Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет
«Дніпровська політехніка»

НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКИ
ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра електропривода

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт з дисципліни
«Вентильний електропривод загальнопромислових механізмів»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Дніпро
НТУ «ДП»
2021

Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Вентильний електропривод загальнопромислових механізмів» для студентів спеціальності 141 «Електротехніка, електроенергетика та електромеханіка» / Бородай В.А., Боровик Р.О.; НТУ «Дніпровська політехніка». — Д.: НТУ «ДП», 2021 — 24 с.

Укладачі: В.А. Бородай, канд. техн. наук, доц.
Р.О. Боровик

Погоджено рішенням методичної комісії спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» (протокол № 20\21-05 від 10.03.2021).

Методичні вказівки призначені для підготовки до практичних занять студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» з дисципліни «Вентильний електропривод загальнопромислових механізмів».

Розглянуто статичні та динамічні навантаження, методику розрахунку потужності приводної станції конвейєра; характеристики відцентрових та поршневих турбомеханізмів, розрахунок статичного моменту і потужності приводного двигуна; наведені приклади розрахунку.

Відповідальний за випуск: завідувач кафедри електропривода
М.М. Казачковський, канд. техн. наук, професор

Зміст

Вступ.....4
Цілі практичної роботи.....5
Форми проведення практичних занять.....5
Методичні рекомендації до виконання практичної роботи.....5
1 Електропривод конвеєрів.....5
1.1 Розрахунок статичних навантажень конвеєра.....6
1.1.1 Прямолінійна ділянка.....7
1.1.2 Ділянка вигину.....7
1.2 Розрахунок динамічних навантажень конвеєра.....10
1.3 Визначення необхідної потужності та місця розташування приводних станцій конвеєра.....11
2 Електропривод турбомеханізмів.....13
2.1 Розрахунок потужності відцентрових турбомеханізмів.....14
2.1.1 Відцентровий вентилятор.....14
2.1.2 Відцентровий насос.....15
2.1.3 Характеристики відцентрових механізмів.....15
2.1.4 Визначення статичного моменту на валу механізму.....17
2.1.5 Вибір двигуна для турбомеханізмів.....17
2.2 Розрахунок потужності поршневих турбомеханізмів.....18
Критерії оцінювання.....23
Бібліографічний список.....23

ВСТУП

У всьому різноманітті сучасних виробничих процесів можна виділити ряд технологічних операцій, характер яких є загальним для різних виробництв. До їх числа відносяться доставленняа сировини і напівфабрикатів, між операційні переміщення матеріалу в процесі виробництва продукції, переміщення вантажів при будівельно-монтажних роботах і при видобутку корисних копалин, вантажно-розвантажувальні роботи на складах, безперервний транспорт сипучих або штучних вантажів і рідин, вентиляція, водопостачання і багато іншого. Робочі машини і механізми, що виконують подібні операції універсальні і мають загальнопромислове застосування, в зв'язку, з чим вони історично були виділені в окрему групу, що отримала назву загальнопромислові механізми. Загальнопромислові механізми є основними робочими машинами і механізмами безлічі конкретних різновидів виробничих установок (робочих машин, технологічних агрегатів і комплексів). До їх числа відносяться: підйомні крани, екскаватори, пасажирські і вантажні підйомники різної конструкції, промислові маніпулятори і роботи, канатні дороги, ескалатори, конвеєри, насоси, вентилятори, компресори тощо.

З іншого боку все різноманіття функціональних особливостей технологічного устаткування можна звести до обмеженого числа типових груп устаткування, які характеризуються спільністю виконуваних операцій і принципом дії або для яких потрібні однотипні функції управління і можуть бути використані типові способи і засоби їх реалізації.

Технологічні особливості роботи ЗПМ не вимагають значної точності при регулюванні координат, а в деяких випадках ЗПМ мають нерегульований електропривод. Натомість, впровадження регульованого електроприводу в більшості випадків є економічно обґрунтованим засобом підвищення енергозбереження, як за рахунок економії електроенергії, так і за рахунок регулювання технологічних параметрів

В будь-якому випадку, правильний розрахунок потужності приводного електродвигуна є запорукою тривалої безперебійної роботи промислової установки та без збільшення собівартості кінцевого продукту.

Останнім часом, інтенсивний розвиток силової напівпровідникової техніки призвів до широкого застосування керованого електропривода на її основі не тільки в технологічних установках з високими вимогами до точності регулювання координат, а і в нерегульованих електроприводах з метою забезпечення якісних пуско-гальмівних характеристик, як всієї електромеханічної системи в цілому, так і окремих її складових.

Найрозповсюдженими та найенергоефективнішими системами керування електрообладнанням є вентильні перетворювачі змінного та постійного струму, зокрема тиристорні перетворювачі, пристрої плавного пуску та гальмування, перетворювачі частоти тощо.

Запропоновані методичні вказівки мають на меті допомогти студенту опанувати особливості практичного розрахунку потужності привідного двигуна і побудови необхідних характеристик різних типових промислових установок.

ЦІЛІ ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ

Основна мета практичного заняття – формування умінь і навичок практичного застосування знань через виконання студентами завдань та вправ.

Студент має набути таких умінь:

- Аналізувати кінематичні схеми електромеханічних систем;
- Освоїти та користуватися методами визначення потужності електропривода;
- Формулювати вимоги до електропривода;
- Виконувати приведення моментів опору та моментів інерції до валу двигуна;
- Засвоїти підхід до вибору двигуна;
- Мати навички щодо вибору системи керування електроприводом.

Практичні завдання орієнтовані на підготовку студента до виконання контрольної модульної роботи, індивідуального завдання.

ФОРМИ ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

Практичне заняття проводяться в навчальних аудиторіях кафедри. Тривалість заняття — не менше двох академічних годин.

Під час проведення практичних занять студент повинен:

- ознайомитися з методичними рекомендаціями до проведення практичних занять;
- обов’язково відвідувати практичні заняття;
- беззаперечно дотримуватися правил охорони праці;
- вести робочий зошит з практичних занять;
- одержати оцінку за практичний модуль шляхом розв’язання індивідуальних завдань до кожної теми на окремому аркуші.

З оцінок за розв’язання індивідуальних завдань виставляється оцінка поточного контролю з практичних занять.

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ

1 ЕЛЕКТРОПРИВОД КОНВЕЄРІВ

Безперервний, односпрямований характер роботи конвеєрів визначає тривалий режим роботи їх електроприводів, які виконуються нереверсивними, за винятком рідкісних випадків, коли потрібна зміна напрямку руху, наприклад для ескалаторів. Конвеєри транспортного призначення мають одну незмінну швидкість руху і не вимагають регульованого електроприводу. Для деяких конвеєрів, обслуговуючих технологічні процеси (складальні конвеєри, фарбувальні і сушильні лінії тощо), в яких при зміні збирального або оброблювального виробу потрібна зміна швидкісного режиму, застосовується регульований електропривод.

Кілька конвеєрів можуть об'єднуватися загальним виробничим процесом в єдину транспортну систему. В цьому випадку рух окремих конвеєрів повинен бу-

ти строго узгоджені між собою по швидкості. До електроприводів таких конвеєрів пред'являються вимоги синхронізації швидкостей.

До електроприводів механізмів транспортних засобів з безперервним режимом роботи висуваються вимоги щодо забезпечення плавності пуску і гальмування з надійним обмеженням прискорення і ривка, а також максимального моменту двигуна і його похідної. Для канатних і стрічкових конвеєрів великої протяжності це вимога обумовлена наявністю великих мас поступально рухомих елементів, зведений момент інерції яких може в 10...20 разів перевищувати момент інерції двигунів, із значною піддатливістю канатів, що тягнуться і транспортерної стрічки. Великі махові маси установки збільшують можливість пробуксовування приводних барабанів і шківів відносно стрічок і канатів при пуску. Різке прикладення моменту при наявності пружних механічних зв'язків викликає механічні коливання під час пуску, в результаті чого в стрічці або канаті виникають додаткові динамічні зусилля. Вимога плавності пуску і уповільнення актуальна і для установок з коротким тяговим елементом. В одних випадках обмеження прискорення та ривка до необхідних норм диктується умовами транспортування людей (ескалатори, канатні дороги), в інших — умовою надійного зчеплення транспортованих виробів зі стрічкою (стрічкові конвеєри) або зменшенням розгойдування колисок і кабін (підвісні дороги).

Зазначені вимоги визначають вибір системи електроприводу для даної групи механізмів. Найбільш поширеним типом електроприводу механізмів безперервного транспортування є нерегульований привод змінного струму на основі асинхронних або синхронних двигунів.

Для плавного пуску асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором використовують пристрої плавного пуску та гальмування. Це дозволяє обмежити прискорення, ривок та динамічні перевантаження в стрічці конвеєра. Узгоджений рух конвеєрів потокової технологічної системи досягається застосуванням спеціальних схем включення двигунів. Зокрема, за допомогою електроприводу, виконаного за системою електричного валу, або використанням паралельного підключення асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором і перетворювача частоти. Асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором найпростіших одиночних конвеєрів управляються за допомогою магнітних пускачів або автоматами з максимальною і теплової захистом від перевантаження.

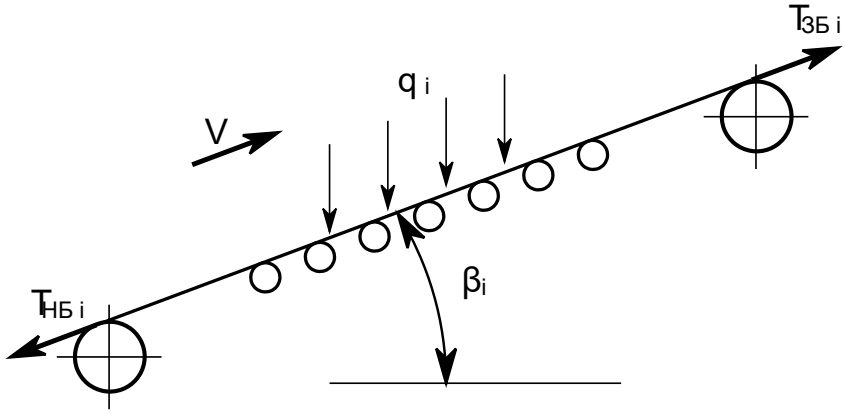
1.1 Розрахунок статичних навантажень конвеєра

При русі конвеєра привідний двигун долає статичне навантаження, створюване силами тертя в усіх рухомих елементах (в підшипниках катків, роликів; в місцях контакту роликів з опорами; в тяговому елементі при його вигинах), а також складову сили тяжіння транспортованого вантажу на похилих ділянках конвеєра.

Сили опору руху конвеєра можна розділити на дві складові: сили, що не залежать від натягу тягового елемента (виникають на прямолінійних горизонтальних і похилих ділянках та розподілені ділянкою рівномірно) і сили, які залежать від натягу тягового елемента (виникають на ділянках вигину і зосереджені в межах дуги цієї ділянки).

1.1.1 Прямолінійна ділянка

Прямолінійною ділянкою стрічкового конвеєра вважають відрізок між двома точками дотику на сусідніх роликах.



T — сила натягу стрічки в точці, що набігає, [Н];
$T_{збi}$ — сила натягу стрічки в точці, що збігає, [Н];
q_i — питоме навантаження, що припадає на 1 метр конвеєра [Нм];
β_i — кут нахилу ділянки конвеєра до горизонту.

$$T_{збi}=T_{нбi}+\Delta F_{пi}\text{, [Н];}$$

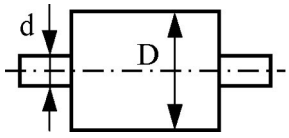
$\Delta F_{пi}$ — сила опору руху на прямолінійній ділянці:

$$\Delta F_{пi}=q_i\cdot L_i\left(C_{пi}\cdot\cos\beta_i\pm\sin\beta_i\right)\text{, [Н];}$$

L — довжина прямолінійної ділянки конвеєра, [м];
$C_п$ — результуючий коефіцієнт опору руху на прямолінійній ділянці:

$$C_{пi}=k_п\left(\mu\frac{d}{D}+\frac{2\cdot f}{D}\right),$$

$k_п=1{,}1\ldots1{,}3$ — коефіцієнт запасу;

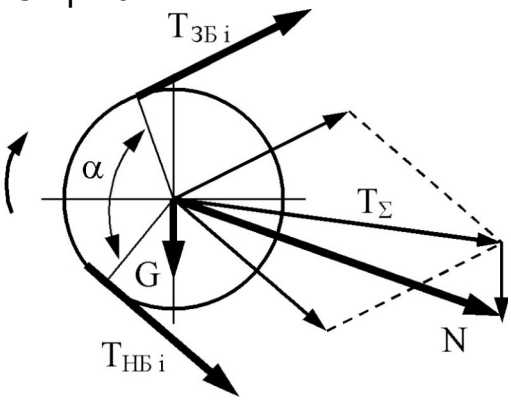


D — діаметр катка, [м];
d — діаметр цапф катків, [м];
μ — коефіцієнт тертя в підшипниках катків та роликів;
f — коефіцієнт тертя кочення між катками і стрічкою.

При русі на підйом $\sin\beta>0$ при русі на спуск $\sin\beta<0$.

1.1.2 Ділянка вигину

Ділянкою вигину вважається криволінійний відрізок стрічки, який обхоплює ролик від точки набігання до точки збігання. Довжина ділянки визначаються кутом обхвату α.



G — вага катка, [Н];
α — кут обхвату стрічкою катка на ділянці вигину.

Натяг на збігаючому боці:

$$T_{ЗБi}=T_{НБi}+\Delta F_{Bi}\text{, [Н];}$$

де ΔF_{Bi} — сила опору руху на ділянці вигину:

$$\Delta F_{Bi}=\xi\cdot T_{НБi}+N\cdot\mu\cdot\frac{d}{D}\text{, [Н]}$$

де N — рівнодіюча сила реакції катка;
ξ — коефіцієнт опору від вигину тягового елемента.

З трикутника векторів за теоремою косинусів знаходимо T_{Σ}:

$$T_{\Sigma}=\sqrt{T_{ЗБi}^2+T_{НБi}^2-2\cdot T_{ЗБi}\cdot T_{НБi}\cdot\cos\alpha}\text{, [Н].}$$

Для визначення сили N вважаємо, що $T_{ЗБi}\approx T_{НБi}$ і нехтуємо вагою катка G, так як зазвичай $G\ll T_{НБi}$.

$$T_{\Sigma}\approx T_{НБi}\sqrt{2\cdot(1-\cos\alpha)}=2\cdot T_{НБi}\cdot\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right);$$

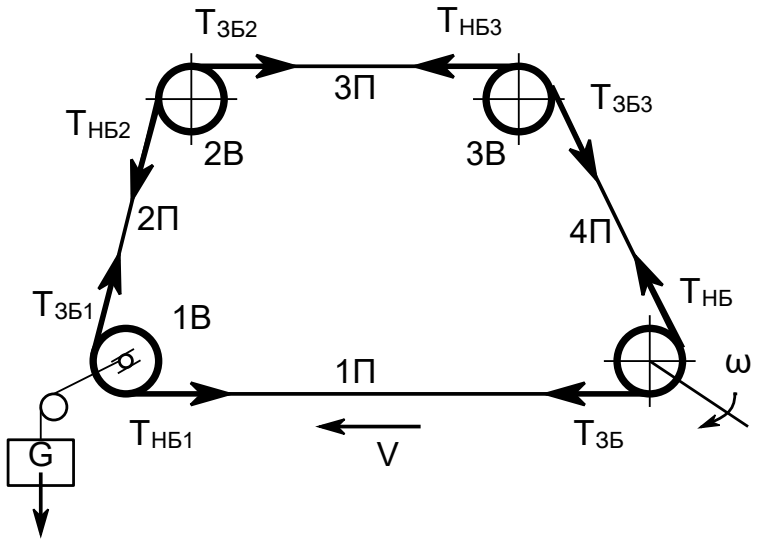
$$N\approx T_{\Sigma},\qquad \text{тоді: } T_{ЗБi}=C_{Зi}\cdot T_{НБi},$$

де $C_{Зi}$ — результуючий коефіцієнт опору руху на ділянці вигину:

$$C_{Bi}=\xi+2\cdot\mu\cdot\frac{d}{D}\cdot\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right);$$

$$T_{ЗБi}=T_{НБi}+C_{Зi}\cdot T_{НБi}=(1+C_{Зi})T_{НБi}=k_{Зi}\cdot T_{НБi}$$

$k_{Bi}=(1+C_{Bi})$ — коефіцієнт збільшення натягу на ділянці вигину.



$T_{НБ1}=T_{ЗБ}+\Delta F_{П1}$;
$T_{ЗБ1}=T_{НБ1}\cdot k_{B1}$;
$T_{НБ2}=T_{ЗБ1}+\Delta F_{П2}$;
$T_{ЗБ2}=T_{НБ2}\cdot k_{B2}$;
$T_{НБ3}=T_{ЗБ2}+\Delta F_{П3}$;
$T_{ЗБ3}=T_{НБ3}\cdot k_{B3}$;
$T_{НБ}=T_{ЗБ3}+\Delta F_{П4}$.

Зазвичай коефіцієнти $C_{Пi}$, C_{Bi} не розраховують, а беруть з довідників експериментально визначені значення.

Сили опору руху $\Delta F_{Пi}$, ΔF_{Bi} збільшують натяг стрічки на кожній дільниці.

Результуюча сила опору руху визначається як сума сил опору всіх ділянок конвеєра. Враховуючи, що силу опору руху повинен долати приводний елемент, при усталеному русі конвеєра статичне навантаження приводу можна визначити як різницю натягів стрічки на приводному барабані:

$$F_{СТ}=T_{НБi}-T_{ЗБi}\,.$$

Припустимо, що відомий натяг в точці збігання приводного барабана $T_{ЗБ}$, тоді шляхом послідовного розрахунку натягу стрічки на кожній ділянці конвеєра за наведеними вище формулами можливо визначити величину $T_{НБ}$.

$$\begin{aligned}T_{НБ}&=T_{НБ3}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П4}=T_{ЗБ2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П3}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П4}=\\&=T_{НБ2}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П3}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П4}=\\&=T_{ЗБ1}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П2}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П3}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П4}=\\&=T_{НБ1}\cdot k_{B1}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П2}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П3}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П4}=\\&=T_{ЗБ}\cdot k_{B1}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П1}\cdot k_{B1}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П2}\cdot k_{B2}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П3}\cdot k_{B3}+\Delta F_{П4}\,.\end{aligned}$$

Отриманий вираз для $T_{НБ}$ в згорнутій формі має вигляд:

$$T_{НБ}=T_{ЗБ}\cdot K_B+F_П\,,$$

де $K_B=\prod_{i=1}^{n-1}k_{Bi}$ — результуючий коефіцієнт збільшення натягу від всіх ділянок вигину стрічки;

$F_П=\sum_{i=1}^{n-1}\left(\Delta F_{Пi}\cdot\prod_{j=1}^{n-1}k_{Bj}\right)+\Delta F_{Пn}$ — результуюча сила опору руху на прямолінійних ділянках.

Об'єднуючи наведені вирази, отримаємо статичне навантаження приводу:

$$F_{СТ}=(K_B-1)\cdot T_{ЗБ}+F_П\,.$$

Значення $T_{ЗБ}$ заздалегідь невідомо і має бути визначено з додаткових умов.

За умовами роботи конвеєра регламентовані максимально допустимий провис стрічки і максимально можливе відношення $T_{НБ}/T_{ЗБ}$ для тягового органу, фрикційно з'єднаного з приводним барабаном. Для виконання цих умов в тяговому органі (стрічці) за допомогою натяжного пристрою повинно бути забезпечено певний попередній натяг T_0.

Для стрічкових і канатних конвеєрів на $T_{НБ}$ і $T_{СБ}$ накладається умова Ейлера, що виключає пробуксовування тягового елемента щодо приводного барабана:

$$\frac{T_{НБ}}{T_{ЗБ}}<e^{\mu\alpha_П}\,,$$

де $\alpha_П$ — кут обхвату стрічкою конвеєра приводного барабана, [рад];

μ — коефіцієнт тертя між стрічкою і приводним барабаном, $\mu=0{,}1\ldots0{,}3$).

Підставляючи в цю умову вираз для $T_{НБ}$, отримаємо:

$$T_{ЗБ}>\frac{F_П}{e^{\mu\alpha_П}-K_B}\,.$$

Оптимальним місцем розташування натягача є точка з мінімальним натягом стрічки T_0. У цьому випадку від натягача потрібно мінімальне зусилля G.

Для заданої кінематичної схеми конвеєра мінімальне натяг стрічки T_0 дорівнює натягненню стрічки в точці набігання натяжного барабана:

$$T_0 = T_{НБ1} = T_{ЗБ} + F_{П1}\,.$$

Щоб створити такий попередній натяг стрічки, необхідно використовувати вантаж, вага якого визначається як геометрична сума натягів стрічки в точці, що набігає та в точці, що збігає натяжного барабана:

$$G = T_0\sqrt{1 + k_{B1}^2 - k_{B1}\cdot\cos\alpha_H}\,,\ [\text{Н}].$$

де α_H — кут обхвату стрічкою конвеєра натяжного барабана.

1.2 Розрахунок динамічних навантажень конвеєра

У процесі пуску конвеєра виникають додаткові динамічні навантаження приводу, обумовлені рухомими масами самого конвеєра і його приводної станції.

На кожній прямолінійній ділянці конвеєра при пуску додатково збільшується натяг стрічки відповідно до формули:

$$T_{ЗБi} = T_{НБi} + \Delta F_{Bi} + m_i\cdot a_П\,, \qquad m_i = \frac{q_i\cdot L_i}{g} + \frac{4\cdot J_P}{D_P^2}\,,$$

де m_i — рухома маса однієї прямолінійної ділянки спільно з масою попередньої ділянки вигину, [кг]

$a_П$ — допустиме прискорення конвеєра при пуску, [м/с^2];

J_P — момент інерції одного ролика (катка), [кг·м^2];

D_P — діаметр одного ролика (катка), [м];

g — прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81$ м/с^2.

При розрахунку слід врахувати, що момент інерції приводного барабана не впливає на збільшення натягу стрічки конвеєра:

$$m_1 = \frac{q_1\cdot L_1}{g}\,.$$

Отже, результуючий натяг стрічки в точці, що набігає приводного барабана при пуску збільшиться порівняно зі статичним режимом роботи конвеєра:

$$T_{НБ} = T_{ЗБ}\cdot K_B + F_П + m_\Sigma\cdot a_П\,,$$

$$m_\Sigma = \sum_{i=1}^{n-1}\left(m_i\cdot\prod_{j=1}^{n-1} k_{Bj}\right) + m_n\,,$$

де m_Σ — розрахункова сумарна маса, [кг].

Отже, умова Ейлера має бути скоригована таким чином:

$$T_{ЗБ} > \frac{F_П + m_\Sigma\cdot a_П}{e^{\mu\,\alpha_П} - K_B}\,.$$

Таким чином, динамічні навантаження при пуску конвеєра можуть істотно підвищити як максимальний натяг стрічки, так і необхідне значення попереднього

натягу T_0. Щоб виключити високий рівень T_0 в сталому режимі для великих конвеєрів застосовують допоміжний натягач, який створює додатковий натяг тільки на період пуску конвеєра.

1.3 Визначення необхідної потужності та місця розташування приводних станцій конвеєра

Потужність приводної станції конвеєра для тривалого режиму роботи P_C визначається відповідно до розрахованого статичного навантаження F_{CT} і заданою швидкістю руху конвеєра V.

$$P_C = k_3 \frac{F_{CT} \cdot V}{\eta_P}, \text{ [Вт]}$$

де k_3 — коефіцієнт запасу, враховує неточності розрахунку сили опору руху, $k_3 = 1{,}1 - 1{,}3$;

V — швидкість руху конвеєра, [м/с];

η_P — ККД редуктора приводної станції, $\eta_P = 0{,}88 - 0{,}92$.

Номінальна потужність двигунів вибирається з умови:

$$P_{HOM} \geq P_C .$$

Приводну станцію доцільно розташовувати в такій точці траси конвеєра, яка забезпечувала б мінімум натягу стрічки як максимального T_{max}, так і середнього по всьому замкненому контуру

$$T_{CEP} = \frac{1}{l_{CEP}} \oint T\, dl .$$

Ця умова відповідає також мінімально можливому перетину стрічки і найменшому статичному навантаженню приводу. Таке розташування приводної станції вважається оптимальним. Для загального випадку конвеєрної траси зі складною конфігурацією визначити заздалегідь однозначно оптимальне місце розташування приводу не вдається. У цьому випадку розглядається декілька варіантів розташування приводної станції і приймається той з них, для якого натяг стрічки виявиться найменшими T_{max} та T_{CEP}.

Правила вибору місця розташування приводної станції:

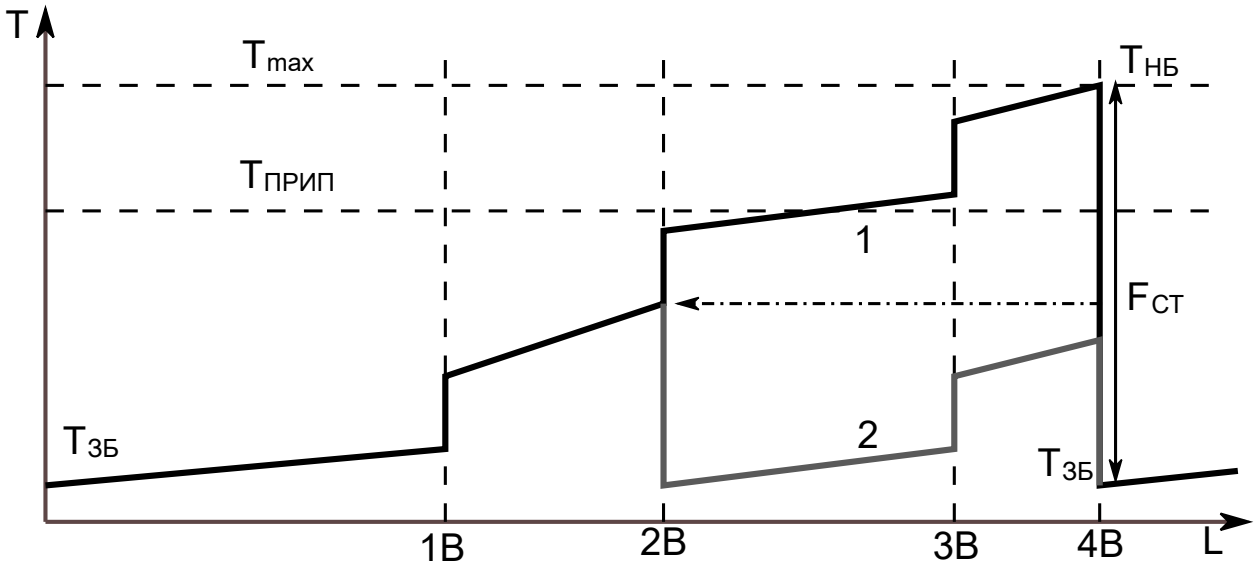
1. У односекційному конвеєрі (складається з однієї робочої і однієї холостої гілки) привод розташовується в кінці робочої ділянки;
2. У односекційному конвеєрі, який працює на спуск вантажу станція розташовується на початку робочого ділянки;
3. Якщо в конвеєрі кілька робочих ділянок, станція розташовується або в кінці найбільш важкої ділянки, або на початку найдовшої холостої гілки.

Для конвеєрів значної протяжності і з великою кількістю важких робочих ділянок може виявитися, що навіть оптимальне розташування приводної станції на трасі не забезпечує зниження максимального натягу до допустимого рівня. В

такому випадку односекційний конвеєр замінюють багатосекційним або встановлюють декілька приводних станцій.

Порядок розрахунку з декількома приводними станціями:

1. Визначаємо сили опору руху на кожній з ділянок.
2. Знаходимо значення $T_{ЗБ}$, $T_{НБ}$, $F_{СТ}$.
3. Визначаємо натяг на кожній ділянці конвеєра.
4. Будуємо діаграму натягу стрічки вздовж траси конвеєра для випадку з однією приводною станцією (крива 1 на рис)



5. Так як $T_{max} > T_{ПРИП}$, то для зниження значення T_{max} замість однієї приводної станції застосуємо кілька, число яких визначимо так:

$$n \geq \frac{F_{СТ}}{T_{ПРИП} - T_{ЗБ}}.$$

6. Припускаємо, що приводи строго ідентичні, і кожен з них розвиває зусилля $F_{СТ}/n$.
7. Нові приводи повинні бути рознесені трасою конвеєра так, щоб максимальний натяг стрічки обмежувався значенням:

$$T_{max} = T_{ЗБ} + \frac{F_{СТ}}{n} \leq T_{ПРИП}.$$

8. Це завдання вирішується графічним шляхом. Відрізок $F_{СТ}$ ділиться на n рівних частин і через точки поділу відрізка проводяться прямі, паралельні осі абсцис, до перетину з діаграмою натягу. Точкам перетину на осі абсцис відповідають місця розташування нових приводних станцій (на рис точка 2В).
9. Проводять перевірочний перерахунок діаграми натягу стрічки із збільшеною кількістю приводних станцій (крива 2 на рисунку).

Зазвичай місця розташування приводних станцій заздалегідь визначають з виробничо-конструктивних міркувань і погоджують із передбаченими на трасі ділянками вигину. Розрахунок діаграми натягу при цьому носить перевірочний характер з метою визначення максимального натягу.

2 ЕЛЕКТРОПРИВОД ТУРБОМЕХАНІЗМІВ

Турбомеханізми (насоси, вентилятори, компресори) за принципом дії поділяються на відцентрові та поршневі.

Механізми відцентрового і поршневого типів в силу особливостей їх конструкції і умов технологічного процесу не вимагають реверсування. Їх швидкість узгоджується зі швидкістю двигуна, тому електропривод цих установок виконується безредукторним і поставляється зазвичай комплектно з механізмом.

Відмінною особливістю даної групи механізмів є полегшені умови їх пуску. Ці механізми як в нормальних умовах, так і після аварійного відключення пускаються, як правило, «вхолосту». При цьому момент зрушання не перевищує 30–35% номінального моменту. Для установок вентиляторного типу, які пускаються під навантаженням, момент опору плавно зростає зі збільшенням швидкості, що сприятливо узгоджується з формою механічної характеристики асинхронного двигуна. В результаті прямий пуск вентилятора з асинхронним короткозамкненим двигуном або синхронним двигуном з асинхронної пусковою обмоткою відбувається під дією практично незмінного динамічного моменту. Зазначені особливості механізмів відцентрового і поршневого типів дозволяють в більшості випадків для їх приводу використовувати нерегульовані асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. В установках значної потужності (сотні і тисячі кіловат) доцільне застосування синхронних двигунів, що дозволяють активно впливати на результуючу реактивну потужність, споживану з мережі промисловим підприємством.

На деяких великих установках вентиляторного типу (гребні гвинти, шахтні вентилятори, димососи, аеродинамічні труби тощо) сумарний момент інерції електроприводу значно перевищує момент інерції двигуна. При цьому прямий пуск виявляється затягнутим і супроводжується істотним нагріванням обмоток асинхронного короткозамкнутого або синхронного двигуна. Тому в електроприводі зазначених установок знаходять застосування асинхронні двигуни з фазним ротором і в тому випадку, коли регулювання швидкості не потрібно. Реостатний спосіб пуску таких двигунів полегшує процес розгону установки, зменшує пускові струми і нагрів обмоток двигунів.

В установках, що вимагають плавного і автоматичного регулювання подачі, електропривод виконується регульованим. Характеристики механізмів відцентрового типу створюють сприятливі умови роботи регульованого електроприводу, як у відношенні статичних навантажень, так і необхідного діапазону регулювання швидкості. Наявні механічні характеристики показують, що при зменшенні швидкості, принаймні, квадратично знижується і момент опору на валу двигуна. Це полегшує тепловий режим двигуна при роботі на зниженій швидкості.

2.1 Розрахунок потужності відцентрових турбомеханізмів

Режим роботи відцентрових турбомеханізмів характеризується трьома основними параметрами:

- Подача (або витрати) **Q** [м^3/с; м^3/хв; м^3/год];
- Напір **H** [Па; Н/м^2] — для вентиляторів; [м] — для насосів;
- Кутова швидкість **ω** [об/хв; 1/с].

Ці величини визначають момент опору та потужність на валу механізму, за якими здійснюється вибір потужності двигуна.

2.1.1 Відцентровий вентилятор

Для відцентрового вентилятора потужність на валу визначає величина енергії, що передається газу, який переміщується за одиницю часу

Маса газу, яка переміщується за секунду:

$$m = F \cdot \upsilon \cdot \rho \text{ , [кг/с];}$$

де F — переріз газопроводу [м^2],
υ — швидкість руху газу [м/с];
ρ — щільність газу [кг/м^3].

Тоді вираз для енергії газу, який переміщується:

$$W = \frac{m \cdot \upsilon^2}{2} \cdot t = \frac{F \cdot \upsilon^3 \cdot \rho}{2} \cdot t \text{ , [Дж]}$$

звідки потужність на валу вентилятора:

$$P = \frac{F \cdot \upsilon^3 \cdot \rho}{2 \cdot \eta} \text{ , [Вт];}$$

де $\eta_B, \eta_П$ — ККД вентилятора та передачі.

Якщо ввести позначення для подачі Q та напору H як:
$Q = F \cdot \upsilon$, [м [с] — об’єм газу, який переміщується за секунду;
$H = \frac{\upsilon^2 \cdot \rho}{2}$, [Па; кг/(м·с^2)] — кількість енергії, яка передається одиниці ваги, тоді

$$P = k_З \frac{Q \cdot H}{\eta_B \cdot \eta_П} \text{ , [Вт]}$$

де $k_З = 1{,}1 - 1{,}6$ — коефіцієнт запасу.

З отриманих виразів видно, що $Q \approx C_1 \cdot \omega$, $H \approx C_2 \cdot \omega^2$, $P \approx C_3 \cdot \omega^3$, $M = P/\omega \approx C_3 \cdot \omega^2$, де C_1, C_2, C_3 — постійні коефіцієнти.

<u>Пам’ятка</u>

1 атм= 1,01340 ^{5} Па;
1 Па = 1 Н/м^2;
1 бар = 10^5 Па.

2.1.2 Відцентровий насос

Для відцентрового насоса, розмірковуючи аналогічно, отримаємо потужність на валу:

$$P = k_З \frac{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta_B \cdot \eta_П} \text{ , [Вт],}$$

де Q, [м^3/с] — подача чи об'єм рідини, яка переміщується за секунду;
H, [м] — напір, що створюється насосом;
ρ, [кг/м^3] — щільність перекачуваної рідини;
$g=9{,}81$ м/с — прискорення вільного падіння;
$k_3=1{,}1-1{,}4$ — коефіцієнт запасу.

Напір Н визначається за формулою:

$$H=H_Г+\Delta H+\frac{P_2-P_1}{\rho\cdot g}, \text{ [м];}$$

де $H_Г$ — геодезичний напір, що дорівнює різниці висот нагнітання та всмоктування, [м],
ΔH — втрата напору в магістралі (залежить від перерізу труб, якості їх обробки, викривлення ділянок), [м];
P_2 — тиск в резервуарі, куди перекачується рідина, [Па];
P_1 — тиск в резервуарі, звідки перекачується рідина, [Па].

2.1.3 Характеристики відцентрових механізмів

Основною характеристикою насосів, вентиляторів та компресорів є залежність створюваного напору Н від подачі цих механізмів Q.

Q-H характеристика разом із залежністю ККД від подачі при постійній швидкості визначають експлуатаційні властивості відцентрованих турбомеханізмів.

Розрахувати теоретично зазначені характеристики доволі складно, тому на практиці використовують експериментальні залежності $H=f(Q)$ та $\eta=f(Q)$, які наводяться в каталогах насосів для незмінної номінальної швидкості $\omega_H=const$.

Для отримання Q-H характеристики для довільної швидкості використовують закони пропорційності:

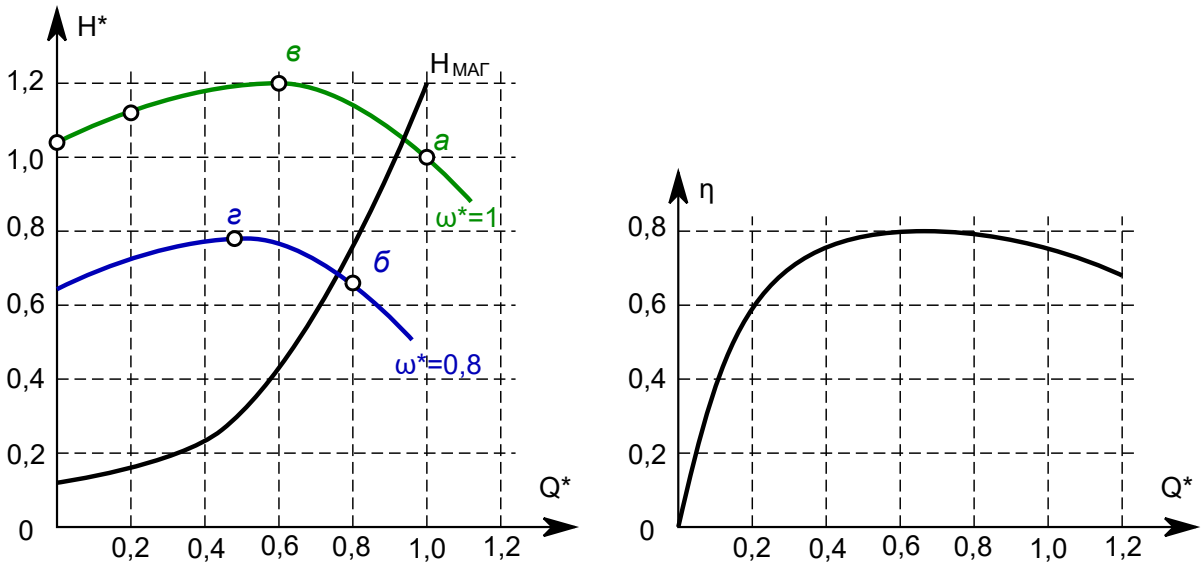
$$\frac{Q}{H}=const;\ \frac{H}{\omega^2}=const;\ \text{тоді: } \frac{Q_1}{Q_2}=\frac{\omega_1}{\omega_2};\ \frac{Q_1}{Q_2}=\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2;\ \frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2;$$

У випадку відомої номінальної Q-H характеристики задаються рядом значень Qe, яким відповідають значення He на вихідній природній Q-H характеристиці з $\omega_H=const$ та відповідно до виразу $\frac{H_1}{H_2}=\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$ розраховують параболи $H=He\left(\frac{Q}{Qe}\right)^2$, які проходять через обрані точки на вихідній характеристиці. Кожній точці параболи згідно з $\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{\omega_1}{\omega_2}$ відповідає певна швидкість механізму $\omega=\omega_H\cdot\frac{Q}{Qe}$.

З'єднавши точки парабол з однаковим значенням ω, визначаємо Q-H характеристику для $\omega=const$.

<u>Приклад</u>

Побудувати Q-H характеристику для $\omega_1=0{,}8\,\omega_H$.



Для точки «б»:

$$Q_б = Q_а \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_H}\right) = Q_а \cdot 0{,}8 = 1 \cdot 0{,}8 = 0{,}8\ ;$$

$$H_б = H_а \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_H}\right)^2 = H_а \cdot 0{,}8^2 = 1 \cdot 0{,}64 = 0{,}64\ .$$

Для точки «г»:

$$Q_г = Q_в \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_H}\right) = Q_г \cdot 0{,}8 = 0{,}6 \cdot 0{,}8 = 0{,}48\ ;$$

$$H_г = H_в \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_H}\right)^2 = H_в \cdot 0{,}8^2 = 1{,}2 \cdot 0{,}64 = 0{,}768\ ;$$ тощо.

З'єднуємо отримані точки при $\omega_1 = 0{,}8\,\omega_H$.

На рисунку також показана характеристика магістралі, на яку працює насос $H^*_{МАГ} = f\left(Q^*\right)$. Вона являє собою залежність між подачею Q та напором H, який необхідно для підйому рідини на висоту подолання надлишкового тиску на виході з нагнітального трубопроводу та гідравлічних опорів.

Точки перетину Q-H характеристик насоса з характеристикою магістралі визначають значення напору та продуктивності при роботі насосу на певну магістраль при різних швидкостях.

В загальному випадку $H_{МАГ} = H_{СТ} + k_{МАГ} \cdot Q^2$, [м]

де $H_{СТ}$ — статичний напір магістралі, [м];

$k_{МАГ}$ — коефіцієнт опору магістралі.

Залежність ККД від подачі, яка також надається в каталозі для $\omega_H = const$, показана на рисунку. Якщо необхідно визначити ККД турбомеханізму для не номінальної швидкості, то керуються наступними міркуванням:

Оскільки закони пропорційності отримані виходячи з припущення про постійність ККД, то і допоміжні параболи на рисунку є лініями постійного ККД механізму. Тому, якщо необхідно визначити ККД для будь-якої точки, то проводимо параболу через цю точку до перетину з номінальною Q-H характеристикою,

знаходимо на ній значення Q і по цьому значенню на графіку $\eta = f(Q)$ визначаємо ККД для цієї швидкості.

Тобто, для визначення ККД $H^*_{МАГ} = f(Q^*)$ для не номінальної Q-H характери $H^*_{МАГ} = f(Q^*)$ тики в точці перетину характеристики магістралі , необхідно значення Q^*_x привести до номінальної характеристики

$$Q^*_{x\,H} = Q^*_x \cdot \left(\frac{\omega^*_H}{\omega^*_x} \right).$$

2.1.4 Визначення статичного моменту M_C на валу механізму

Момент опору знаходять через потужність P_C на валу механізму: $M_C = P_C / \omega$

а) В окремому випадку, коли $Hcm = 0$ (відсутній статичний напір в магістралі)

$$Hмаг = He \cdot \left(\frac{Q}{Qe} \right)^2 = He \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2; \; Q = Qe \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right);$$

$$M_C = \frac{P_C}{\omega} = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot \omega} = Qe \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right) \cdot He \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 \frac{1}{\eta \cdot \omega} = \frac{Qe \cdot He}{\eta_H \cdot \omega_H} \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2 = Mce \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H} \right)^2,$$

де Mce — момент опору, який відповідає номінальній швидкості механізму,

$$Mce = \frac{Qe \cdot He}{\eta_H \cdot \omega_H}.$$

б) У випадку коли $Hcm \neq 0$:

- будують сімейство статичних Q-H характеристик по відомій природній каталожній характеристиці;
- відповідно до параметрів магістралі будують характеристику напору в магістралі $Hмаг = f(Q)$;
- отримують точки перетину сімейства Q-H характеристик та напору в магістралі $Hмаг = f(Q)$, визначають для кожної точки Q та H;
- розраховують статичний момент в кожній з цих точок $Mc = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot \omega}$;
- будують характеристику $Mc = f(\omega)$.

2.1.5 Вибір двигуна для турбомеханізмів

Турбомеханізми відцентрового типу зазвичай характеризуються тривалим режимом роботи, тому номінальна потужність двигуна насосів і вентиляторів, що працюють з постійною швидкістю, визначається з умови:

$$P_H \geq P_C$$

2.2 Розрахунок потужності поршневих турбомеханізмів

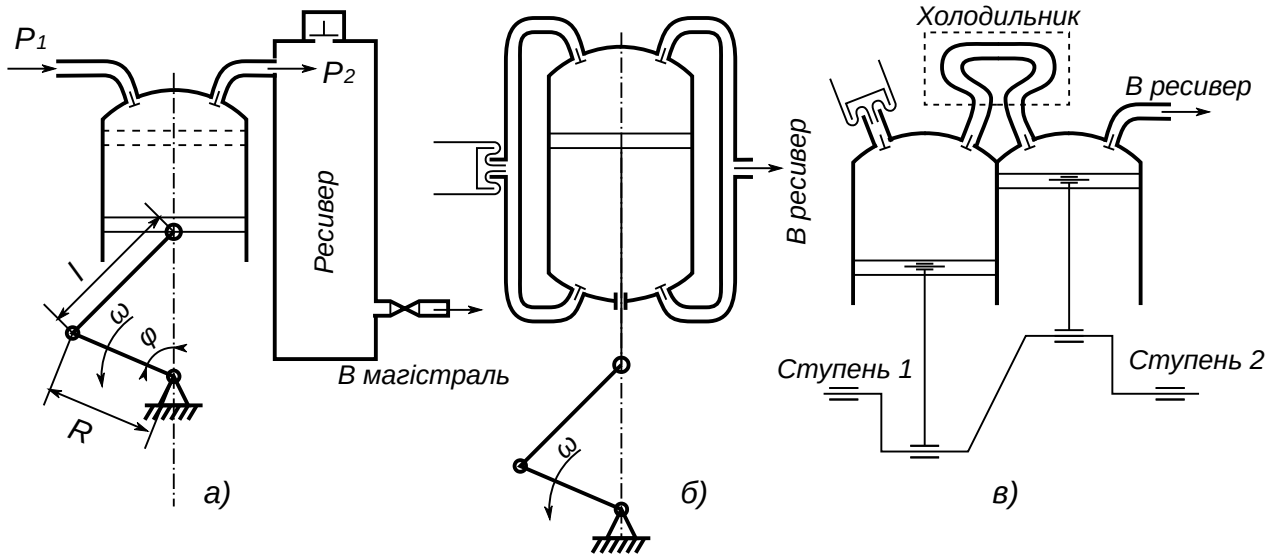
За конструкцією поршневі компресори діляться на:

- Механізми простої (одинарної) і подвійної дії;

- Одноступінчаті і багатоступінчаті механізми.

У одноступінчатом компресорі простої дії (рисунок а) подача здійснюється тільки при русі поршня вперед, при зворотному ході подача відсутня. У компресорі подвійної дії (рисунок б) обидва рухи поршня використовуються як робочі.

Багатоступінчастий компресор (рисунок в) являє собою послідовне з'єднання декількох одноступінчатих компресорів з метою підвищення результуючого тиску.



Робота компресора супроводжується пульсаціями моменту опору на його валу. У такті стиснення постійна сила F тиску газу на поршень викликає зміну моменту опору на валу компресора за наступним законом:

$$M_{CT}=F\cdot\rho=P\cdot S_{\Pi}\cdot R\cdot\sin(\omega t)=M_{CT\,max}\cdot\sin(\omega t)$$

$$F=P\cdot S_{\Pi},\ \rho=R\cdot\sin(\varphi),\ \varphi=\omega t,\ M_{CT\,max}=P\cdot S_{\Pi}\cdot R;$$

де P — вихідний тиск компресора;

S_{Π} — площа поршня;

ρ — радіус поршня;

φ — кут повороту кривошипно-шатунного механізму;

ω — кутова швидкість обертання кривошипа;

R — радіус кривошипа;

$M_{CT\,max}$ — амплітудне значення моменту опору.

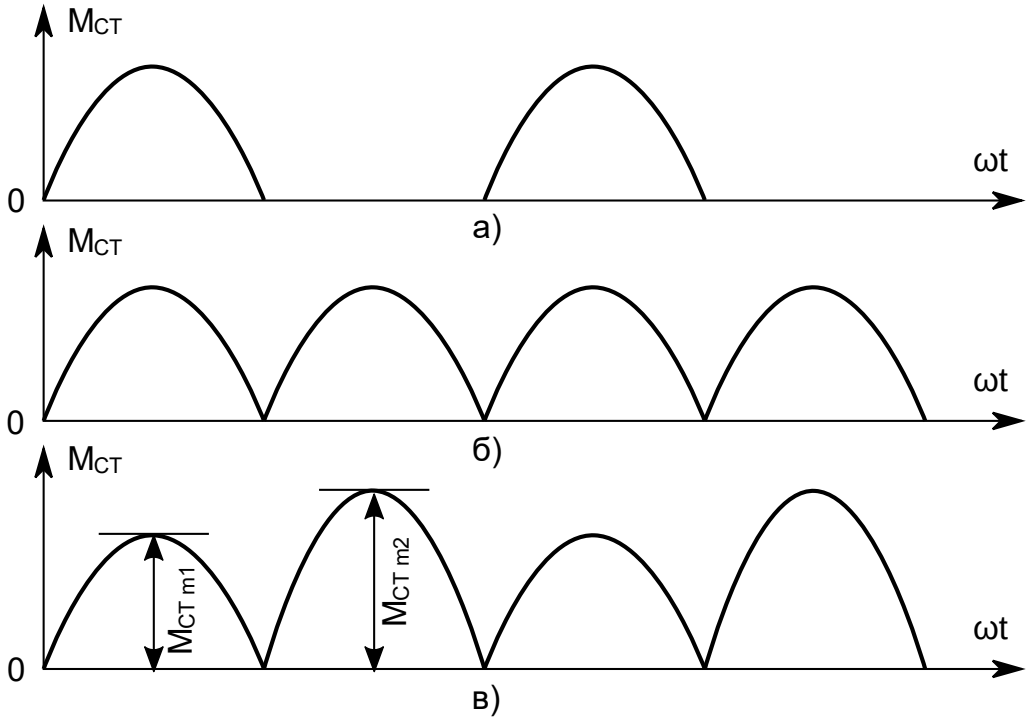
З даних виразів видно, що момент опору, а значить і потужність на валу поршневих турбомеханізмів змінюється за синусоїдальним законом в залежності від кута повороту кривошипа φ.

Зміна моменту опору $M_C=f(Q)$ наведено на рисунках.

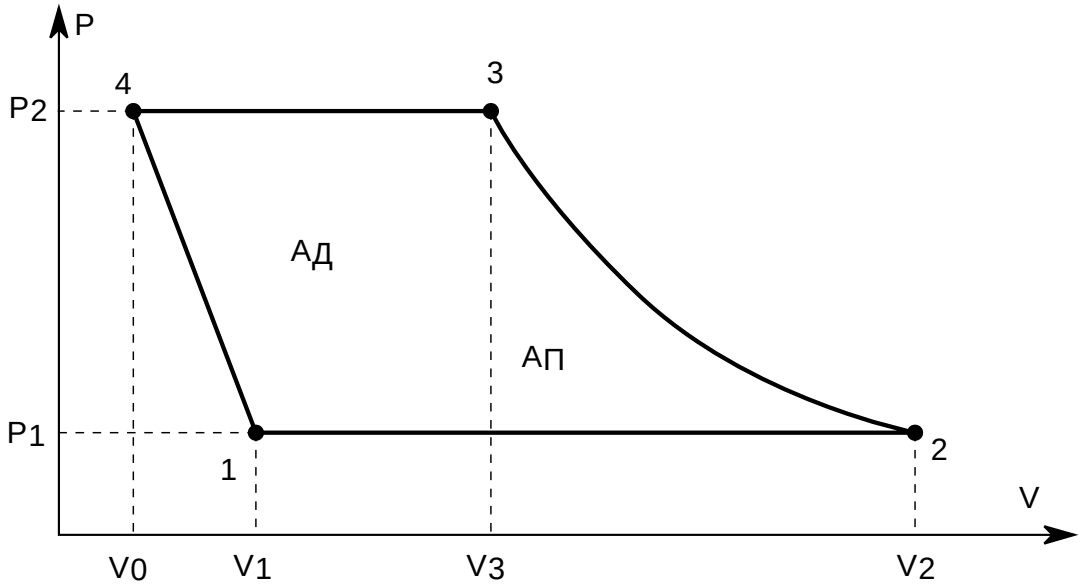
З рисунків видно, що на середню величину моменту опору Мс накладається періодична складова з кутовою частотою ω для компресорів одинарної дії (рисунок а) і 2 ω — для компресорів подвійної дії (рисунок б).

Для двоступінчатого компресора (рисунок в) при тому ж об’ємі циліндра другої ступені сила і момент опору в такті стискання другої ступені виявляються більшими через більший тиск в циліндрі другої ступені.

Для вирівнювання графіка навантаження зазвичай на валу компресорів встановлюють маховик.



Потужність на валу поршневих турбокомпресорів визначається з індикаторної діаграми стиснення газу $P=f(V)$ (залежність тиску газу в циліндрі P від об’єму газу під поршнем V).



У точці 4 поршень одноступінчастого компресора простої дії знаходиться в крайньому правому положенні. На ділянці 4-1 при переміщенні поршня ліворуч

відбувається розширення газу, який залишився в просторі під поршнем — тиск знижується з P_2 до P_1.

У точці 1 відкривається всмоктуючий клапан. При подальшому збільшенні об'єму від V_1 до V_2 відбувається всмоктування газу при тиску, трохи меншому P1 через втрати на проходження газу через всмоктуючий клапан.

У точці 2 поршень починає рухатися праворуч, всмоктувальний клапан закривається і починається такт стиснення газу (ділянка 2-3). Цей процес може здійснюватися за адіабатичним законом (без віддачі тепла в зовнішнє середовище), за ізотермічним законом (при постійній температурі газу), або ж за політропичним законом (реальний процес, що супроводжується відведенням частини, виділеного при стисненні газу, тепла в систему охолодження компресора).

У точці 3 відкривається нагнітальний випускний клапан, що з'єднує циліндр з ресивером (акумулятором стисненого до тиску P_2 газу). На ділянці 3-4 відбувається виштовхування газу з тиском трохи більшим P_2 (через втрати на проходження газу через випускний клапан) з циліндра в ресивер. У точці 4 цикл закінчується.

Площа, обмежена індикаторною діаграмою, дорівнює роботі $A_{ІНД}$, виконаною компресором за один цикл. Вона складається з двох складових:

$A_П$ — робота політропічного процесу стиснення газу, [Дж]

$A_Д$ — додаткова робота, [Дж]

Робота політропічного процесу стиснення газу:

$$A_П = \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot V_2 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ [Дж];}$$

де P_1 — початковий тиск газу, [Па];

P_2 — кінцевий тиск стиснутого газу, [Па];

V_2 — початковий об'єм газу, [м^3];

n — показник політропи, який визначається із рівняння $PV^n = const$:

$$P_1 V_2^n = P_2 V_3^n; \ \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^n; \ \ln\left(\frac{P_1}{P_2} \right) = \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^n; \ \ln\left(\frac{P_1}{P_2} \right) = n \cdot \ln\left(\frac{V_3}{V_2} \right);$$

$$n = \frac{\ln(P_1) - \ln(P_2)}{\ln(V_3) - \ln(V_2)}.$$

Додаткова робота:

$$A_Д = (P_2 - P_1) \cdot \left(V_3 - \frac{V_1 + V_0}{2} \right), \text{ [Дж].}$$

Повна робота, що здійснюються компресором за один цикл, яка визначається з індикаторної діаграми:

$$A_{ІНД} = A_П + A_Д, \text{ [Дж].}$$

Якщо політропічна діаграма невідома, то для визначення політропічної роботи стиснення газу користуються наближеною формулою:

$$A_П \approx \frac{A_I + A_A}{2}, \text{ [Дж].}$$

де A_I — робота ізотермічного стискання газу (при постійній температурі процесу, $PV = const$), [Дж];

A_A — робота адіабатичного стискання газу (без теплообміну із зовнішнім середовищем, при $PV^V = const$), [Дж].

$$A_I = P_1 \cdot V_2 \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right), \text{ [Дж];}$$

$$A_A = \frac{\nu}{\nu - 1} \cdot P_1 \cdot V_2 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\nu-1}{\nu}} - 1\right], \text{ [Дж];}$$

де $\nu = C_P / C_V$ — відношення теплоємності газу при постійному тиску C_P до теплоємності газу при постійному обсязі C_V.

- для одноатомних газів $\nu = 5/3$;
- для двохатомних газів $\nu = 7/5$;
- для багатоатомних газів $\nu = 4/3$.

Обсяг газу V_3, необхідний для розрахунку додаткової роботи $A_Д$, в разі відсутності політропічної діаграми знаходиться таким чином:

$$V_{3П} \approx \frac{V_{3И} - V_{3A}}{2}, \text{ [м}^3\text{];}$$

де $V_{3П}$ — об’єм газу в т. 3 для політропічного стиснення газу, [м^3];

V_{3I} — об’єм газу в т. 3 для ізотермічного стиснення газу (визначається за індикаторною діаграмою), [м^3];

V_{3A} — об’єм газу в т. 3 для адіабатичного стиснення газу, [м^3].

Об’єм газу V_{3A} визначається на основі адіабатичного закону $PV^n = const$ із рівняння $P_1 V_2^\nu = P_2 V_{3A}^\nu$:

$$V_{3A} = \sqrt[\nu]{\frac{P_1 \cdot V_2^\nu}{P_2}}, \text{ [м}^3\text{].}$$

Середня потужність на валу поршневого компресора за цикл роботи:

$$P_C = \frac{k_З \cdot A_{ІНД} \cdot Q_1}{V_P \cdot \eta_K \cdot \eta_П}, \text{ [Вт];}$$

де $k_З$ — коефіцієнт запасу, що враховує чинники, які неможливо врахувати. $k_З = 1{,}05 \ldots 1{,}3$ (більші значення відносяться до меншої потужності);

Q_1 — подача (продуктивність) компресора, зведена до початкового тиску газу P_1, [м^3/с];

V_P — робочий об'єм циліндра (обсяг газу, що всмоктується компресором за цикл при початковому тиску газу P_1), [м^3];

η_K — ККД компресора, $\eta_K = 0{,}6 \ldots 0{,}8$;

$\eta_П$ — ККД механічної передачі.

Турбомеханізм поршневого типу зазвичай характеризуються тривалим режимом роботи, тому номінальна потужність двигуна компресорів, що працюють з постійною швидкістю, визначається з умови:

$$P_H \geq P_C .$$

Орієнтовно потужність двигуна компресорів можна визначити за спрощеною формулою:

$$P_H = \frac{M_{CP} \cdot \omega_H}{\eta_K \cdot \eta_П}, \text{ [Вт];}$$

де M_{CP} — середнє значення моменту опору за один оберт валу, [Н·м];

ω_H — номінальна швидкість обертання валу компресора, [рад/с].

Для потужних турбомеханізмів, потужність розраховують через середньоквадратичне значення статичного моменту:

$$P_H = \frac{M_{EФ} \cdot \omega_H}{\eta_K \cdot \eta_П}, \text{ [Вт];} \qquad M_{EФ} = \sqrt{\int_0^{2 \cdot \pi} M^2 \, d\varphi / (2 \cdot \pi)}, \text{ [Н·м].}$$

КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ

Кожне індивідуальне завдання за всі правильно виконані пункти, зазначені в умовах (розрахувати, визначити, намалювати, побудувати залежність тощо) оцінюється загальною максимальною оцінкою 100 балів.

Оцінка буде знижена, якщо:

- пункт завдання не виконаний взагалі;
- пункт завдання не виконаний в повному обсязі;
- значення в розрахункових виразах закреслене чи виправлене, але нове значення нерозбірливе;
- в виразах неправильно вжиті одиниці виміру величин;
- значення в розрахункових виразах, яке отримано з вихідного графіка, не позначене на самому графіку, отже його неможливо перевірити;
- розрахункова формула без записаних числових значень для розрахунку;
- не вказані одиниці виміру розрахованої величини.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ключев В.И., Терехов В.М. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов. — М.: Энергия, 1980. — 360 с.
2. Соколов М.М. Автоматизированный электропривод общепромышленных механизмов. — М.: Энергия, 1976. — 488 с.
3. Браславский И.Я. Асинхронный полупроводниковый электропривод с параметрическим управлением. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 224 с.
4. Браславский И.Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод. — М.: Издательский центр «Академия», 2004. — 256 с.
5. Чиликин М, Г., Сандлер А. С. Общий курс электропривода: Учебник для вузов. — 6-еизд, доп. Иперераб. — М.: Энергоиздат, 1981. — 576 с.
6. Иванов Г.М., Никитин Б.К. Автоматизированный электропривод агрегатов непрерывного действия. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 224 с.
7. Вейнер А.М. Регулируемый синхронный электропривод. М.: — Энергоатомиздат, 1985. — 224 с.
8. Дьяков В.И. Типовые расчеты по электрооборудованию Практ. пособие — 7-е изд., перераб. и доп. — М. Высш. шк., 1991.— 160 с.: ил.

Навчально-методичне видання

БОРОДАЙ Валерій Анатолійович
БОРОВИК Роман Олексійович

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до практичних робіт з дисципліни
«Вентильний електропривод загальнопромислових механізмів»

для студентів спеціальності 141 «Електротехніка, електроенергетика та електромеханіка»

Підготовлено до виходу в світ
у Національному технічному університеті
«Дніпровська політехніка».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842
49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19