залежно від типу верстата) для зняття шару металу з метою надання деталі певної форми.

Головні рухи у верстатах здійснюються звичайно за допомогою електроприводів (іноді застосовуються і гідроприводи), рух подачі – або через механічну передачу від головного приводу, або від окремих електро- чи гідроприводів.

Одним із найважливіших питань електрообладнання металорізальних верстатів є вибір типу електроприводу для основних рухів. На цей вибір впливає ряд факторів: 1) діапазон і плавність регулювання швидкості робочого механізму; 2) характер навантаження приводу; 3) частота ввімкнень приводу; 4) співвідношення періодів машинного і допоміжного часу роботи верстата; 5) енергетичні показники роботи приводу – ККД і коефіцієнт потужності; 6) надійність приводу, простота його обслуговування та ремонту.

Регулювання швидкості приводів головного руху верстатів відбувається в діапазоні (від $(3 \div 6)$ до $(100 \div 200):1$) і може бути здійснено одним із таких способів: 1) механічним – зміною передавального відношення від двигуна до робочого органу верстата; 2) електричним – зміною частоти обертання двигуна; 3) електромеханічним – комбінуванням двох перших способів. При цьому механічне регулювання, як правило, є ступінчастим, а електричне може бути ступінчастим і безступінчастим.

Механічні характеристики електродвигунів головних приводів повинні бути жорсткими. Перепад кутової швидкості за зміни навантаження на валу двигуна від холостого ходу до номінального не повинен перевищувати 5–10 %.

Навантаження двигуна головного приводу під час регулювання швидкості змінюється по-різному для різних верстатів. Так, для верстатів з обертальним головним рухом (токарних, карусельних, фрезерних і т. ін.) потужність P , що підводиться до шпинделя верстата, на значній частині діапазону регулювання частоти обертання $D = n_{max} / n_{min}$ повинна бути постійною (рисунк 61, а).

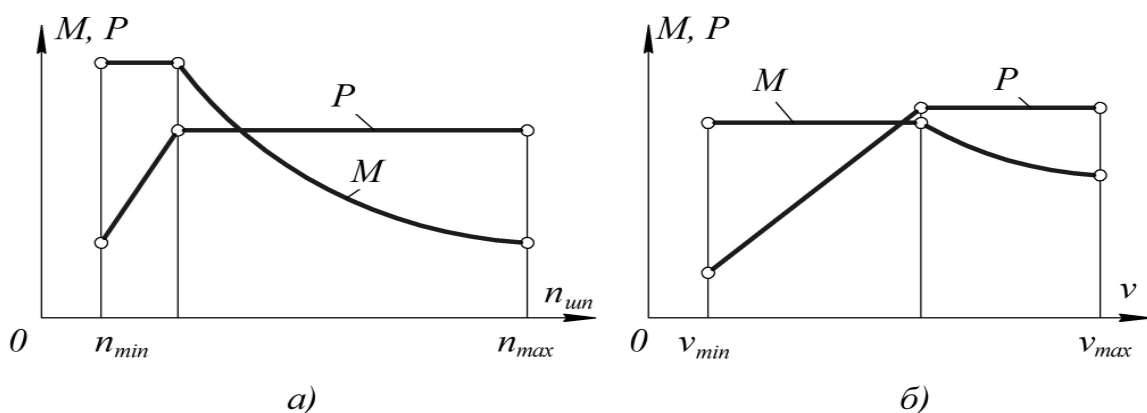


Рисунок 61– Залежності потужності й моменту від частоти обертання й швидкості для головних приводів верстатів: з обертальним (а) і зворотно-поступальним (б) рухами

У верстатах із зворотно-поступальним головним рухом, наприклад поздовжньо-стругальних, навпаки, на більшій частині діапазону регулювання під час робочого ходу зберігається сталість моменту навантаження M (рисунок 61, б).

Приводи подачі сучасних верстатів характеризуються значним діапазоном зміни швидкості (до 1000:1 і більше) за сталості моменту навантаження, що визначається найбільшим зусиллям подачі. Механічна характеристика приводу подачі $\omega = f(M)$ повинна бути жорсткою.

Застосовуються такі типи приводів подачі:

- 1) від головного приводу через механічну передачу;
- 2) від окремого електродвигуна;
- 3) від гідроприводу.

Здійснення подачі від головного приводу дозволяє зберегти постійним встановлене співвідношення між швидкістю подачі і частотою обертання шпинделя (планшайби) верстата, що є обов'язковим для виконання таких робіт, як нарізування, різблення, фрезерування та шліфування зубчастих коліс тощо. Водночас за такого способу неможливо плавно змінювати швидкості подачі в процесі різання і значно ускладнюється кінематика верстата.

Для головних приводів токарних, фрезерних, розточувальних та інших верстатів з рідкими ввімкненнями, з невеликим діапазоном регулювання швидкості за постійної потужності застосовують трифазні короткозамкнені асинхронні двигуни, прості в управлінні, надійні та зручні в експлуатації. Регулювання швидкості робочих органів у цьому випадку здійснюється перемиканням шестерень у коробці швидкостей верстата. Застосовують також багатошвидкісні асинхронні двигуни з перемиканням кількості пар полюсів, що забезпечує ступінчасте регулювання швидкості, яке дозволяє зменшити розміри коробки передач.

На поздовжньо-стругальних, кругло- і плоскошліфувальних та інших верстатах, що працюють із високим діапазоном регулювання швидкості за $M = const$ або в режимі частих реверсів, застосовують системи електроприводу з регулюванням кутової швидкості двигунів постійного струму зміною напруги на якорі, а саме Г-Д з МП (генератор – двигун з магнітним підсилювачем) як збудник, ТП-Д (тиристорний перетворювач – двигун).

Привід подачі важких токарних, карусельних, фрезерних, розточувальних та деяких інших верстатів часто виконується від окремого електродвигуна. Це спрощує кінематику верстата і полегшує його автоматизацію. Момент опору M_c на валу двигуна подачі створюється переважно силами тертя, що виникають під час переміщення елементів верстата. Під час пуску двигунів значення M_c буде більшим, ніж під час роботи, оскільки коефіцієнт тертя спокою $\omega_0 > \omega_{руху}$. Цю обставину треба враховувати, вибираючи тип двигуна.

Для окремих електроприводів подачі невеликих верстатів необхідно застосовувати асинхронні короткозамкнені двигуни з підвищеним пусковим моментом (типу АОП, АС). Регулювання швидкості подачі в цьому випадку здійснюється зміною передавального числа пар полюсів двигуна. У тих випадках, коли потрібно плавно змінити подачу (наприклад у важких карусельних, фрезерних

і шліфувальних верстатах), застосовують двигуни постійного струму із живленням їх за системою ПМП-Д (привід з магнітним підсилювачем – двигун), Г-Д або ТП-Д.

Для найбільш повного використання різального інструмента й верстата обробку деталей необхідно здійснювати за так званої економічно вигідної (оптимальної) швидкості різання, яка під час роботи верстата з відповідною подачею і глибиною різання повинна забезпечити обробку деталі з необхідною точністю й чистотою поверхні за мінімальних приведених питомих витрат на обробку; продуктивність при цьому буде дещо нижчою від максимальної. Оптимальна швидкість різання залежить від твердості оброблюваного матеріалу, властивостей матеріалу і геометрії різального інструмента, а також від характеру обробки. На одному і тому ж верстаті можуть обробляти деталі різних розмірів, із різних матеріалів і різними інструментами, що є причиною зміни режимів різання. Наприклад, на токарних верстатах за постійної частоти обертання шпинделя n_{um} (об/хв) із зміною діаметра обробки $d_{обр}$ (мм) буде змінюватися швидкість різання, м/хв:

$$v_k = \frac{\pi \cdot d_{обр} \cdot n_{um}}{1000}.$$

Отже, частота обертання шпинделя верстата визначається двома факторами – діаметром і швидкістю різання v_k . Рациональне використання верстата вимагає зміни частоти обертання шпинделя зі зміною технологічних факторів.

Регульовальні властивості механізмів верстатів характеризуються такими показниками:

1) *діапазоном регулювання* D , який під час обертального руху робочої частини верстата дорівнює відношенню максимальної кутової швидкості (або частоти обертання) до мінімальної

$$D = \frac{\omega_{um, max}}{\omega_{um, min}} = \frac{n_{um, max}}{n_{um, min}};$$

для верстатів з поступальним рухом – визначається відношенням лінійних швидкостей: максимальної до мінімальної v_{min} , тобто:

$$D = \frac{v_{max}}{v_{min}};$$

2) *плавністю регулювання*, яка визначається відношенням швидкостей на двох сусідніх щаблях регулювання i та $i+1$, тобто

$$\phi = \frac{n_{i+1}}{n_i} = \frac{\omega_{i+1}}{\omega_i};$$

це відношення називається коефіцієнтом регулювання.

Зі зменшенням коефіцієнта ϕ зростає щільність регульовального процесу, яка значною мірою впливає на продуктивність верстата. У практиці верстатобудування найчастіше застосовуються значення $\phi = 1,12; 1,26; 1,41; 1,58$;

3) *економічністю регулювання*, яка характеризується витратами на створення даної системи приводу, і вартістю втрат енергії під час регулюванні швидкості;

4) *стабільністю роботи приводу*, яка характеризується перепадом швидкості зі зміною навантаження на робочому органі верстата.

Необхідна для роботи верстата потужність, а отже, і потужність, що розвивається привідним двигуном, загалом змінюються в процесі обробки деталі. Під час виготовлення однотипних деталей і після закінчення обробки однієї з них верстат зупиняється, відбувається вимірювання і зміна заготовки, причому на цей час (t_0) двигун зазвичай вимикається або вимикається шпиндель за допомогою фрикційної муфти, а двигун продовжує роботу на холостому ході. Потім починається обробка нової деталі протягом часу t_p і підготовка наступної деталі.

Для забезпечення нормальної роботи верстата за подібного змінного навантаження двигун повинен задовольняти двом умовам: розвивати найбільшу потужність, необхідну в процесі обробки, і не перегріватися вище норми під час роботи зі змінним навантаженням.

У *тривалому режимі з постійним навантаженням (S1)* працюють головні приводи великих токарних, карусельних, шліфувальних, зубофрезерних та інших верстатів. Номінальна потужність двигуна в цьому випадку повинна дорівнювати або бути трохи більшою від номінальної потужності верстата, визначеної за найбільшою потужністю різання.

У *короткочасному режимі (S2)* працюють допоміжні приводи верстатів (наприклад приводи швидких переміщень супортів і поперечок, приводи затискних пристроїв та інші). Час роботи допоміжних приводів зазвичай є незначним і становить 5 – 15 с для невеликих верстатів і 1 – 1,5 хв для великих верстатів. Номінальна потужність двигуна допоміжних приводів визначається умовами перевантаження.

У *повторно-короткочасному режимі (S3 або S4)* працюють електроприводи багатьох металорізальних верстатів (наприклад свердлильних, заточувальних, автоматів та ін.). Потужність двигуна в цьому випадку визначається також методом середніх втрат або еквівалентних величин.

Режим роботи з частими реверсами (S7) характерний, наприклад, для головного приводу поздовжньо-стругальних верстатів. Потужність двигуна тут вибирається за навантажувальною діаграмою методом середніх втрат або еквівалентних величин.

Машинобудівні підприємства мають великий парк металорізальних верстатів з асинхронними двигунами. Недовантаження цих двигунів призводить до збільшення непродуктивної витрати електроенергії через зниження ККД двигунів і до зменшення загального $\cos\varphi$ підприємства, оскільки в його електричному навантаженні зростає частка реактивної потужності. У результаті погіршується використання потужності трансформаторів і ліній електропередачі, що живлять підприємства, збільшуються втрати енергії в системі електропостачання. Тому доводиться встановлювати компенсуючі пристрої, які підвищують коефіцієнт потужності до норми. Отже, необхідно прагнути до більш повного завантаження двигунів і до скорочення або виключення холостого ходу.

5.2 Токарні верстати

Верстати токарної групи належать до найбільш поширених металорізальних верстатів, їх широко використовують на промислових підприємствах, у ремонтних майстернях і т. ін. У цю групу входять: універсальні токарні та токарно-гвинторізні, револьверні, токарно-лобові, карусельні, токарно-копіювальні верстати, токарні автомати і напівавтомати. На токарних верстатах здійснюється обробка зовнішніх, внутрішніх і торцевих поверхонь тіл обертання циліндричної, конічної і фасонної форми, а також прорізання канавок, нарізання зовнішньої і внутрішньої різьби тощо. Різальними інструментами на токарних верстатах служать здебільшого різці, але також застосовуються і свердла, розгортки, мітчики, плашки тощо.

Характерною особливістю верстатів токарної групи є здійснення головного руху за рахунок обертання оброблюваної деталі. Подача різального інструмента здійснюється шляхом поступального переміщення супортів.

Найбільше застосування отримали універсальні токарно-гвинторізні верстати, на яких виконуються різні токарні роботи.

Діапазон регулювання частоти обертання шпинделя токарних верстатів досягає $(80 - 100):1$. При цьому бажано мати за можливості плавну її зміну з тим, щоб в усіх випадках забезпечити найбільш вигідну швидкість різання.

Для верстатів токарної групи, в яких головний рух є обертальним, зазвичай потрібна сталість потужності в більшій частині діапазону зміни швидкостей і тільки в області малих швидкостей – сталість моменту, рівного найбільшому допустимому за умови міцності механізму головного руху. Малі частоти обертання призначаються для специфічних видів обробки: нарізання різьби мітчиками, обточування зварних швів тощо.

У головних приводах токарних і карусельних верстатів широкого призначення малих і середніх розмірів основним типом приводу є асинхронний короткозамкнений двигун. Асинхронний двигун конструктивно добре поєднується з коробкою швидкостей верстата, надійний в експлуатації і не вимагає спеціального обслуговування. Регулювання частоти обертання шпинделя верстата в такому приводі здійснюється шляхом перемикачів шестерень коробки швидкостей.

У токарних верстатах малих розмірів пуск, зупинка і зміна напрямку обертання шпинделя часто здійснюється за допомогою фрикційних муфт. Двигун при цьому залишається підімкненим до мережі й обертається в одному напрямку.

Для головного приводу деяких верстатів застосовуються багатошвидкісні асинхронні двигуни. Використання такого приводу є доцільним, якщо воно зумовить спрощення коробки швидкостей або коли треба перемикачів швидкості шпинделя на ходу.

Важкі токарні та карусельні верстати, як правило, мають електромеханічне східчасто-плавне регулювання швидкості головного приводу з використанням двигуна постійного струму.

Особливістю головного приводу карусельних верстатів є великий момент сил тертя на початку пуску (до $0,8 \cdot M_{ном}$) і значний момент інерції планшайби з деталлю, що на високих механічних швидкостях у 8 – 9 разів перевищує момент

інерції ротора електродвигуна. У цьому випадку застосування електроприводу постійного струму забезпечує плавний пуск із постійним прискоренням.

У цехах машинобудівних заводів зазвичай немає мережі постійного струму, тому для живлення двигунів важких верстатів встановлюють окремі перетворювальні пристрої: електромашинні (система Г-Д) або статичні (система ТП-Д).

Процес обробки деталей на токарних верстатах відбувається за певних значень величин, які характеризують режим різання. До них відносяться: глибина різання h , подача s (переміщення різця на один оберт шпинделя), швидкість різання v_k , тобто лінійна швидкість, з якою стружка металу переміщується стосовно різця.

Необхідне значення швидкості різання, м/хв, може бути визначено за такою формулою:

$$v_k = \frac{C_v}{T^m \cdot h^{x_0} \cdot s^{y_0}},$$

де T – стійкість різця (тривалість роботи різця до затуплення), хв;

C_v – коефіцієнт, що характеризує властивості оброблюваного матеріалу, різця, а також вид токарної обробки (зовнішнє точіння, обрізування, нарізування різьби та ін.;

h – глибина різання, мм;

s – подача, мм/об;

m, x_0, y_0 – показники ступеня, які залежать від властивостей оброблюваного матеріалу, різця і виду обробки.

Глибину різання встановлюють, виходячи з очікування на обробку. Для чорнових (обдирних) робіт $t \leq 34 \div 30$ мм, для чистових робіт $t = 0,1 \div 2$ мм. Подача вибирається за умовами забезпечення максимальної продуктивності і необхідної чистоти обробленої поверхні. Для чорнових робіт $s = 0,4 \div 3$ мм/об і більше, для чистових робіт $s = 0,14 \div 0,4$ мм/об. Швидкість різання під час обробки деталей з вуглецевої сталі різцями зі швидкорізальної сталі $v_k = 30 \div 60$ м/хв.

У процесі токарної обробки на різець під деяким кутом до його різальної кромки діє деяке зусилля F , обумовлене опором металу різанню. Це зусилля зазвичай прийнято розкладати на три складові: F_y – радіальне зусилля, що передається через різцетримач на супорт верстата; F_x – осьове зусилля, долається механізмом подачі; F_z – зусилля різання, долається шпинделем верстата.

Зусилля різання (F_z) може бути підраховано за виразом

$$F_z = 9,81 \cdot C_{F_z} \cdot t^{x_{F_z}} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot v_z^n,$$

де C_{F_z} – коефіцієнт, що характеризує оброблюваний матеріал, матеріал різця і вид токарної обробки;

x_{F_z}, y_{F_z}, n – показники ступеня, який залежить від властивостей оброблюваного матеріалу, різця і виду обробки.

Значення коефіцієнтів і показників ступеня у формулах знаходяться із довідника з режимів різання. Між зусиллями F_x , F_y , F_z існують такі співвідношення (встановлені дослідним шляхом):

$$F_x = (0,3 - 0,5) \cdot F_z \quad \text{і} \quad F_y = (0,2 - 0,3) \cdot F_z.$$

За відомих значень швидкості й зусилля різання можна визначити потужність різання, кВт:

$$P_z = \frac{F_z \cdot v_z}{60 \cdot 1000}.$$

Потужність (кВт), що витрачається на здійснення подачі супорта, визначається за формулою

$$P_n = \frac{F_n \cdot v_n \cdot 10^{-3}}{60},$$

де $F_n = F_x + (F_z + F_y) \cdot \omega$ – сумарне зусилля подачі, необхідне для переміщення супорта з різцем у напрямку подачі, Н;

$\omega = 0,05 - 0,08$ – коефіцієнт тертя в напрямних супорта;

v_n – швидкість подачі, м/хв.

Необхідно зазначити, що потужність подачі значно менша від потужності різання: $P_n = (0,001 - 0,01) \cdot P_z$, оскільки швидкість v_n у багато разів менша швидкості v_z .

Важливим фактором, що визначає продуктивність верстата, є машинний або технологічний час обробки, (хв):

$$t_M = \frac{l}{n_{um} \cdot s},$$

де l – довжина обробки (проходу різця), мм;

n_{um} – частота обертання шпинделя, об/хв;

s – подача, мм/об.

Машинний час можна скоротити, збільшивши або подачу, або частоту обертання шпинделя, тобто швидкість різання, або $v_k = \frac{\pi \cdot d \cdot n_{um}}{1000}$. Обробка металу

з великими швидкостями різання (до $300 \div 400$ м/хв) та відповідними подачами отримала назву швидкісного точіння, яке можливе за використання різців, оснащених пластинками з твердих сплавів або металокераміки.

Потужність на валу двигуна головного приводу в сталому режимі складається з потужності різання, що залежить від зусилля і швидкості різання, і потужності втрат у механізмах передач, яка залежить від навантаження, кількості ланок кінематичного ланцюга і частоти обертання приводу. У розрахунках зазвичай

користуються коефіцієнтом корисної дії верстата, який визначається як добуток ККД окремих ланок кінематичного ланцюга під час роботи на даній швидкості:

$$\eta_{вер} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_i \cdot$$

За збільшення частоти обертання робочих органів верстата втрати в передачах збільшуються, тому ККД верстата зменшується. Для верстатів токарної групи ККД кінематичного ланцюга головного приводу за повного навантаження в середньому становить $0,7 \div 0,8$. Для ланцюга подачі зазвичай $\eta = 0,1 \div 0,2$, оскільки тут застосовуються уповільнювальні передачі, які мають низький ККД.

Потужність (кВт) на валу головного двигуна в сталому режимі з урахуванням втрат у передачах визначається за виразом

$$P_{дв} = \frac{P}{\eta_{вер}},$$

де $\eta_{вер}$ – ККД верстата за даної потужності різання.

Токарні верстати загального призначення (універсальні) можуть працювати в тривалому режимі з номінальним навантаженням. У цьому випадку потужність на валу двигуна становить (кВт)

$$P_{ном} = \frac{P_{z, ном}}{\eta_{вер, ном}},$$

де $P_{z, ном}$, $\eta_{вер, ном}$ – відповідно номінальна потужність різання і ККД верстата.

З виразів можна визначити втрати у верстаті за номінального навантаження

$$\Delta P_{вер, ном} = \frac{P_{z, ном}}{\eta_{вер, ном}} - P_{z, ном}.$$

За навантажень верстата, відмінних від номінальних, втрати визначаються за виразом

$$\Delta P_{вер} = a \cdot P_{z, ном} + b \cdot P_z,$$

де a і b – коефіцієнти постійних і змінних втрат, для практичних розрахунків

$$a = 0,6 \cdot (a + b) \text{ і } b = 0,4 \cdot (a + b).$$

Сумарне значення коефіцієнтів a і b можна підрахувати за виразом

$$a + b = \frac{1 - \eta_{вер, ном}}{\eta_{вер, ном}}.$$

Якщо двигун під час допоміжних операцій не вимикається, то його навантаження P_0 буде дорівнювати потужності втрат холостого ходу верстата $P_{вер0}$. Для практичних розрахунків втрати холостого ходу верстата приблизно приймаються рівними

$$\Delta P_{вер0} \approx 0,6 \cdot \Delta P_{вер, ном}.$$

За роботи верстатів, у тому числі й токарних, у тривалому режимі зі змінним навантаженням і в повторно-короткочасному режимі розрахунок потужності двигуна проводиться, як правило, методом середніх втрат або еквівалентних величин з використанням навантажувальних діаграм приводу. Побудова навантажувальної діаграми проводиться з урахуванням конкретних технологічних умов роботи того чи іншого верстата під час виготовлення найбільш часто оброблюваних на ньому деталей найбільших розмірів.

5.3 Свердлильні та розточувальні верстати

Свердлильні верстати служать для отримання наскрізних і глухих отворів у деталях за допомогою свердла, для розгортання і чистової обробки отворів, попередньо отриманих литтям або штампуванням, і для виконання інших операцій. У свердлильних верстатах головний рух і рух подачі передаються інструменту. До верстатів загального призначення належать вертикально-свердлильні й радіально-свердлильні верстати.

На рисунку 62 показано загальний вигляд радіально-свердлильного верстата. Верстат складається з фундаментної плити 1 з установленою на ній нерухомою колоною 2, на яку надіта пуста гільза 3. Гільза може повертатися навколо колони на 360° . На гільзу встановлено горизонтальний рукав (траверсу) 4, який можна підіймати і опускати вздовж колони з допомогою вертикального гвинта механізму переміщення 5. Закріплення гільзи з рукавом на колоні (затискач колони) здійснюється розрізним кільцем, яке стягується завдяки наявності диференційного гвинта, що обертається вручну або окремим електродвигуном. У горизонтальному напрямі рукав може переміщатися в радіальному напрямку шпindelною бабкою (свердлильна головка) 6. Оброблювана деталь встановлюється на столі. Від головного електродвигуна здійснюється обертання шпинделя 7 і відбувається подача інструмента (свердла).

До електроприводів свердлильних верстатів висувають такі вимоги: 1) якщо на верстаті проводиться нарізування різьби, то привід шпинделя повинен бути реверсивним; 2) схема управління повинна обмежувати переміщення траверси; 3) необхідно передбачити блокування, яке не допускає ввімкнення двигуна переміщення траверси, коли вона затиснута; 4) забороняється робота верстата з незажатою колоною.

Діапазон регулювання швидкості головного руху становить $(2-10):1$ для вертикально-свердлильних, $(20-70):1$ для радіально-свердлильних і $(100-120):1$ для розточувальних верстатів за приблизної постійної потужності у всьому діапазоні.

Головний привід свердлильних верстатів здійснюється від асинхронних короткозамкнених двигунів. Регулювання частоти обертання шпинделя здійснюється перемиканням шестерень коробки швидкостей. Для зменшення кількості проміжних передач в окремих випадках можна застосовувати багатошвидкісні асинхронні двигуни. Для приводу переміщення рукава (траверси) і затиску колони застосовують окремі асинхронні електродвигуни.

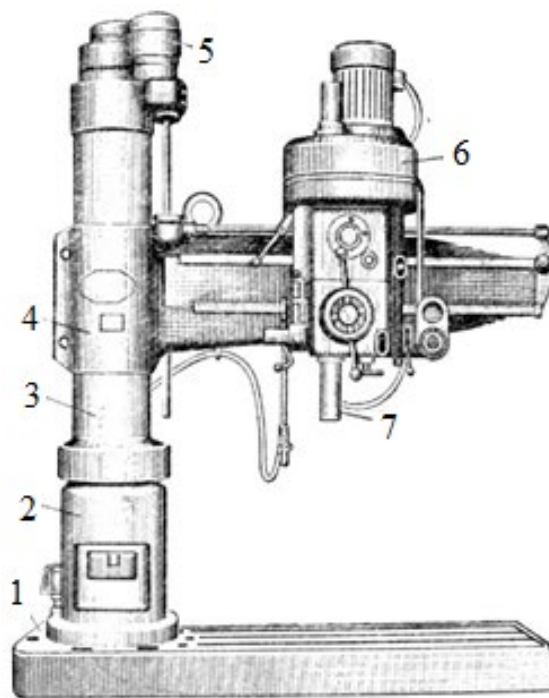


Рисунок 62 – Загальний вигляд радіально-свердлильного верстата:
 1 – основа; 2 – нерухома колона; 3 – обертова колона; 4 – траверса;
 5 – механізм підйому та опускання траверси; 6 – свердлильна головка; 7 – шпиндель

Вимоги до головного приводу розточувальних і координатно-розточувальних верстатів переважно збігаються з розглянутими раніше для верстатів токарної групи, але необхідно враховувати особливості розточувальних верстатів: 1) під час обробки деталей відбувається висування розточувального шпинделя, змінюється жорсткість системи верстат – інструмент – деталь, що робить доцільним зміну швидкості різання і подачі на ходу верстата; 2) для отримання високої якості оброблюваної поверхні бажано мати безступінчасту зміну частоти обертання шпинделя; 3) необхідний великий діапазон регулювання частоти обертання шпинделя, що досягає в сучасних верстатах до 250 : 1 і більше.

У розточувальних верстатах загального призначення з діаметром розточувального шпинделя до 150–175 мм застосовується головний привід від одно- або багатошвидкісних асинхронних двигунів з багатоступеневою коробкою швидкостей.

У важких горизонтально-розточувальних верстатах застосовується привід від двигунів постійного струму з дво- або триступінчастою коробкою швидкостей. Для одержання постійного струму звичайно використовують напівпровідникові перетворювачі. Кутова швидкість двигуна регулюється за малих частот обертання шпинделя (від 5 до 60 об/хв) зміною напруги на якорі, подальше підвищення кутової швидкості здійснюється ослабленням потоку збудження в діапазоні (3–6):1.

У координатно-розточувальних верстатах навіть за невеликих потужностей головного приводу все частіше застосовують приводи від двигуна постійного струму безступінчастим регулюванням швидкості. У цьому випадку для живлення

двигуна використовуються системи ПМП-Д, ЕМП-Д (електромагнітний підсилювач – двигун), ТП-Д.

Привід подачі свердлильних верстатів зазвичай здійснюється від головного двигуна, для чого коробка подач розташовується на шпindelній бабці. Загальний діапазон регулювання швидкості подачі для вертикально-свердлильних верстатів – $(2 - 24):1$, для радіально-свердлильних – $(3 - 40):1$.

До приводів подач розточувальних верстатів висувають більш жорсткі вимоги: 1) забезпечити діапазон регулювання швидкості до $(1500 - 2000):1$, оскільки необхідно забезпечити робочу подачу та швидкі установочні переміщення; 2) відхилення швидкості подачі не повинно перевищувати 10 % від початкового значення зі зміною моменту від нуля до $M_{с,ном}$; 3) привід повинен володіти високою швидкодією і забезпечувати точну зупинку.

Для виконання зазначених вимог та з метою спрощення кінематичного ланцюга в універсальних і важких розточувальних верстатах застосовується привід подачі від двигуна постійного струму за системою Г-Д (у більш легких верстатах застосовується система ПМП-Д або ЕМП-Д) або ТП-Д (для нових верстатів).

Під час свердління нормативну швидкість різання (м/хв) можна визначати за виразом

$$v_k = \frac{C_v \cdot d^{z_v}}{T^m \cdot s^{y_v}},$$

де C_v – коефіцієнт, що залежить від матеріалу виробу й свердла;

d – діаметр свердла, мм;

T – стійкість свердла, хв;

s – подача, мм/об;

m, z_v, y_v – показники ступеня, що залежать від матеріалу, виробу і діаметра свердла.

За знайденим значенням швидкості різання розраховується частота обертання шпинделя, (об/хв.)

$$n_{um} = \frac{10^3 \cdot v_z}{\pi \cdot d}.$$

Обертальний момент на шпинделі під час свердління (Н·м) визначається за виразом

$$M = 9,81 \cdot C_v \cdot d^{1,9} \cdot s^{y_v} \cdot 10^{-3}.$$

Коефіцієнти і показники ступеня у формулах знаходять у довіднику з режимів різання, там же надано пояснення до формули.

Знаючи момент і частоту обертання шпинделя, можна знайти потужність різання під час свердління (кВт):

$$P_z = \frac{M \cdot n_{um}}{9550}.$$

Розрахувавши потужність різання для кожної операції, машинний і допоміжний час, можна побудувати навантажувальну діаграму верстата і, використовуючи її, визначити потужність двигуна.

Потужність двигуна подачі (кВт), кутова швидкість якого регулюється тільки зміною напруги на якорі, у разі природного охолодження або примусовою вентиляцією двигуна визначається за формулою

$$P_{дв.п} = \frac{F_{max} \cdot v_{ш.п.}}{60 \cdot \eta_n},$$

де F_{max} – найбільше зусилля подачі, що діє на робочій частині діапазону, Н;

$v_{ш.п.}$ – найбільша швидкість переміщення, м/хв;

η_n – ККД передачі.

Якщо врахувати, що для швидких переміщень потрібне зусилля подачі, в 6–8 разів менше порівняно з найбільшим робочим зусиллям, то регулювання швидкості електроприводу в цьому випадку можна здійснювати ослабленням потоку двигуна. Це дає можливість зменшити номінальну потужність двигуна подачі в $n_{max} / n_{ном}$ разів і легше здійснити автоматичне регулювання частоти обертання.

5.4 Поздовжньо-стругальні верстати

Ці верстати призначені переважно для отримання різцями плоских горизонтальних і вертикальних поверхонь у деталях значної довжини. На цих верстатах можна також проводити прорізання прямолінійних канавок різного профілю, Т-подібних пазів і т. ін. Деталі середніх розмірів устанавлюються рядами на столі верстата й обробляються одночасно.

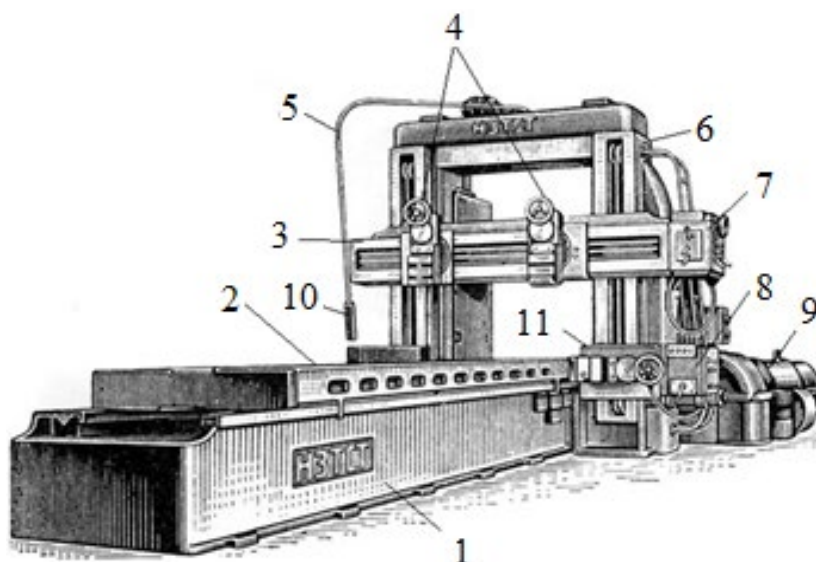


Рисунок 63 – Загальний вигляд поздовжньо-стругального верстата

Поздовжньо-стругальні верстати поділяються на одностійкові (з консольною поперечиною) і двостійкові (портального типу). На рисунку 63 показано загальний

вигляд двостійкового поздовжньо-стругального верстата. Його станина 1 має поздовжні напрямні (плоскі й V-подібні). На ній зворотно-поступально рухається стіл 2, на якому закріплюють оброблювану деталь. Переміщення стола – головний рух – здійснюється від електродвигуна 9 через редуктор і рейкову передачу, яка складається з рейки (прямозубої, косозубої або черв'ячної), прикрученої знизу до стола по всій його довжині, і рейкового колеса або розташованого під кутом черв'яка. Зняття стружки з оброблюваної деталі (стругання) відбувається під час ходу стола вперед (прямий або робочий хід). Хід стола назад (зворотний хід) відбувається звичайно з підвищеною швидкістю, і зняття стружки не проводиться (холостий хід), а різці в цей час автоматично відводяться від обробленої поверхні (піднімаються). Зміна напрямку руху стола відбувається або за допомогою електромагнітної реверсивної муфти (на малих верстатах), або за допомогою реверсування головного двигуна. Портал верстата 6 утворений двома вертикальними стійками й верхньою балкою. До цієї балки прикріплено підвіску 5 пультів управління 11. По вертикальних напрямних стійках за допомогою ходових гвинтів переміщуються поперечина (траверса) 3 і бічний супорт 10 (деякі верстати мають два бічні супорти).

Поперечина має горизонтальні напрямні, по яких можуть переміщатися вертикальні супорти 4. Супорти верстата із закріпленими в них різцями здійснюють переривчасту періодичну подачу за час реверса стола зі зворотного ходу на прямий і швидкі настановні переміщення. Рух супорта передається через коробки подач 7 і 8 від окремих електродвигунів.

Основними величинами, котрі характеризують розміри й технологічні можливості різних поздовжньо-стругальних верстатів, є найбільша довжина стругання (хід стола) L (від 1,5 до 12 м), найбільша ширина обробки (від 0,7 до 4 м) і найбільше тягове зусилля на рейці стола F_T (до 30 – 70 кН і більше).

Процес обробки виробів на таких верстатах складається з послідовно повторюваних циклів, кожен з них включає робочий або прямий хід стола, під час якого відбувається обробка, і зворотний хід, коли стіл повертається у вихідне положення і здійснюється подача різців (під час реверса стола із зворотного ходу на прямий).

Нормативна швидкість прямого ходу (швидкість різання) визначається твердістю оброблюваного матеріалу, властивостями різального інструмента й видом виробництва (чистова, чорнова). Для збільшення продуктивності верстата швидкість зворотного ходу звичайно встановлюють більшою від швидкості різання. На рисунку 64 показано графік шляху l і швидкості v стола залежно від часу для одного циклу. Час циклу складається з

$$T_{\text{ц}} = t_{n.np} + t_{np} + t_{2.np} + t_{n.зв} + t_{зв} + t_{2.зв},$$

де $t_{n.np}$ і $t_{n.зв}$ – час пуску за прямого й зворотного ходу;

t_{np} і $t_{зв}$ – час прямого й зворотного встановлених рухів;

$t_{2.np}$ і $t_{2.зв}$ – час гальмування за прямого й зворотного ходу.

Продуктивність поздовжньо-стругального верстата характеризується кількістю подвійних ходів у хвилину $N_{\text{об.х}}$, яка залежить від довжини ходу стола,

співвідношення швидкості прямого й зворотного ходів, часу реверсування й може бути підрахована за виразом:

$$N_{дв.х} = \frac{60 \cdot k \cdot v_{np}}{60 \cdot L \cdot (1 + k) + t_{рев} \cdot k \cdot v_{np}},$$

де $k = v_{зв} / v_{np}$, $v_{зв}$ і v_{np} – швидкості зворотного й прямого ходів стола, м/хв;

L – довжина ходу стола, м;

$t_{рев}$ – час реверсування стола з прямого ходу на зворотний або навпаки, с.

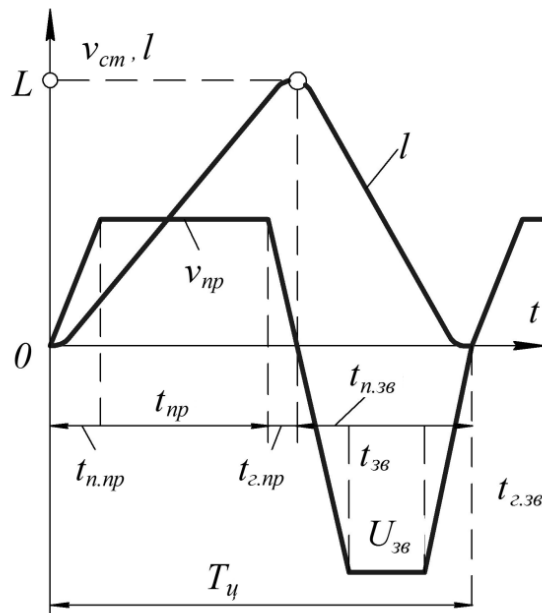


Рисунок 64 – Графіки швидкості й шляху стола поздовжньо-стругального верстата

З виразу видно, що кількість подвійних ходів і, отже, продуктивність верстата зростають зі збільшенням $v_{зв}$ (до визначеної межі) за даної швидкості різання v_{np} і зі зменшенням часу $t_{рев}$. За малих довжин стругання найефективнішим засобом збільшення продуктивності є зменшення часу реверса за рахунок підвищення швидкодії приводу й встановлення деякої оптимальної (за продуктивністю) швидкості зворотного ходу. За значних довжин стругання найбільший ефект дає збільшення швидкості зворотного ходу. Через надмірне збільшення $v_{зв}$ (за малих і середніх довжин стругання) може привести до такого зростання $t_{рев}$, за якого підвищення продуктивності не відбудеться.

Скорочення часу реверса має свою межу, тому що під час реверса в поздовжньо-стругальних верстатах здійснюється підйом й опускання різців, а також проводиться поперечна подача супортів. Крім того, зі зменшенням $t_{рев}$ зростають динамічні навантаження в передачах верстата.

Час перехідного процесу пуску або гальмування залежить від сумарного моменту інерції електроприводу. Наприклад, час пуску (гальмування)

$$t_n \approx \frac{J \cdot \omega_c}{M_{n.c.p.} \pm M_c},$$

де $M_{n.c.p.}$ – середнє значення моменту двигуна в момент пуску, кН·м;

M_c – момент статичного опору, кН·м;

ω_c – кутова швидкість двигуна, яка відповідає моменту M_c , рад/с;

J – сумарний момент інерції електроприводу, кг·м².

Практика показує, що в поздовжньо-стругальних верстатах момент інерції двигуна $J_{\text{дв}}$ становить до 80–85 % від загального приведеного моменту інерції елементів приводу, які рухаються поступально й обертаються. Тому намагаються взагалі вимкнути реверс двигуна й проводити зміну напрямку ходу стола за допомогою реверсивної електромагнітної муфти або встановлюють двигуни з подовженим якорем (ротором), що мають менший момент інерції, або встановлюють замість одного два двигуни половинної потужності.

У сучасних поздовжньо-стругальних верстатах регулювання швидкості руху стола, а також його реверс здійснюється, як правило, електричним шляхом, тому продуктивність верстата і якість оброблених виробів значною мірою визначаються роботою приводу стола.

Найменша швидкість різання під час чорнкової обробки приймається рівною 4–6 м/хв. Під час чистової обробки швидкість різання на стругальних верстатах досягає 75–100 м/хв, отже, діапазон регулювання швидкості стола дорівнює (15–25):1. При зміні швидкості різання приблизно від 5 до 25 м/хв тягове зусилля на рейці стола залишається постійним і найбільшим (зона I, рисунок 65).

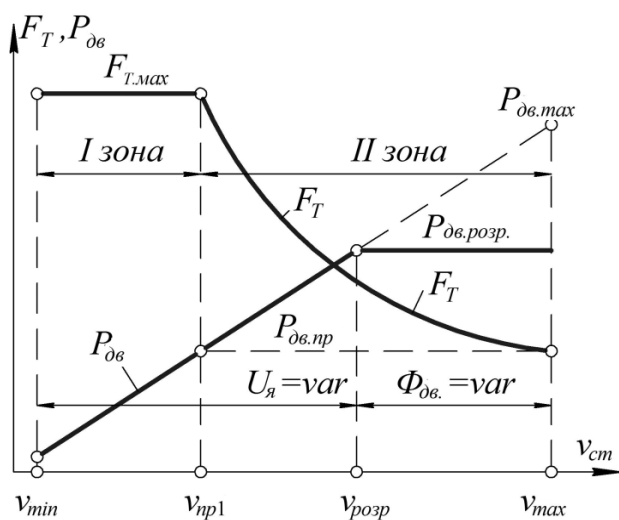


Рисунок 65 – Залежність тягового зусилля F_T і потужності двигуна $P_{\text{дв}}$ від швидкості переміщення стола $v_{\text{ст}}$

З подальшим збільшенням швидкості різання тягове зусилля F_T зменшується (зона II). Отже, у зоні невеликих швидкостей момент, що розвивається двигуном, повинен залишатися приблизно постійним, а за швидкостей, вищих 25 м/хв, залишається незмінною потужність. Задану кутову швидкість двигуна потрібно

підтримувати в усьому діапазоні з точністю до $\pm(5-10)$ % за зміни навантаження від 0,1 до 1,2 номінального моменту. Динамічний перепад швидкості, викликаний різким додаванням навантаження (в момент входження різця в метал), повинен бути не більшим ніж 10–20 %, а перехідний процес, що виникне в цей час, повинен закінчуватися протягом 0,1–0,2 с. Для головного приводу поздовжньо-стругальних верстатів доцільно застосовувати двигуни, які мають підвищену перевантажувальну здатність і знижений момент інерції, оскільки такі двигуни забезпечують менший час пуску й гальмування.

У поздовжньо-стругальних верстатах знайшли застосування різні типи головних електроприводів залежно від розмірів верстата, тягового зусилля й необхідного діапазону регулювання швидкості.

Для невеликих верстатів за $L \leq 3-4$ м, $F_T \leq 30-50$ кН і діапазону регулювання швидкості стола $D = (3-4):1$ застосовується привід від асинхронного короткозамкненого двигуна в поєднанні з коробкою швидкостей і реверсивною електромагнітною муфтою.

Як головний привід середніх [$L > 5$ м, $F_T \leq 30-50$ кН і $D = (6-8):1$] і важких [$L > 5$ м; $F_T > 70$ кН і $D = (15-25):1$] поздовжньо-стругальних верстатів нині використовується двигуни постійного струму, керовані за системою Г-Д з ЕМП, або МП як збудник проміжними магнітними або напівпровідниковими підсилювачами. Така система дозволяє отримати потрібну форму характеристик двигуна, необхідний діапазон і плавність регулювання швидкості руху стола, невелике $t_{рев}$.

Недоліком системи Г-Д є необхідність вибору потужності джерела постійного струму – генератора й привідного асинхронного двигуна за встановленою потужністю двигуна стола, яка визначається найбільшим тяговим зусиллям або моментом, що відповідає мінімальній швидкості, і номінальною напругою за номінальної кутової швидкості двигуна.

З метою зменшення встановленої потужності електричних машин, підвищення завантаження двигуна й ККД головного приводу важких поздовжньо-стругальних верстатів за системою Г-Д доцільно застосовувати двозонне регулювання кутової швидкості двигуна. На верстатах, які випускаються нині, починають впроваджувати приводи з тиристорними перетворювачами для живлення кола якоря й вводять системи автоматичного управління із застосуванням уніфікованої блокової системи регуляторів (УБСР), які дозволяють порівняно просто реалізувати високу швидкодію приводу за системою ТП-Д при хорошій якості перехідних процесів.

Зняття стружки в процесі стругання здійснюють тільки за робочого ходу стола. Під час зворотного ходу різець підводиться і потужність, що розвивається приводом, витрачається лише на подолання втрат у верстаті. Швидкість, з якою деталь переміщується відносно різця під час робочого ходу, називається швидкістю різання. Переміщення різця на один подвійний хід (п. х.) стола перпендикулярно до деталі становить подачу s . Величина, на яку різець заглиблюється у виріб за один прохід, визначає глибину різання h . Під час стругання подача і глибина різання

приймаються: для чорнкової обробки $s = 1 - 7$ мм/п. х., $h = 6 - 30$ мм; для чистової обробки широкими різцями $s = 10 - 30$ мм/п. х. і вище, $h = 0,05 - 0,30$ мм.

Машинний час під час стругання (хв), що витрачається для обробки одного виробу, можна знайти за виразом

$$t_m = \frac{B}{N_{n.x.}} \cdot s,$$

де B – ширина деталі, мм,

$N_{n.x.}$ – число подвійних ходів на хвилину, п. х./хв;

s – подача на один подвійний хід, мм/п. х.

Навантаження двигуна головного приводу поздовжньо-стругального верстата складається з потужності різання, втрат у передачах і потужності, що розвивається двигуном у процесах пуску й гальмування стола, які проходять з моментами й струмами, що перевищують номінальні (двічі за один подвійний хід стола й багато разів під час роботи верстата). Отже, привід таких верстатів працює в переміжному режимі з частими реверсами (S7), тому вибір потужності двигунів проводиться за навантажувальною діаграмою з урахуванням завантаження в перехідних режимах.

Для попереднього визначення потужності двигуна головного приводу й побудови навантажувальної діаграми як вихідні приймають такі технічні дані:

1) найбільше зусилля різання $F_{z,max}$ (Н) і відповідно до цього зусилля найбільша швидкість прямого ходу стола v_{np} , м/хв;

2) найбільша швидкість стола v_{max} , м/хв;

3) найбільша вага (Н) оброблюваної деталі $G_{дет}$ і стола $G_{ст}$;

4) ККД передачі (до рейки стола) за повного навантаження η_n .

Задаючись найбільш важким режимом, визначають потужність різання (кВт):

$$P_z = \frac{F_{z,max} \cdot v_{np} \cdot 10^{-3}}{60}.$$

Потужність втрат на тертя стола об напрямні за прямого ходу (кВт):

$$\Delta P_{напр} = \frac{(G_{дет} + G_{ст}) \cdot \mu \cdot v_{np}}{60 \cdot 1000}.$$

Потужність на валу двигуна (кВт):

$$P_{дв.пр} = \frac{P_z + \Delta P_{напр}}{\eta_n} = \frac{F_{T,max} \cdot v_{np}}{60 \cdot \eta_n} \cdot 10^{-3},$$

де $F_{T,max} = F_{z,max} + (G_{дет} + G_{ст} + F_x + F_y) \cdot \omega$ – тягове зусилля на рейці стола, Н;

$F_x, F_y, F_{z,max}$ – складові зусилля різання, Н.

Залежність $F_T = f(v_{ст})$ для певного типу поздовжньо-стругальних верстатів звичайно задається графічно і складається з двох ділянок: на першій з них тягове

зусилля залишається приблизно постійним від v_{min} до v_{np} , а на другій ділянці зі зростанням швидкості зусилля F_T зменшується, отже, регулювання швидкості приводу стола на першій ділянці повинно здійснюватися за постійного моменту (потужність при цьому буде змінюватися), а на другій – приблизно з постійною потужністю (за моменту, який зменшується).

Попередній вибір потужності проводиться з урахуванням способу регулювання швидкості приводу (або швидкості стола):

а) якщо передбачається застосувати асинхронний привід ($n = const$), то вибирається короткозамкнений двигун з номінальною потужністю $P_{ном} \geq P_{дв.пр}$ і $n_{ном} = v_{np} / p$, де $p = v_{ст} / n_{дв}$ – радіус приведення стола до вала двигуна, м/об.; регулювання швидкості стола в цьому випадку здійснюється східчасто за допомогою коробки швидкостей;

б) якщо головний привід повинен бути виконаний за системою Г-Д або ТП-Д, а регулювання кутової швидкості двигуна в усьому діапазоні проводитиметься зміною ЕРС перетворювача, то заздалегідь за каталогом вибирається двигун постійного струму з незалежною вентиляцією тривалого режиму роботи на номінальну потужність $P_{ном} \geq P_{дв.пр}$ і частоту обертання;

в) якщо буде використано двозонне регулювання швидкості приводу, то заздалегідь задаються можливим діапазоном зміни потоку двигуна $D_{ф.роз} = n_{max} / n_{ном} \leq D_{ф.дод}$, визначають $v_{роз} = v_{max} / D_{ф.роз}$ і підраховують

$$P_{нд.роз} = \frac{P_{дв.пр} \cdot v_{роз}}{v_{np}}$$

і далі за каталогом двигунів, що допускають регулювання частоти обертання ослабленням поля в потрібному діапазоні, підбирають двигун найближчої більшої потужності за $n_{ном} \approx v_{роз} / p$, оскільки швидкість стола v_{max} забезпечується зміною $\Phi_{дв}$ в діапазоні $D_{\Phi} = v_{max} / v_{роз}$, де $P_{дв} = const$.

За номінальними даними вибраного двигуна постійного струму ($P_{ном}$, $U_{ном}$, $I_{ном}$) вибирають перетворювальну установку: генератор і привідний асинхронний двигун у системі Г-Д на максимально можливу частоту обертання ($n_{ном} = 1500 - 3000$ об./хв) з метою зменшення габаритів, маси та вартості машинного агрегату або тиристорний перетворювач і живильний трансформатор у системі ТП-Д.

Попередньо вибраний двигун потрібно перевірити за нагріванням з урахуванням спільної роботи двигунів та верстата в сталих і перехідних режимах. Для цього будується навантажувальна діаграма електроприводу $M = f(t)$ для одного циклу роботи верстата. За вихідними даними, наведеними раніше, визначають навантаження приводу в різних режимах.

Втрати в передачах верстата будуть становити:

- за прямого ходу зі швидкістю v_{np} і повного навантаження

$$\Delta P_{\text{навант.}} = \frac{P_{\text{дв.пр}} \cdot (1 - \eta_n) \cdot v_{\text{пр}}}{v_{\text{пр1}}};$$

– за прямого ходу вхолосту

$$\Delta P_{\text{пр.х}} \approx 0,6 \cdot \Delta P_{\text{навант.}};$$

– за зворотного ходу

$$\Delta P_{\text{зв.х}} = \frac{\Delta P_{\text{пр.х}} \cdot v_{\text{зв}}}{v_{\text{пр}}}.$$

Час сталого руху за прямого й зворотного ходу стола:

$$t_{\text{пр}} = \frac{L}{v_{\text{пр}}} \cdot 60 - \frac{t_{\text{н.пр}} + t_{\text{з.пр}}}{2},$$

$$t_{\text{зв}} = \frac{L}{v_{\text{зв}}} \cdot 60 - \frac{t_{\text{н.зв}} + t_{\text{з.зв}}}{2}.$$

Час пуску й гальмування підраховують, задаючись відповідним моментом двигуна (M_{Γ} і M_{Π}), попередньо визначивши сумарний момент інерції приводу.

Потужність на валу двигуна за прямого ходу вхолосту

$$\Delta P_{\text{дв.пр.х}} = 0,6 \cdot \Delta P_{\text{нагр}} + \Delta P_{\text{напр}}.$$

Момент на валу двигуна (Н·м) за прямого ходу вхолосту

$$M_{\text{пр.х}} = \frac{P_{\text{дв.пр.х}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{пр}}}.$$

Потужність на валу двигуна за зворотного ходу

$$P_{\text{дв.зв}} \approx \frac{P_{\text{дв.пр.х}} \cdot v_{\text{зв}}}{v_{\text{пр}}}.$$

Момент на валу двигуна за зворотного ходу

$$M_{\text{зв.х}} = \frac{P_{\text{дв.зв}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{пр}}}.$$

За знайденим значенням $M_{\text{пр.х}}, M_{\text{зв.х}}, M_{\text{пр}} = P_{\text{дв.пр}} \cdot v_{\text{пр}} / (v_{\text{пр1}} \cdot \omega_{\text{пр}})$ з урахуванням моменту холостого ходу двигуна будується навантажувальна діаграма верстата (рисунок бб, а).

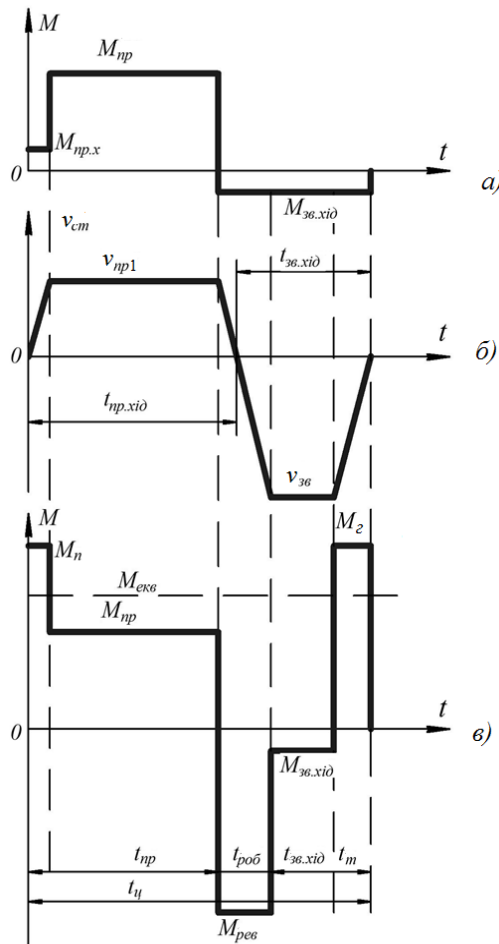


Рисунок 66 – Навантажувальна діаграма стола поздовжньо-стругального верстата

Для перевірки попередньо обраного двигуна можна скористатися наближеною навантажувальною діаграмою електроприводу, побудованою на основі таких припущень: для спрощення розрахунків задаємося ідеалізованою тахограмою $v_{cm} = f(t)$ одного циклу роботи приводу стола (рисунок 66, б) без урахування зниження швидкості стола в момент врізання різця й виходу його з виробу; прямий хід стола відбувається за номінальною потужністю різання зі швидкістю v_{np1} , розгін і гальмування приводу відбуваються за холостого ходу під дією $M_n = M_z \approx (2 \div 2,2) M_{дв.ном}$.

На рисунку 66, в наведена навантажувальна діаграма приводу стола. Для випадку регулювання швидкості зміною напруги на якорі двигуна, користуючись якою можна визначити еквівалентний момент двигуна за цикл, отримаємо

$$M_{екв} = \sqrt{\frac{M_n^2 \cdot t_{n.пр} + M_{np}^2 \cdot t_{пр} + M_{рев}^3 \cdot t_{рев} + M_{зв.х}^2 \cdot t_{зв} + M_z^2 \cdot t_z}{t_{ч}}}$$

де $M_{рев} \approx M_z$ – момент двигуна під час реверса;

$t_{рев} = t_{z.пр} + t_{n.зв}$ – час реверса приводу.

Попередньо обраний двигун із незалежною вентиляцією задовольнятиме умовам нагріву за $M_{екв} \leq M_{ном}$. У разі регулювання кутової швидкості ослабленням поля двигуна потрібно будувати залежність струму двигуна від часу й перевіряти його за методом еквівалентного струму.

Уточнена навантажувальна діаграма може бути побудована за даними конкретної системи управління електроприводом поздовжньо-стругального верстата.

5.5 Фрезерні верстати

Фрезерні верстати призначені для обробки зовнішніх і внутрішніх плоских і фасонних поверхонь, нарізання прямих і гвинтових канавок, нарізання різьблень зовнішніх і внутрішніх, зубчастих коліс і т. ін. Характерна особливість фрезерних верстатів – робота багатолезовими різальними інструментами – фрезами, які обертаються. На рисунку 67 показано схему фрезерування. Головним рухом v_z є обертання фрези 2, рухом подачі v_n – переміщення виробу 1. Кожне з лез фрези знімає стружку протягом лише частки оберту фрези, причому переріз стружки s безперервно змінюється від нуля до найбільшої величини.

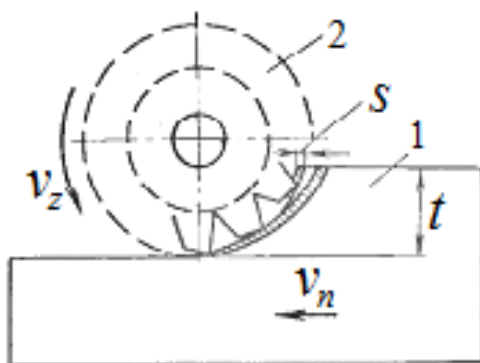


Рисунок 67 – Схема фрезерування

Фрезерні верстати діляться на дві основні групи: 1) верстати загального призначення, до яких відносять горизонтальні, вертикальні й поздовжньо-фрезерні верстати; 2) спеціалізовані верстати – зубофрезерні, копіювально-фрезерні та інші.

Фрезерні верстати відносять до групи верстатів з головним обертальним рухом. Діапазон регулювання кутових швидкостей шпинделя становить від 20:1 до 60:1 зі збереженням сталості потужності, яка віддається двигуном. Зміна кутової швидкості шпинделя в процесі обробки, як правило, не обов'язкова, тому для фрезерних верстатів зазвичай застосовується ступеневе регулювання швидкості головного приводу. Особливих вимог щодо пускового моменту, а також тривалості пуску й гальмування приводу не висувається.

Для приводів головного руху фрезерних верстатів малих і середніх розмірів використовуються одно- або багатшвидкісні асинхронні короткозамкнені двигуни в поєднанні з коробкою швидкостей. Виконання двигунів зазвичай фланцеве.

Привід подачі таких верстатів у більшості випадків здійснюється від головного двигуна через багатоступеневу коробку передач. Загальний діапазон регулювання подачі – до $(20-30):1$. У верстатах, на яких не здійснюються зуборізні роботи, для приводу подачі доцільно застосовувати окремі електродвигуни, що значно спрощує конструкцію верстата.

Головний привід важких поздовжньо-фрезерних верстатів також здійснюється від асинхронних двигунів з механічно-ступінчастою зміною кутової швидкості шпинделя. Для приводів подачі стола й фрезерних головок таких верстатів, діапазон регулювання швидкості яких досягає значень $(40-60):1$, застосовуються двигуни постійного струму що під'єднуються за системою Г-Д з ЕМП як збудник. Нині для таких приводів використовують систему ТП-Д.

Допоміжні приводи фрезерних верстатів: приводи насосів охолодження, змащення й гідросистем, швидкого переміщення фрезерних головок і поперечок у поздовжньо-фрезерних верстатів та інших – здійснюються від окремих асинхронних електродвигунів.

Фрезерні верстати загального призначення та зубофрезерні верстати здебільшого працюють у тривалому режимі з постійним навантаженням. У цьому випадку потужність двигуна визначається за розрахунком, з огляду на технічні показники, найбільші навантаження, можливі для даного верстата.

Нормативна швидкість різання (м/хв) під час фрезерування визначається за виразом

$$v_k = \frac{C_v \cdot d^q}{T^m \cdot s^{y_0} \cdot t^{x_0} \cdot B^k \cdot z^n},$$

де C_v – коефіцієнт, що залежить від оброблюваного матеріалу, типу фрези (циліндрична, торцева і т. ін.) і виду обробки (чорнова або чистова);

d – діаметр фрези, мм;

z – кількість зубів фрези;

s – подача на зуб фрези, мм;

t – глибина фрезерування (товщина шару металу, що знімається за один прохід), мм;

B – ширина фрезерування, мм;

T – стійкість фрези, приймається зазвичай для циліндричних, торцевих, дискових і фасонних фрез під час обробки сталі і ковкого чавуну рівною 180 хв, під час обробки сірого чавуну – 240 хв.

Зусилля різання, або окружне зусилля під час фрезерування (Н) розраховується за виразом

$$F_z = 9,81 \cdot C_F \cdot t^{x_F} \cdot s^{y_F} \cdot z \cdot d^l.$$

Значення показників степені й коефіцієнтів у виразах беруться з довідника з режимів різання. Подача для циліндричних фрез під час чорнового (грубого) фрезерування на потужних верстатах становить $s = 0,2 - 0,6$ мм на зуб. Під час чистового фрезерування подача знижується до $0,02 - 0,08$ мм на зуб. Глибина фрезерування t може сягати 15 мм.

За відомих значень зусилля й швидкості різання потужність різання (кВт) можна визначити за виразом

$$P_z = \frac{F_z \cdot v_z \cdot 10^{-3}}{60}.$$

Потужність на валу головного електродвигуна, яка дорівнює потужності різання, визначається з урахуванням втрат у механічних передачах верстата за виразом

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{z, \text{ном}}}{\eta_{\text{ст, ном}}},$$

де $P_{z, \text{ном}}$ – найбільша можлива (номінальна) потужність різання;

$\eta_{\text{ст, ном}}$ – ККД верстата за номінального навантаження (зазвичай становить 0,75–0,8).

За знайденим значенням $P_{\text{дв}}$ вибирається двигун рівної або трохи більшої потужності на відповідну номінальну частоту обертання.

За механічного приводу подачі від головного двигуна через коробку передач потужність цього двигуна повинна бути приблизно на 5 % більшою від потужності, необхідної для ланцюга головного руху.

Машинний час (хв) за один прохід фрези під час циклічного фрезерування визначається за виразом

$$t_m = \frac{(l + l_0 + y)}{S_{\text{хв}}},$$

де l – довжина фрезерування, мм;

l_0 – довжина врізання, мм;

y – перебіг фрези, мм;

$S_{\text{хв}}$ – хвилинна подача (швидкість подачі), мм/хв.

Довжина врізання визначається за виразом:

$$l_0 = \sqrt{t \cdot (d - t)},$$

де t – глибина різання, мм;

d – діаметр фрези, мм.

Для розрахунку енергетичних показників необхідно проводити розрахунок потужності двигуна подачі стола важких поздовжньо-фрезерних верстатів, діапазон регулювання швидкості робочих подач яких дорівнює $D_{\text{роб}} = (30 - 200) : 1$, а швидкі переміщення в 1,5–4,2 рази більші від $v_{\text{роб.н}}$.

Кінематична схема приводу стола виявляється найбільш простою за умови, що весь діапазон подач (від мінімальної робочої до прискореного переміщення) забезпечується за рахунок регулювання кутової швидкості двигуна. При цьому потужність двигуна (кВт) у разі регулювання кутової швидкості тільки зміною U_n визначається: найбільшим тяговим зусиллям на столі $F_{T \text{ max}}$, найбільшою

швидкістю переміщення $v_{пер}$ і втратами в передачі. Розрахункова формула має вигляд

$$P_{дв.роз} = \frac{F_{T,max} \cdot v_{пер}}{60 \cdot \eta_n} \cdot 10^{-3}.$$

Технічні дані основних моделей поздовжньо-фрезерних верстатів показують, що в діапазоні робочих подач потрібне регулювання швидкості за $F_{T,max}$, а за швидких переміщень стола потрібне тягове зусилля зменшується в 1,5–2 рази. Двигун, вибраний за формулою, не використовується за потужністю в усьому діапазоні регулювання.

Для найбільш повного використання електроприводу кутову швидкість двигуна постійного струму незалежного збудження в зоні робочих подач потрібно регулювати зміною $U_{я}$ і за швидкого переміщення – зміною $\Phi_{відн}$, тобто необхідно застосовувати двозонне регулювання швидкості приводу.

Практично не завжди вдається забезпечити збіг необхідних діапазонів регулювання швидкостей подачі стола з регульовальними можливостями двигунів, оскільки зазвичай $D_{\Phi, доц} < D_{\Phi, пер}$ стола і доводиться використовувати регулювання кутової швидкості двигуна зміною напруги на якорі на тій ділянці діапазону регулювання, де $F_T < F_{T,max}$, тобто трохи завищувати встановлену потужність двигуна.

5.6 Шліфувальні верстати

Шліфувальні верстати застосовуються для чистової обробки деталей шліфувальними абразивними кругами, що знімають з поверхні деталі тонкий шар металу. На шліфувальних верстатах можна обробляти плоскі, циліндричні зовнішні й внутрішні поверхні, шліфувати зуби шестерень, заточувати різні інструменти і т. ін. Шліфувальні верстати набули значного поширення в усіх галузях промисловості як верстати загального та спеціального призначення.

Верстати загального призначення поділяються на такі основні типи:

- а) круглошліфувальні;
- б) внутрішньошліфувальні;
- в) плоскошліфувальні;
- г) безцентрові кругло- і внутрішньошліфувальні.

Спеціалізовані шліфувальні верстати призначені для отримання дуже чистих (гладких) поверхонь – довідні або для виконання певних операцій з різними деталями – різьбошліфувальні, шліцешліфувальні та інші. Схеми рухів у шліфувальних верстатах наведено на рисунку 68.

З впровадженням у практику нових методів отримання заготовок із малими припусками (кування в штампах, лиття у форми під тиском та інші) з'явилася можливість обробляти такі заготовки відразу шліфуванням, минаючи обробку на інших металорізальних верстатах. Тому шліфувальні верстати з часом можуть стати переважними серед інших металообробних верстатів.

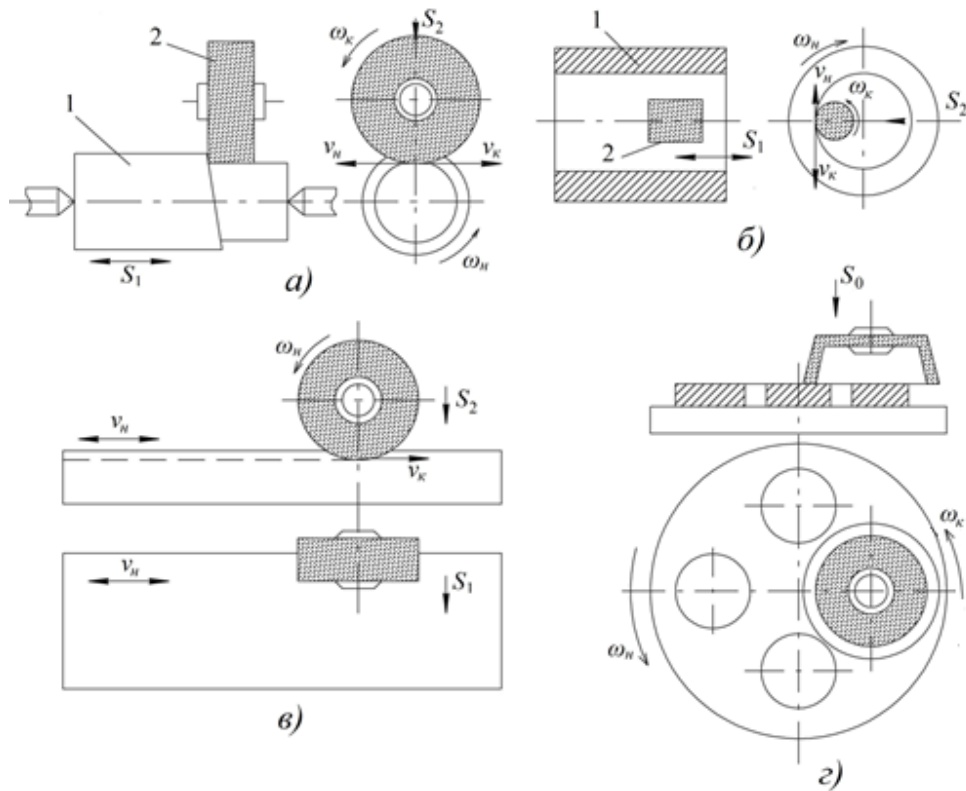


Рисунок 68 – Схеми рухів у шліфувальних верстатах:
 а) – зовнішнє шліфування; б) – внутрішнє шліфування;
 в) – шліфування периферією круга; г) – шліфування торцем круга
 1 – оброблювана деталь; 2 – шліфувальний круг

Круглошліфувальні верстати призначені для шліфування циліндричних поверхонь тіл обертання, пологих конічних і торцевих поверхонь. В електромашинобудуванні на таких верстатах шліфують вали електродвигунів. На рисунку 69 зображено круглошліфувальний верстат, основними вузлами якого є: станина 1; робочий стіл 2 із розміщеними на ньому передньою 3 та задньою 5 бабками; шліфувальна бабка 4, на шпинделі якої закріплюється шліфувальний круг 6. Оброблювана деталь встановлюється в центрах задньої й передньої бабок і закріплюється в патроні передньої бабки. Патрон отримує обертання від електродвигуна через плоскоремінну передачу. Шліфувальний круг приводиться в обертання від головного двигуна 7 через клиноремінну передачу.

Внутрішньошліфувальні верстати призначені для шліфування внутрішніх циліндричних, конічних та інших поверхонь тіл обертання. Зазвичай у таких верстатах оброблювана деталь обертається навколо осі шліфованого отвору, здійснюючи кругову подачу v_n . Шліфувальний круг обертається навколо своєї осі, створюючи швидкість різання v_k . Поздовжня подача S_1 відбувається за рахунок зворотно-поступального руху шліфувального круга або деталі. Поперечна подача S_2 здійснюється шляхом періодичного поперечного переміщення шліфувальної бабки в кінці кожного проходу поверхні оброблюваної деталі.

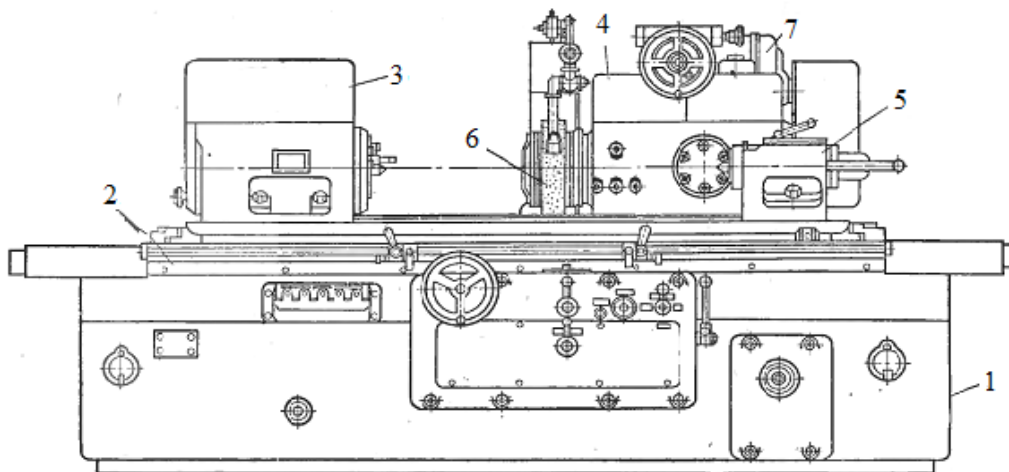


Рисунок 69 – Загальний вигляд круглошліфувального верстата

Плоскошліфувальні верстати призначені для обробки зовнішніх поверхонь плоских деталей. За формою стола, на якому закріплюються вироби для шліфування, ці верстати поділяються на верстати з прямокутним і круглим столами, а за розташуванням шліфувального круга – на верстати з горизонтальним і вертикальним шпинделем. Загальний вигляд плоскошліфувального верстата наведено на рисунку 70.

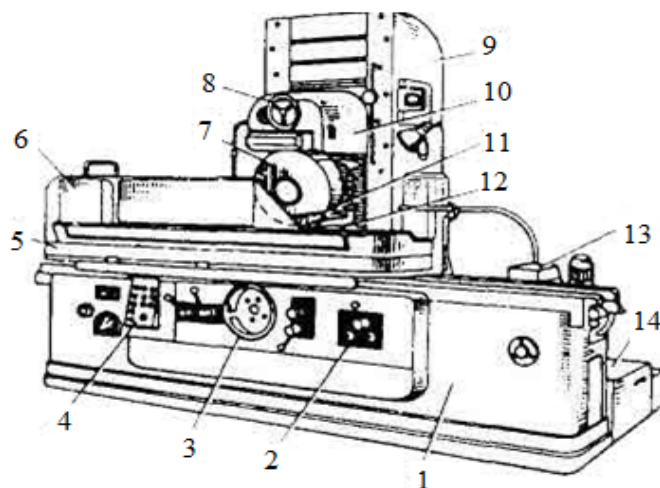


Рисунок 70 – Загальний вигляд плоскошліфувального верстата:

- 1 – станина; 2 – панель; 3, 8 – маховики; 4 – пульт управління;
 5 – стіл; 6, 7 – кожухи; 9 – стійка; 10 – шліфувальна бабка; 11 – шліфувальний круг;
 12 – магнітна плита; 13 – гідростанція; 14 – насос

У верстатах з прямокутним столом під час обробки деталей периферією круга стіл з деталлю здійснює зворотно-поступальний рух подачі v_n , шліфувальна бабка (або стіл) – періодичне переміщення s_1 на величину, дещо меншу від ширини круга, після кожного ходу стола, а круг отримує вертикальне переміщення – подачу s_2 на глибину різання – після чергової обробки всієї площини шліфування.

У верстатах з круглим столом під час обробки деталей торцем круга стола надається рух кругової подачі ω_n , а кругу – вертикальне періодичне переміщення s_0 .

Шліфувальні верстати відносять до точних верстатів, тому конструкції їхніх окремих вузлів і кінематичні передачі повинні бути максимально простими, що досягається широким застосуванням індивідуального приводу. У шліфувальних верстатах розрізняють такі види електроприводів: головний привід (обертання шліфувального круга), привід обертання виробу, привід подачі, допоміжні приводи й спеціальні електромеханічні пристрої.

У шліфувальних верстатах малих і середніх розмірів за потужності головного приводу до 10 кВт обертання круга зазвичай здійснюється від одношвидкісних асинхронних короткозамкнених двигунів. На круглошліфувальних верстатах зі значними розмірами шліфувальних кругів (діаметр до 1000 мм, ширина до 700 мм) застосовують знижувальні ремінні передачі від двигуна до шпинделя й електричне гальмування приводу для зменшення часу зупинки.

На внутрішньошліфувальних верстатах обробка здійснюється кругами невеликих розмірів, тому в них застосовують передачі від двигуна до шпинделя або використовують спеціальні високошвидкісні асинхронні двигуни, що вбудовуються в корпус шліфувальної бабки. Пристрій, в якому короткозамкнений двигун і шліфувальний шпиндель конструктивно об'єднані в один вузол, називають електрошпинделем. Частоти обертання таких двигунів – 24000–48000 об/хв, а за малих діаметрів шліфувальних кругів (до 5–7 мм) сягають 150000–250000 об/хв.

Для обертання виробу на внутрішньошліфувальних верстатах застосовують асинхронні короткозамкнені двигуни – одно- або багатошвидкісні. На важких круглошліфувальних верстатах привід обертання виробу виконується за системою Г-Д з діапазоном регулювання швидкості від (8–10):1 до (20–25):1 і більше. Набули поширення приводи з тиристорними перетворювачами змінного струму в постійний, а також приводи з магнітними підсилювачами потужності 0,1–8 кВт. Особливістю навантаження приводу обертання таких верстатів є великий момент опору в момент пуску (до $2M_{ном}$).

Подача (зворотно-поступальний рух стола, поздовжнє й поперечне переміщення шліфувальної бабки) на шліфувальних верстатах невеликих розмірів відбувається від гідроприводу. Приводи подач важких плоско- і круглошліфувальних верстатів виконуються від двигуна постійного струму за системою ЕМП-Д, ПМП-Д або ТГ-Д з діапазоном регулювання до (40–50):1. Іноді для приводів поздовжніх подач виготовляють багатошвидкісні асинхронні двигуни з багатоступеневою коробкою подач. Однак такий привід застосовують рідко, тому що він не дає можливості плавного регулювання та не забезпечує сталості заданої швидкості (допустима похибка до 5%). Для обертання круглого стола плоскошліфувальних верстатів часто застосовують асинхронні короткозамкнені двигуни.

Для допоміжних приводів шліфувальних верстатів (приводи насосів змащення й охолодження, насосів гідроприводу, швидкого переміщення шліфувальної бабки та інші) також застосовують асинхронні короткозамкнені двигуни.

В усіх шліфувальних верстатах головним рухом є обертання шліфувального круга. Швидкість різання визначається окружною швидкістю круга і звичайно

лежить у межах від 30 до 50 м/с, але в деяких випадках досягає 75 м/с. Товщина шару металу, що знімається, за таких швидкостях різання є незначною.

Потужність різання (кВт) визначається за формулами:

- за шліфування периферією круга

$$P_z = C_p \cdot v_n \cdot t^x \cdot s_1^y \cdot d^l;$$

- за шліфування торцем круга

$$P_z = C_p \cdot v_n \cdot t^x \cdot B^z,$$

де C_p – коефіцієнт, що характеризує матеріал виробу й твердість круга;

v_n – окружна швидкість деталі або швидкість руху стола, м/хв;

t – глибина шліфування, мм;

s_1 – подача в напрямку осі шліфувального круга (поздовжня або поперечна) в міліметрах на один оберт деталі або в частках ширини круга на один подвійний хід стола;

d – діаметр шліфування, мм;

B – ширина шліфування, мм.

Значення коефіцієнтів і показників степеня у формулах наведено в технологічних довідниках. Швидкість v_n , глибину шліфування t і поздовжню подачу s_1 вибирають залежно від виду шліфування.

Після визначення потужності різання під час чорнового P_{z1} і чистового P_{z2} шліфування й розрахунку відповідного машинного часу t_{m1} та t_{m2} для обох видів обробки підраховують допоміжний час t_0 і з урахуванням втрат у передачах будують навантажувальну діаграму шліфувального верстата. Потім визначають еквівалентну потужність двигуна (кВт) за формулою

$$P_{e.c} = \sqrt{\frac{P_1^2 \cdot t_{m1} + P_2^2 \cdot t_{m2} + P_0^2 \cdot t_0}{t_{m1} + t_{m2} + t_0}}.$$

Номінальну потужність двигуна, що працює в тривалому режимі, вибирають за каталогом з умови $P_{ном} \geq P_{e.c}$ на частоту обертання $n_{ном} \approx \frac{60 \cdot v_k \cdot i_n}{\pi \cdot D_k}$, де v_k – швидкість різання; D_k – діаметр шліфувального круга; i_n – передавальне число редуктора.

5.7 Агрегатні верстати

Агрегатними називаються спеціальні багатоінструментальні верстати, що збираються зі стандартних і спеціальних вузлів або агрегатів. До стандартних вузлів відносять силові (шпиндельні) головки, поворотні столи, станини, гідравлічні пристрої (гідропанелі, гідроприводи) тощо.

Агрегатні верстати призначаються для застосування в умовах багатосерійного й масового виробництва для виконання свердлильних, розточувальних, різьбофрезерних і рідше – фрезерних та інших робіт. На електромашинобудівних заводах агрегатні верстати застосовуються для обробки різних деталей електродвигунів: підшипникових щитів, кришок, станин тощо. Вироби на таких верстатах обробляються одночасно багатьма інструментами з одного, двох або кількох сторін, залежно від конфігурації деталі, яка встановлюється і закріплюється на столі верстата. Тому агрегатні верстати відзначаються вищою продуктивністю, ніж універсальні. Під час обробки виробів на агрегатних верстатах скорочуються кількість робітників і виробничі площі за того ж обсягу продукції.

На рисунку 71 показано загальний вигляд тристороннього свердлильного багатошпиндельного агрегатного верстата з трьома силовими головками 2. Дві головки встановлені горизонтально, вони здійснюють переміщення по напрямній станині 1, третю головку розташовано вертикально, вона переміщується по колоні 4. Всі головки мають однакову будову і складаються з корпусу 2, шпиндельної коробки 3, в якій розміщуються робочі шпинделі з різальним інструментом, і привідного електродвигуна 7. Оброблювана заготовка закріплюється в пристосуванні 5, яке встановлюється на підставці (столі) 6. Під час послідовної обробки декількох заготовок замість нерухомого пристосування 5 застосовують поворотний стіл, на якому закріплюють заготовки.

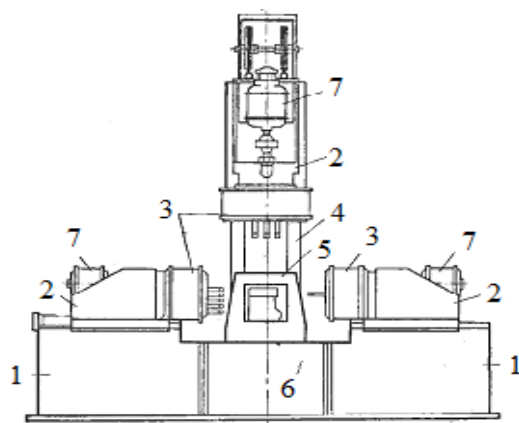


Рисунок 71 – Загальний вигляд тристороннього свердлильного верстата

Головний привід агрегатних верстатів здійснює робочий рух, як правило, від асинхронних короткозамкнених двигунів із зовнішнім обдуванням. Вибір потужності двигунів головки проводиться за найбільшою сумарною потужністю різання робочих шпинделів з урахуванням втрат у передачах:

$$P_p = \frac{1,25 \cdot P_z}{\eta_{ном.шп}}$$

де P_z – сумарна потужність різання всіх шпинделів головки, кВт;

$\eta_{ном.шп}$ – ККД шпиндельної коробки за номінального навантаження.

Оскільки двигун головки часто не вимикається під час пауз, треба враховувати його навантаження в ці періоди, яке визначається втратами холостого ходу шпindelної коробки, тобто $P_0 = a \cdot P_z$. Коефіцієнт a дорівнює:

$$a = 0,6 \cdot (a + b) \approx \frac{0,6 \cdot (1 - \eta_{ном.шп})}{\eta_{ном.шп}},$$

де a і b – коефіцієнти постійних і змінних втрат у двигуні.

Враховуючи, що кутова швидкість двигуна під час його роботи не змінюється, можна визначити еквівалентну потужність за виразом

$$P_{екв} = \sqrt{\frac{P_p^2 \cdot t_p + P_0^2 \cdot t_0}{t_p + t_0}}.$$

5.8 Металорізальні верстати як споживачі електричної енергії

Середня потужність приводів верстатів масового машинобудування коливається в межах 5–10 кВт.

У цехах великого машинобудівного підприємства середня потужність приводів становить 15–25 кВт. Кількість верстатів у сучасних цехах досягає 2000–3000 із встановленою потужністю 12–20 МВт; цехи зазвичай блокуються в загальний корпус, встановлена потужність верстатів в якому перевищує 100 МВт.

Сумарна потужність електроприводів великих верстатів – більша 1000 кВт, за потужності головного приводу 300 кВт і вище. Так, у двошпindelного фрезерного верстата для обробки заготовок потужність двигунів фрез – по 650 кВт; привід виконаний за системою ДГД з мережевим двигуном 1600 кВт. У карусельних верстатах сумарна потужність головних приводів становить 520 кВт і допоміжних – 200 кВт. У важких токарних верстатах, що оброблюють заготовки масою 200–250 т, потужність головних приводів – 150–250 кВт за сумарної потужності двигунів до 500–600 кВт. Потужність головного приводу поздовжньо-стругального верстата досягає 320 кВт.

Більшість верстатів живиться від мережі змінної напруги 380 В за нормальної частоти 50 Гц; для невеликої групи шліфувальних, фрезерних і свердлильних верстатів, які потребують підвищеної частоти обертання, використовують підвищену частоту. Наприклад, спеціальні шліфувальні головки працюють за 12000–120000 об/хв, фрезерні головки для легких металів – за 6000–60000 об/хв.

Для верстатів, в яких одинична потужність двигунів перевищує 250–300 кВт, напруга 380 В є недостатньою, і в більшості випадків переходять на підвищену напругу 660 В.

За рівнем безперебійності живлення більшість верстатів відносять до споживачів другої категорії. До першої категорії відносять специфічні верстати, в яких оброблювана унікальна деталь може зіпсуватися за раптового відімкнення живлення, наприклад – верстати, які оброблюють пази в сталевих пластинах роторів потужних генераторів для електростанцій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. *Александров М. П.* Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М. : Высшая школа, 1985. – 520 с.
2. *Попов В. М.* Водоотливные установки : справочное пособие / В. М. Попов. – М. : Недра, 1990.
3. *Практикум із охорони праці : навч. посіб.* / [В. Ц. Жидецький, В. С. Джишрей, В. М. Сторожук та ін.] / за ред. В. Ц. Жидецького. – Львів : Афіша, 2000. – 352 с.
4. *Риман Я. С.* Устройство и эксплуатация электрооборудования стационарных установок шахт : справочник рабочего / Я. С. Риман, А. И. Соловей. – М. : Недра, 1991. – 284 с.
5. *Зимин Е. Н.* Электрооборудование промышленных предприятий и установок: учебник для техникумов / Е. Н. Зимин, В. И. Преображенский, И. И. Чувашов. – М. : Энергоиздат, 1981. – 552 с.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Соловей Олександр Іванович – кандидат технічних наук, доцент, дійсний член Академії будівництва України (відділення «Енергозбереження в будівництві»), м. Київ.

Розен Віктор Петрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автоматизації управління електротехнічними комплексами Національного технічного університету України «КПІ», дійсний член Академії будівництва України (відділення «Енергозбереження в будівництві»), м. Київ.

Ситник Олександр Олексійович – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри електротехнічних систем Черкаського державного технологічного університету, м. Черкаси.

Чернявський Анатолій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри електропостачання Національного технічного університету України «КПІ», м. Київ, +380509813908, canatoliy@mail.ru.

Курбака Галина Василівна – старший викладач кафедри електротехнічних систем Черкаського державного технологічного університету, м. Черкаси, +380673450667, kyrbaka77@mail.ru

Ткаченко Валентин Федорович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри електротехнічних систем Черкаського державного технологічного університету, м. Черкаси, +380674168947, tcach_v@mail.ru.

Дмитренко Ігор Анатолійович – магістр за спеціальністю «Електротехнічні системи електроспоживання», Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, dmytrenko.92@inbox.ru.