

Возняк О.М.

Штуць А.А.

Колісник М.А.

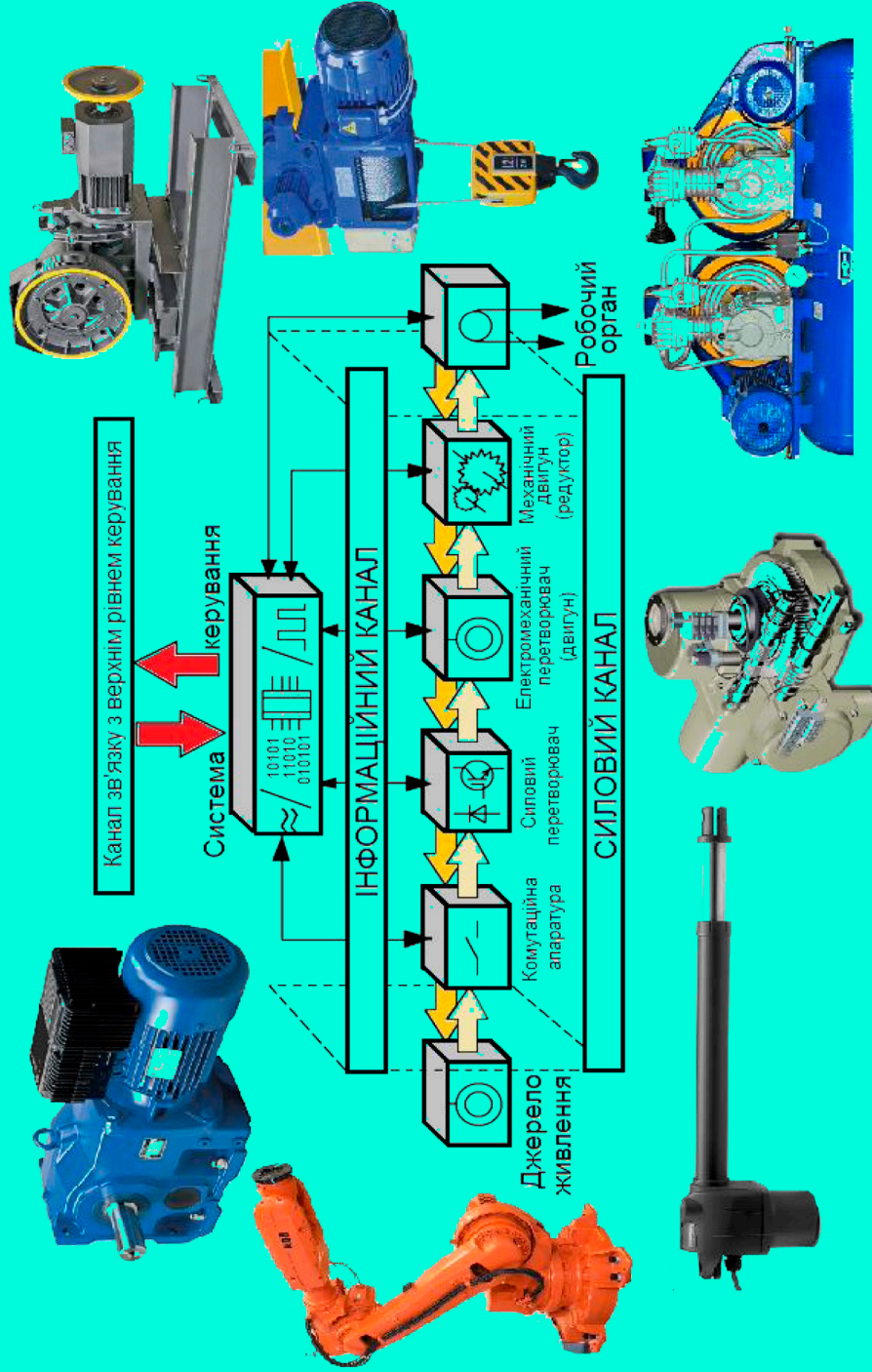
СУЧАСНІ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ

Частина 1



СУЧАСНІ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ

Возняк О. М.
Штуць А. А.
Колісник М. А.



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Возняк О. М., Штуць А. А., Колісник М.А.

Сучасні системи електроприводів

Навчальний посібник



Частина 1

Вінниця – 2021

УДК 621.3.067(0758)
В–64

Рекомендовано до друку Вченою радою
Вінницького національного аграрного університету
27 травня 2021 р. (протокол № 11)

Рецензенти:

Острроверхов М.Я., д. т. н., проф., завідувач кафедри Теоретичної електротехніки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»;

Кутін В. М. д. т. н., проф., завідувач кафедри електромеханічних систем автоматизації в промисловості і на транспорті, Вінницького національного технічного університету;

Веселовська Н.Р. – доктор технічних наук професор, завідувач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва, Вінницького національного аграрного університету.

Возняк, О.М., Штуць. А.А., Колісник М.А.

В–64 Сучасні системи електроприводів. Теорія та практика. Частина 1. /
Навчальний посібник. – Вінниця: ТВОРИ, 2021. – 280 с.

ISBN 978-966-949-835-9

Навчальний посібник в двох частинах присвячений розгляду питань сучасних систем електропривода. Структура даного посібника містить теоретичну частину та практичні приклади, що дозволяє забезпечити ефективне засвоєння дисципліни студентами та продуктивну самостійну роботу. Теоретична частина присвячена питанням дослідження електроприводів неперервної дії з двигунами постійного і змінного струму. У прикладах наведені розрахунки основних типів механізмів неперервної дії.

Навчальний посібник рекомендовано для студентів другого (магістерського) рівня вищої освіти, які навчаються за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка».

УДК 621.3.067(0758)

© О.М. Возняк, 2021

© А.А. Штуць, 2021

© М.А. Колісник, 2021

ISBN 978-966-949-835-9

© ВНАУ, 2021

Зміст

Вступ	5
Розділ 1. Основні властивості й особливості механізмів циклічної та безперервної дії.....	9
1.1. Види навантажень і класифікація типових виробничих механізмів.....	9
1.2. Технологічні особливості електроприводів інерційних механізмів ...	14
1.3. Динамічні навантаження в машинах і установках з пружними і гнучкими механічними зв'язками	19
1.4. Особливості динамічних режимів електроприводів інерційних механізмів.....	31
1.5. Обмеження механічних перевантажень електроприводів типових виробничих механізмів	41
1.6. Особливості статичної і динамічної взаємодіючих електроприводів.....	52
Розділ 2. Електропривод механізмів безперервної дії з постійним навантаженням	65
2.1. Аналіз навантажень. Побудова навантажувальних діаграм. Розрахунок потужності двигуна	65
2.2. Особливості роботи електроприводів безперервної дії в усталеному режимі.....	85
2.3. Динамічні режими механізмів безперервного транспорту.....	92
2.4. Вимоги до електропривода механізмів безперервної дії і вибір його типу.....	106
2.5. Електропривод механізмів безперервного транспорту	119
Розділ 3. Електропривод механізмів безперервної дії із змінним навантаженням	127

3.1. Аналіз навантажень механізмів відцентрового і поршневого типів визначення потужності двигуна	127
3.2. Електропривод механізмів безперервної дії з моментом навантаження, що залежить від швидкості	136
3.3. Способи регулювання продуктивності	139
3.3.1. Механічний спосіб регулювання продуктивності	139
3.3.2. Електричний спосіб регулювання продуктивності механізмів з навантаженням що залежить від швидкості	143
3.3.3. Порівняльний аналіз способів регулювання подачі відцентрових насосів	159
3.4. Електропривод механізмів безперервної дії з навантаженням що залежить від часу. Аналіз навантажень. Вибір типу електропривода	164
3.5. Приклади схем електропривода механізмів відцентрового і поршневого типів	181
Розділ 4. Побудова сучасних систем керування електроприводами	191
4.1. Загальний підхід до побудови замкнених систем керування	191
4.2. Системи керування електроприводами постійного струму	211
4.3. Системи керування електроприводами змінного струму	246
Література	275

Вступ

Одним з основних споживачів електричної енергії є електричний привод – електромеханічний пристрій, що приводить в дію робочі органи машин і керує її технологічним процесом. Преважна більшість технологічних процесів в сучасному промисловому і сільськогосподарському виробництві реалізовується за допомогою механічної енергії, отримання якої найбільш зручне шляхом електромеханічного перетворення. Довершеність системи електромеханічного перетворення енергії, досконалість електропривода в кінцевому підсумку зв'язана з ефективністю суспільного виробництва в цілому.

У сільському господарстві для виробництва продукції використовують робочі машини (РМ), виконавчий орган (ВО) яких може приводитися в рух різноманітними приводами. Привод – це система пристроїв, призначених для перетворення енергії будь-якого виду в механічну, для приведення в рух РМ і керування цим рухом.

Залежно від виду первинної енергії розрізняють ручний, паровий, гідравлічний, вітряний, тепловий, пневматичний та електричний приводи.

Електропривод (ЕП) є основним приводом у сільському господарстві. Порівняно з іншими видами приводів, ЕП має такі переваги: високий коефіцієнт корисної дії (ККД), надійність, високий рівень автоматизації, екологічну чистоту, компактність тощо.

У сільськогосподарському виробництві здебільшого застосовують ЕП з асинхронним двигуном з короткозамкненим ротором (АДКЗР).

Електропривод (ЕП) – це електромеханічна система, яка здійснює кероване перетворення електричної енергії в механічну і загалом складається з таких елементів: електричного перетворювального, електромеханічного перетворювального (електродвигунного), механічного передавального та керуючого пристроїв, і призначена приводити в рух виконавчий орган робочої машини та керувати цим рухом.

Структурну схему сучасного автоматизованого ЕП наведено на рис. В1.

На схемі використані такі позначення:

1. ДЕЕ – джерело електричної енергії (мережа, автономне джерело, акумулятор);
2. ПП – перетворювальний пристрій, який застосовується для перетворення і регулювання параметрів електричної енергії, що надходить від ДЕЕ до двигуна (трансформатор, випрямляч, інвертор);

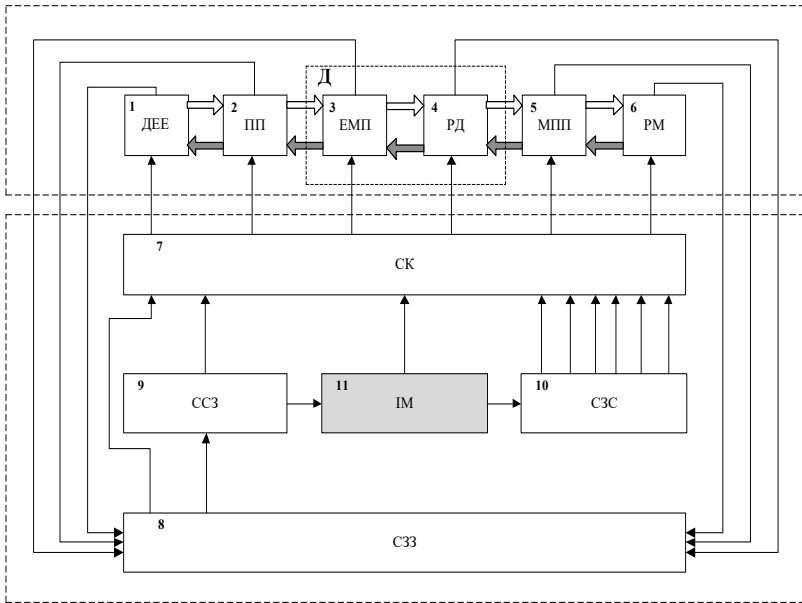


Рисунок В1 – Структурна схема сучасного автоматизованого електропривода

3. ЕМП – електромеханічний перетворювач електричної енергії в механічну або навпаки (статор двигуна);

4. РД – ротор двигуна;

ЕД це сукупність двох елементів: власне електромеханічного перетворювача, що перетворює електричну енергію в механічну, і механічного елемента (рухомої частини двигуна), поданого масою ротора в момент, що впливає на нього, і обертається з визначеною швидкістю;

5. МПП – механічний передавальний пристрій, що служить для узгодження руху електричного двигуна і виконавчого органа робочої машини і забезпечує зміну параметрів механічної енергії. У якості МПП можуть використовуватися різноманітні види передач (редукторні, ремінні і кривошипно–шатунні). У ряді випадків МПП відсутній, і електричний двигун безпосередньо з’єднується з виконавчим органом ВО;

6. РМ – робоча машина (виконавчий орган робочої машини);

7. СК – система керування, за допомогою якої здійснюється управління процесом перетворення енергії. Вона виробляє керуючий вплив у функції різноманітних сигналів;

8. СЗЗ – система зворотних зв'язків дозволяє отримати інформацію, від спеціальних сенсорів про процеси перетворення енергії та реальні параметри механічного руху;

9. ССЗ – система сигналізацій та захистів дозволяє донести інформацію про роботу електропривода та забезпечити необхідний захист і блокування при роботі ЕП;

10. СЗС – система задаючих сигналів виконує функцію вірцевого задавача необхідних параметрів;

11. ІМ – інтелектуальний модуль або оператор (людина).

У електроприводі можна виділити два основних канали: *силовий і інтелектуально-інформаційний* (на схемі силовий канал показано жирними стрілками, а інформаційний – тонкими). По силовому каналу передається перетворена електроенергія. По інформаційному каналу здійснюється керування процесом її перетворення, а також проводиться збір інформації про стан системи, діагностика її несправностей тощо.

В свою чергу, у силовому каналі можна виділити дві частини – електричну і механічну. Обов'язковим елементом силового каналу є електричний двигун, який є елементом обох частин.

З огляду на структуру ЕП, останній може бути визначений як електромеханічна система, що складається з електричних і механічних елементів, та призначена для здійснення керованого процесу взаємного перетворення електричної енергії в механічну і передачі її виконавчому органу робочої машини. Основою будь-якого ЕП є один або декілька ЕД постійного або змінного струму, призначених для перетворення ЕЕ на МЕ.

Створення досконалого електропривода базується на прийнятті принципових рішень по вибору типу електромеханічного пристрою і системи керування ним з урахуванням технологічного процесу, умов роботи машини і окремих її механізмів, діючих в цьому процесі. Пояснюється це великою кількістю технологічних процесів, їх взаємозв'язків та належністю до різноманітних галузей народного господарства. До того ж, в одному технологічному процесі можуть брати участь багато різного роду машин.

Однак одна й та сама машина може працювати в абсолютно різних технологічних процесах. Машини визначаються [1] як механічні пристрої з погоджено працюючими частинами, що здійснюють певні доцільні рухи для перетворення енергії, матеріалів або інформації за видом функцій, що ними виконуються. Машини діляться на енергетичні, що призначені для перетворення

енергії (наприклад, електродвигуни, електрогенератори, турбіни тощо), і робочі, які здійснюють зміну форми, властивостей, стану і положення предмета праці або збір, переробку і використання інформації. До робочих машин відносяться технологічні, машини–знаряддя (типу металорізальних верстатів, сільськогосподарських, текстильних, будівельних і т.п.), транспортуючі (типу конвеєрів, підйомних кранів, ліфтів тощо), обчислювальні машини і пристрої та ін.

В свою чергу машина розглядається як сукупність механізмів (в конкретному випадку може бути тільки один механізм), що здійснюють функції руху та передавальні і виконавчі функції. Механізм [1] це сукупність рухомо–з'єднаних тіл (ланок), що здійснюють під дією прикладених сил певні доцільні рухи, або головний (робочий), або допоміжний рух, що реалізує разом з головним технологічну або підйомно-транспортну операцію. Важливо відзначити, що певний механізм може бути в складі різноманітних технологічних або робочих машин.

Велика кількість технологічних процесів, машин, механізмів робить розв'язок задачі дослідження особливостей електроприводів і прийняття принципових рішень в області електропривода конкретних механізмів практично неможливим. В основу аналізу і синтезу систем електромеханічних пристроїв повинні бути покладені принципи, що опираються на класифікацію механізмів за рядом ознак, частина з яких має відношення до характеристик механізму, інша за вимогою безпосередньо до електропривода.

Сучасні системи електроприводів передбачають велику кількість впливів та взаємодій, що є досить складною задачею при реалізації систем керування. Розімкнуті системи керування не забезпечують достатньо високого рівня регулювання основних координат електропривода.

Для реалізації вимог високотехнологічних процесів необхідна сучасна система керування електроприводом. Використання таких складних, багатопрофільних і як правило замкнутих систем вимагає від розробників більш детальних знань в області управління, основних законів регулювання для забезпечення виконання базових показників якості керування.

Вивчення розділу «Побудова сучасних систем керування електроприводами» на думку авторів дозволить студентам опанувати основні елементи систем керування та ознайомитися з особливостями побудови замкнутих систем керування електроприводами змінного та постійного струмів.

Розділ 1. Основні властивості й особливості механізмів циклічної та безперервної дії

1.1. Види навантажень і класифікація типових виробничих механізмів

Ознаки характеристик механізму, що визначають вибір системи електропривода, можна сформулювати таким чином:

1. Режими роботи за часом (рис. 1.1) – безперервної (крива 1) і циклічної (крива 2) дії. Під безперервним режимом роботи механізму розуміють тривалий режим його роботи, протягом якого повністю завершується технологічна операція. Час безперервної дії механізму повинен бути не менше сталої нагріву T_n приводного двигуна. Циклічний режим характеризується чергуванням періодів роботи t_p і пауз t_n впродовж циклу t_n технологічної операції.

2. Режими роботи за швидкістю (рис. 1.2) поділяються на нереверсивні (крива 1) і реверсивні (крива 2). Зауважимо, що даний режим впливає на принциповий вибір системи електропривода, хоча при виборі приводного двигуна за нагрівом у випадку, наприклад, механізмів безперервної дії істотного значення не має.

3. Характер зміни навантаження за часом – постійний (рисунок 1.3, крива 1), змінний (рис. 1.3, крива 2), ударний (рис. 1.4, крива 1), випадковий (рис. 1.4, крива 2).

4. Характер зміни навантаження за швидкістю – постійний (активне навантаження, рис. 1.5, крива 1), типу сухого тертя (реактивне навантаження) $M = -\text{sign}(\omega)$ (рис. 1.5, крива 2), змінних типів $M = b\omega^n$ (рис.

1.5, крива 3) і $M = f\left(\int_0^I \omega dt\right)$ (рис. 1.6).

Ознаки, які визначають вибір системи керування електроприводами, можна викласти так:

- 1) регулювання координат – не вимагається; необхідне регулювання швидкості ω , прискорення ϵ , моменту M , шляху S і дощо;
- 2) точність регулювання – не вимагається; потрібне регулювання з обмеженою точністю, є необхідність прецизійного, високоточного регулювання;
- 3) плавність регулювання координат;
- 4) спосіб регулювання – ручний, автоматизований, автоматичний.

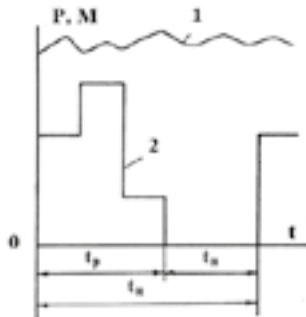


Рисунок 1.1 – Режими роботи за часом механізмів:

1 – безперервної; 2 – циклічної дії

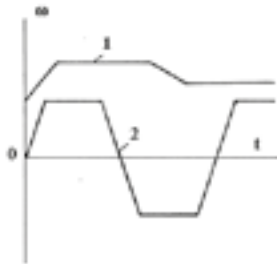


Рисунок 1.2 – Режими роботи механізмів за швидкістю:

1 – нереверсивний; 2 – реверсивний

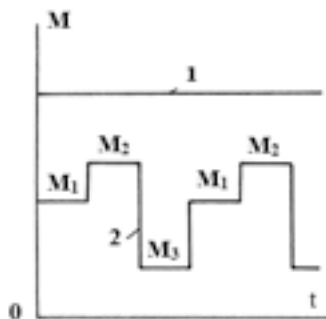


Рисунок 1.3 – Характер зміни навантаження механізму за часом:

1 – постійний; 2 – змінний

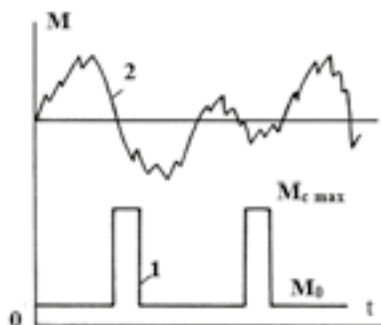


Рисунок 1.4 – Характер зміни навантаження механізмів за часом:

1 – ударний; 2 – випадковий

І, нарешті, варто назвати ряд загальних вимог до електропривода, що відображають закономірні тенденції щодо підвищення продуктивності, надійності, економічності, безпеки, безшумності.

Незважаючи на розмаїття існуючих машин і механізмів, з них можна виділити обмежене число механізмів, що виконують в різноманітних конкретних установках однакові функції і працюють в одному і тому ж режимі, до електропривода яких пред'являються однотипні головні вимоги.

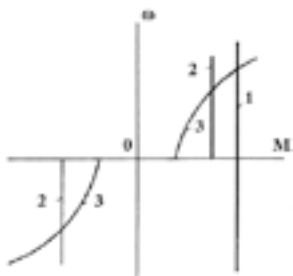


Рисунок 1.5 – Характер зміни навантаження механізму за швидкістю:

1 – реактивний, 2 – активний, 3 – вентиляторний

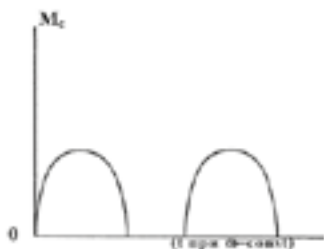


Рисунок 1.6 – Характер зміни навантаження механізму за положенням

Різноманітні за конструкцією і спеціалізацією, установки циклічної дії тісно пов'язані за основним призначенням: всі вони створені для просторового переміщення свого робочого органу з метою виконання підйомно–транспортних і заданих спеціальних технологічних операцій. Особливості конструкцій машин визначаються складністю траєкторій руху робочого органу, необхідних для виконання передбачених технологічних операцій. Вони визначаються, в першу чергу, числом ступенів свободи машини, необхідних для передбаченого маніпулювання її робочим органом. Якщо за умовами технології достатньо переміщувати робочий орган за однією просторовою координатою, застосовуються стаціонарні машини, основним механізмом яких є підйомна або тягова лебідка.

При необхідності просторового переміщення за трьома координатами потрібні три механізми. Так, крюковий або магнітний кран обслуговується підйомною лебідкою, механізмом переміщення візка і механізмом переміщення моста. Поворотний кран або одноківшовий екскаватор

завичай мають чотири ступені свободи і комплектуються відповідно чотирма механізмами: підйому, зміни вильоту (напору, тяги), повороту і переміщення всієї машини. Коли існує потреба керувати вантажозахватувальним пристроєм, передбачається додатковий механізм – лебідка закриття грейфера, механізм відкриття днища ковша і т.п. Нарешті, найбільш широкі можливості переміщення захвату за складними просторовими траєкторіями і його орієнтації забезпечують універсальні промислові роботи. Їхні маніпулятори мають найбільше число ступенів свободи і відповідне число механізмів переміщення і повороту елементів просторової багатоланкової механічної системи за цими координатами.

Таким чином, можна зробити висновок, що незважаючи на істотні конструктивні особливості різноманітних установок циклічної дії, їх робочі рухи обслуговуються обмеженим числом механізмів, однотипних за принципом дії, основним призначенням і функціями, що виконуються: підйомними і тяговими лебідками, а також різноманітними за конструкцією механізмами пересування і повороту. Всі ці механізми є типовими, оскільки висувають до електропривода і його системи керування ряд характерних загальних вимог при будь-якому виконанні.

Незважаючи на подібність режимів роботи і призначення механізмів безперервної дії (за винятком компресорів), за принципом дії їх варто поділити на дві групи, включивши в першу різноманітні підйомно-транспортні машини безперервної дії, а в другу – насоси, вентилятори і компресори. Основні особливості механізмів безперервного транспорту достатньо повно виявляються при розгляді конвеєрів, тому конвеєр можна розглядати як типовий загальнопромисловий механізм безперервної дії. Другу групу механізмів безперервної дії в зв'язку з істотною відмінністю за принципом дії і характером навантажень корисно розділити на відцентрові і поршневі механізми, також розглядаючи їх як типові загальнопромислові механізми безперервної дії.

Викладені міркування дозволяють представити класифікацію

виробничих механізмів у вигляді схеми, показаної на рис.1.7, яка визначає методу і структуру даної дисципліни [2]. Згідно з цією схемою дисципліна складається з двох частин, в кожній з яких вдається виділити загальні питання електропривода і автоматизації типових механізмів, електроприводів механізмів циклічної дії та механізмів безперервної дії. Вивчення загальних питань та вимог до електропривода і систем автоматизації робочих режимів типових загальнопромислових механізмів закріплюється і доповнюється аналізом прикладів схем електропривода основних механізмів конкретних загальнопромислових установок, а також розглядом електрообладнання ряду технологічних комплексів, що обслуговуються типовими загальнопромисловими механізмами.



Рисунок 1.7. Класифікація типових механізмів

1.2. Технологічні особливості електроприводів інерційних механізмів

До таких механізмів найчастіше відносять екскаватори, що за конструкцією робочого органу розділяються на лопати (пряма і зворотна), драглайни, скрепки.

Нижче розглядаються однокішшові екскаватори, що за конструкцією механізму переміщення можуть бути гусеничними, крокуючими, рейковими, змонтованими на залізничній платформі.

За продуктивністю екскаватори поділяються на механізми з малою (з обсягом ковша до 2 м^3); середньою (з обсягом ковша до 8 м^3); великою (з обсягом ковша більше 8 м^3) продуктивністю.

На рис. 1.8. зображений екскаватор-лопата, що в основному застосовується для виймання ґрунтів твердих порід. Довжина стріли 1, як правило, невелика. Наповнення ковша 2 здійснюється спільними діями механізмів напору (рукоять 3) і підйому стріли. Платформа 4 може переміщуватись в обох напрямках.



Рисунок 1.8. а – Екскаватор-лопата (зовнішній вигляд)

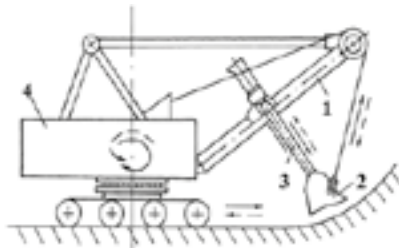


Рисунок 1.8. б – Екскаватор-лопата (структурна схема)

Екскаватор-драглайн (рис. 1.9) використовується для розкривних робіт і складається з ковша 1, тягових органів 2, підйомних канатів 3, стріли 4, платформи 5.



Рисунок 1.9. а – Екксаватор-драглайн (зовнішній вигляд)

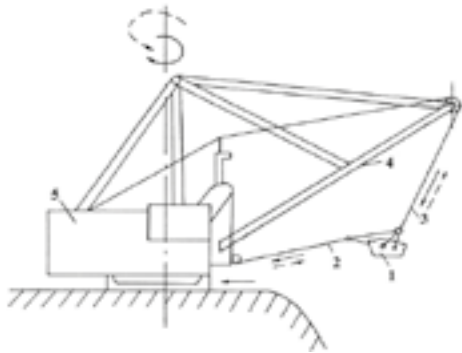


Рисунок 1.9. б – Екксаватор-драглайн (структурна схема)

Реактивний характер навантаження значною мірою властивий для механізму переміщення платформи екскаватора, що відрізняється такими особливостями:

1) співвідношення інерційних мас механізму J_2 , приведених до валу приводного двигуна, і власне двигуна J_1 знаходиться в межах

$$\gamma = \frac{J_1 + J_2}{J_1} = 2 \div 50.$$

2) інерційність механізму має змінний характер, бо змінюються радіус приведення і величина маси (наприклад, порожній або завантажений ківш).

Ці особливості викликають необхідність розглядати подібні механізми як багатомасові.

На рис. 1.10 наведена кінематична схема механізму повороту. Рухомі частини платформи разом з приводом (двигун 1, редуктор 2) опирається на катки 3, розташовані по периметру рухомої частини платформи 4 з радіусом R_n . Обертання здійснюється шляхом зачеплення ведучої шестерні 5 редуктора з зубчатим вінцем 6.

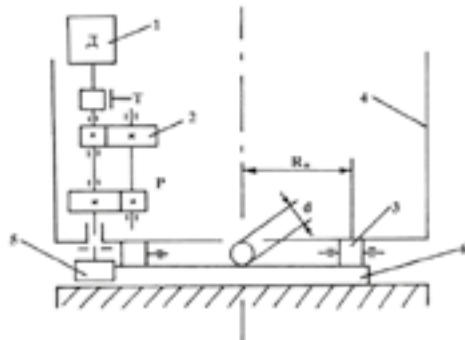


Рисунок 1.10. а – Механізм повороту екскаватора (кінематична схема)



Рисунок 1.10. б – Механізм повороту екскаватора (зовнішній вигляд)

Момент статичного опору

$$M_c = k_s \frac{f(G + G_n)D_n}{d_p i \eta}, \quad (1.1)$$

де $k_3=1.1-1.2$ – коефіцієнт запасу; f – коефіцієнт тертя кочення між роликками і платформою; G – вага вантажу; $G_{\text{п}}$ – вага платформи; d_p – діаметр роликів (катків); i – передаточне число редуктора.

Значення моменту M_c складає незначну величину, 10-15% від номінального моменту двигуна, вибір якого зумовлюється в основному динамічними зусиллями. Динамічний момент двигуна:

$$M_{\text{доп}} = J_1 \epsilon_{\text{доп}} + J_2 \epsilon_{\text{доп}} \frac{1}{\eta}, \quad (1.2)$$

де $\epsilon_{\text{доп}}$ – допустиме прискорення приводу.

Електропривод інерційних механізмів повинен забезпечувати:

– плавне регулювання швидкості в діапазоні приблизно (10–15):1;

– велику частоту включень на рік (більше 1000);

– обмеження величин динамічного і статичного падінь моментів двигуна, а також допустимого рівня струму, пов'язаних з ударним характером прикладення навантаження;

– демпфірування процесів зміни моментів і швидкостей двигуна.

Перераховані вимоги найбільш повно задовольняють двигуни постійного струму незалежного збудження з живленням від перетворювачів типу Г-Д та ТП-Д, які в останні роки застосовуються все частіше.

Розглянемо електропривод ковшових елеваторів для зерна.

Ковшовий елеватор (норія) для зерна представлений на рис. 1.11. Такі механізми призначені для вертикального переміщення зерна на значну висоту. Потужність на валу електропривода (кВт) обчислюється за виразом (1.5.9).

$$P_{\text{впр}} = \frac{9,81 \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{впр}} \cdot \eta_{\text{пер}}}$$

де Q – продуктивність норії, кг/с;

H – висота норії, м;

$\eta_{\text{нор}}$ – ККД норії (з врахуванням опорів в підшипниках норії, на згин стрічки, на зачерпування продукту ковшами тощо, приймається 0,5...0,8);

$\eta_{\text{пер}}$ – ККД передачі.



Рисунок 1.11 – Ковшовий елеватор для зерна (норія)

1.3. Динамічні навантаження в машинах і установках з пружними і гнучкими механічними зв'язками

При аналізі навантажень електроприводів безперервної дії не розглядалися процеси динамічного характеру, оскільки їх вплив на результат розрахунку і вибору потужності приводних двигунів незначний. Однак відзначалося, що питання проектування електроприводів механізмів як безперервної, так і циклічної дії не можуть бути вирішені повністю без урахування особливостей, що впливають в цілому ряді випадків на динамічні режими роботи, до яких відносяться:

- 1) сумарний момент інерції деяких механізмів, приведений до валу приводного двигуна, істотно перевищує інерційність власного двигуна. Це відноситься до головних приводів важких карусельних верстатів, конвеєрів великої протяжності, механізмів повороту тощо;
- 2) можливість розкачування вантажу в процесі переміщення;
- 3) необхідність врахування у ряді випадків пружності тягового органу;
- 4) залежність коефіцієнта тертя ковзання μ від швидкості переміщення v (рис.1.12), що істотно відбивається при зрушенні механізму з місця (супорт верстатів, зовнішні конвеєрні установки і т.п.);
- 5) забезпечення плавності перебігу перехідних процесів при пускові і гальмуванні під час транспортування людей;
- 6) наявність зазорів у кінематичних ланках.

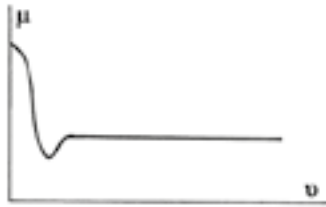


Рисунок 1.12 – Залежність коефіцієнта тертя ковзання від швидкості переміщення

Найбільш наочним зовнішнім проявом податливості механічних зв'язків є розкачування вантажів, підвішених на канатах, що виникає в кожному перехідному процесі пуску або гальмування механізму переміщення або повороту.

Розглянемо процес пуску механізму переміщення, схема якого наведена на рис. 1.13 [2]. Механізм представлений у вигляді двох мас, які поступально рухаються, одна з яких переміщується горизонтально, а друга підвішена до першої в точці O на невагомій нитці. Масою m_1 представлена сума мас механізму і приводу, зв'язаних жорстко; m_2 – маса підвішеного на канаті вантажо-захвачувального пристрою з вантажем (крюк, магніт,

грейфер, ківш екскаватора-драглайна тощо). Пуск відбувається під дією динамічного зусилля $F_{\text{дин}}$, що є різницею постійного рушійного зусилля, що створюється двигуном, і постійного гальмівного зусилля, зумовленого силами тертя. Ці величини можуть бути розраховані за формулами:

$$m_1 = J_1 / \rho^2 ; m_2 = J_2 / \rho^2 ; F_{\text{дин}} = \frac{M - M_{\text{ст}}}{\rho},$$

де $\rho = v / \omega$ – радіус приведення від валу двигуна зі швидкістю ω до швидкості механізму v .

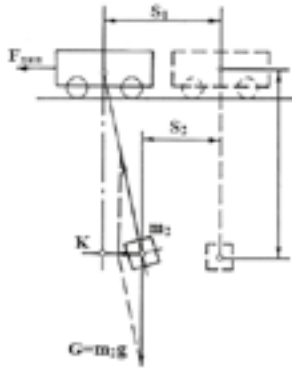


Рисунок 1.13 – Розрахункова механічна схема електропривода механізму переміщення, приведена до поступального руху

Рух такої системи під час пуску описується такими диференціальними рівняннями:

$$F_{\text{дин}} - F_{12} = m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2} ;$$

$$F_{12} = m_2 \frac{d^2 S_2}{dt^2} . \tag{1.3}$$

Якщо не враховувати зміну висоти підвісу, тобто прийняти $OK \approx \ell$, на підставі геометричних співвідношень (рис. 1.12) можна отримати такий вираз [2]:

$$F_{12} = \frac{m_2 g}{\ell} (S_1 - S_2). \quad (1.4)$$

Після перетворень з (1.3) і (1.4) отримаємо таке диференціальне рівняння:

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^3 v_1}{dt^3} + \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_{\text{двн}}}{m_1 + m_2}, \quad (1.5)$$

де $\Omega_{12} = \sqrt{g \frac{m_1 + m_2}{m_1 \ell}}$ – частота вільних коливань даної двохмасової механічної системи.

Рівняння 1.5 можна представити в більш загальному вигляді, зручному і для аналізу динаміки інших механізмів, якщо привести всі величини, що входять в нього, до валу двигуна через радіус приведення ρ :

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^3 \omega_1}{dt^3} + \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{M_{\text{двн}}}{J_1 + J_2}, \quad (1.6)$$

$$\text{де } \Omega_{12} = \sqrt{c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}} = \sqrt{g \frac{m_1 + m_2}{m_1 \ell}};$$

c_{12} – приведена жорсткість пружного елемента.

Корені характеристичного рівняння відповідно дорівнюють: $\rho_1 = 0$; $\rho_{2,3} = \pm j\Omega_{12}$. Розв'язок варто шукати у вигляді

$$\omega_1 = At + B \sin \Omega_{12} t + C \cos \Omega_{12} t.$$

Підставивши розв'язок в (1.6), знаходимо:

$$A = \frac{M_{\text{двн}}}{J_1 + J_2} = \varepsilon_{\text{сеп}}.$$

Використавши початкові умови $(\omega_1)_0 = 0$, $(d\omega_1/dt)_0 = M_{\text{двиг}}/J_1$, $(d\omega_2/dt)_0 = 0$, отримуємо:

$$B = \frac{J_2 M_{\text{двиг}}}{J_1 \Omega_{12} (J_1 + J_2)}; C = 0.$$

Розв'язок рівняння (1.6):

$$\omega_1 = \varepsilon_{\text{сеп}} t + \frac{J_2 \varepsilon_{\text{сеп}}}{J_1 \Omega_{12}} \sin \Omega_{12} t, \quad (1.7)$$

де $\varepsilon_{\text{сеп}} = M_{\text{двиг}} / (J_1 + J_2)$ – середнє прискорення електропривода.

Вираз для моменту в пружному елементі M_{12} можна отримати з 1.7 і 1.3, якщо останнє рівняння записати приведеним до валу двигуна. Після перетворень цей вираз набуває вигляду:

$$M_{12} = M_{12\text{сеп}} (1 - \cos \Omega_{12} t), \quad (1.8)$$

де $M_{12\text{сеп}} = J_2 \varepsilon_{\text{сеп}}$.

Для такого механізму переміщення зусилля F_{12} , що діє в перехідних процесах, змінюється за тим же законом:

$$F_{12} = m_2 a_{\text{сеп}} (1 - \cos \Omega_{12} t). \quad (1.9)$$

Криві, що відповідають рівнянням 1.7 і 1.8, представлені на рис. 1.14. Розглядаючи ці криві і отримані співвідношення, можна зробити висновок, що в перехідних процесах підвішена маса здійснює коливальний рух – розкачується з частотою, що залежить від висоти підвісу і співвідношення мас m_1 і m_2 . Частота максимальна при мінімальній висоті підвісу ℓ , але і в цьому випадку вона незначна

($f_{12} = 0.2 \div 0.3$ Гц). Внаслідок розкачування вантажу прискорення приводу змінне, воно залежить від фази коливань маси m_2 .

Розкачування підвішеної маси проявляється в збільшенні навантажень конструкцій механізму і заважає роботі операторів, наприклад, кранівників або машиністів екскаваторів-драглайнів, ускладнюючи установку вантажу або ковша в наміченому місці. Особливо несприятливе розкачування ковшів з розплавленим металом, що переміщуються металургійними і ливарними кранами. Тому зменшення розкачування підвішених мас є важливим практичним завданням.

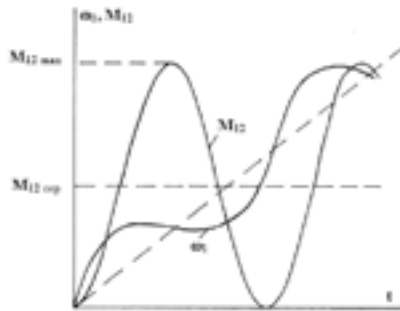


Рисунок 1.14 – Залежність ω_1 і $M_{12} = f(t)$ під час пуску електропривода механізмів переміщення і повороту з підвішеним вантажем

З відомим наближенням подібним чином може бути розглянутий вплив пружності тягового органу в стрічкових конвеєрах. Наближення базується на заміні розподіленої маси пружного тягового органу (рис. 1.15, а) на зосереджену в кінцях робочої вітки конвеєра (рис. 1.15, б). При цьому навантаження приймається також зосередженим у вигляді зусилля F_c . Вплив пружності зворотної вітки конвеєра замінюється на подвійне значення коефіцієнта жорсткості c_{12} робочої вітки (рис. 1.15, в).

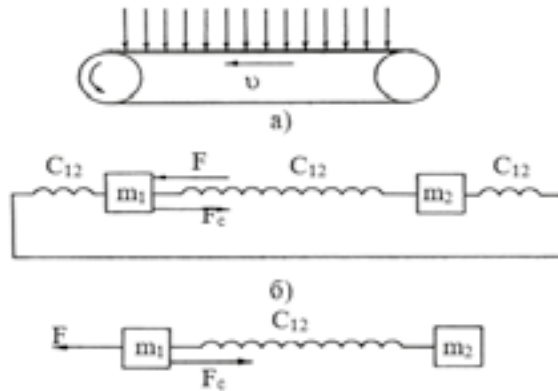


Рисунок 1.15 – Вплив пружності тягового органу на динамічні процеси в стрічковому конвеєрі: а) – кінематична схема; б) – повна схема заміщення; в) – спрощена схема заміщення.

Таким чином, система стрічкового конвеєра приводиться до схеми найпростішої двомасової моделі (еквівалентної моделі на рис. 1.16), в якій на маси, зв'язані гнучкою стрічкою, діє зусилля F . На підставі (1.9) максимальне і середнє значення зусиль у стрічці (без врахування демпфірування коливань в системі за рахунок протидій двигуна і сил тертя) будуть дорівнювати

$$F_{\max} = (F - F_c) \frac{2m_2}{m_1 + m_2} + F_c \quad (1.10)$$

і

$$F_{\text{сеп}} = (F - F_c) \frac{m_2}{m_1 + m_2} + F_c \quad (1.11)$$

де $m_1 = m_{\text{бн}} + 0.5m_{\text{п}}$; $m_2 = m_{\text{бн}} + 0.5m_{\text{п}}$;

$m_{\text{бн}}$ – сумарні обертові маси приводного барабана;

$m_{\text{бн}}$ – сумарні обертові маси натяжного барабана;

$m_{\text{п}}$ – маси вантажу і стрічки, що рухаються поступально.

З наведених співвідношень випливає, що вплив пружності тягового органу – стрічки (наприклад, в стрічкових конвеєрах) відбивається на збільшенні динамічних зусиль в перехідних процесах, а отже, на збільшенні натягів у вітках транспортного пристрою. Це практично не впливає на навантаження приводних двигунів, але є негативним явищем з точки зору збільшення величин натягів в тягових органах та прискорень і вимагає, врешті, введення додаткових вимог до системи електропривода.

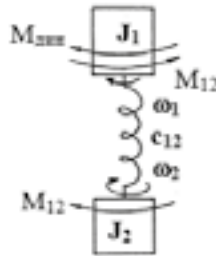


Рисунок 1.16 – Вплив розкачування підвішеного вантажу на динамічні режими роботи електропривода механізму (схема заміння)

Розглянемо електропривод орної електролебідки двосторонньої дії, який також відноситься до механізмів цього типу.

В системі канатної тяги електролебідки, що встановлені на границях поля, тягнуть трос, до якого прикріплений робочий орган двосторонньої дії. Подібні системи викликають інтерес при виконанні особливо важких робіт з плантажу під виноградники, корчуванні пнів, при роботі на схилах, на заливних полях, де застосування трактора ускладнене.

Потужність двигуна орної лебідки визначають за його навантажувальною діаграмою (рис. 1.17). Потужність P_1 (кВт), яка споживається двигуном при пускові, обчислюють з врахуванням кратності пускового струму k_i та номінального ККД двигуна η_n :

$$P_1 = k_i \cdot P_n \cdot \eta_n^{-1}.$$

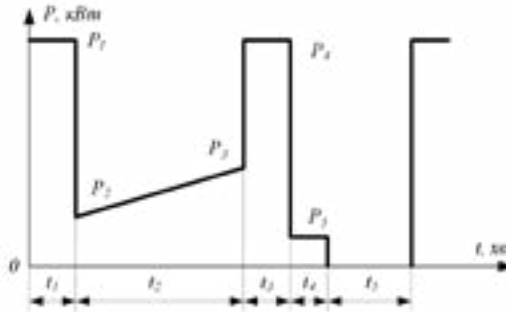


Рисунок 1.17 – Навантажувальна діаграма двигуна електропривода
дволебідкового агрегату з одним плугом

(t_1 – тривалість пуску двигуна; t_2 – тривалість роботи двигуна, t_3 –
тривалість реверса двигуна; t_4 – тривалість переміщення лебідки на новий
гін, t_5 – тривалість паузи)

Номинальну потужність двигуна вибирають попередньо з умови:
 $P_n = (1,1 \dots 1,3) \cdot 0,5 \cdot (P_2 + P_3)$. В процесі роботи потужність збільшується від
 P_2 до P_3 за рахунок збільшення радіуса намотки троса на барабан.
Аналогічно потужності P_1 обчислюють потужність P_4 при гальмуванні в
режимі реверса.

За формулою В. П. Горячкіна тяговий опір плуга:

$$F_n = 9,81 \cdot f \cdot m + k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v^2$$

де f – коефіцієнт тертя плуга по ґрунту, $f = 0,2 \dots 0,4$;

m – маса плуга, кг;

k – питомий опір ґрунту ($4 \dots 8,5$ Н/см²);

a – глибина оранки, см;

b – ширина захвату плуга, см;

$\varepsilon = 0,1 \dots 0,3$ – коефіцієнт, що враховує вплив швидкості;

v – швидкість руху плуга, м/с.

Значення F_n та v визначають двічі: на початку та в кінці процесу намотування троса на барабан.

Опір від волочіння троса по ґрунту:

$$F_T = 9,81 \cdot k_T \cdot f \cdot m_T \cdot l,$$

де k_m – коефіцієнт, що враховує умови роботи (для рівнинних полів $k_m = 1$, для гірської місцевості $k_m = 3$);

$f = 0,35$ – коефіцієнт тертя троса по ґрунту;

m_m – питома маса троса (в середньому $m_m = 0,3$ кг/м);

l – довжина тієї частини троса, яка рухається по землі (приймається рівною 80% відстані між лебідками).

Потужність (кВт) на початку:

$$P_2 = (F_{n.поч} + F_T) \cdot v_{поч} \cdot \eta_L^{-1} \cdot 10^{-3}$$

та в кінці руху плуга:

$$P_3 = (F_{n.кін} + F_m) \cdot v_{кін} \cdot \eta_L^{-1} \cdot 10^{-3}$$

де η_L – ККД лебідки з передачею;

$v_{поч}, v_{кін}$ – лінійні швидкості переміщення плуга на початку та в кінці гону, відповідно, м/с (різниця обумовлена тим, що діаметр намотування троса на початку гону менший, ніж в кінці, тому швидкість переміщення при сталій швидкості обертання двигуна також є меншою порівняно з кінцевою).

Потужність P_5 на переміщення лебідки визначається її масою m_L (кг) та швидкістю її переміщення v_L (м/с):

$$P_5 = 9,81 \cdot f_L \cdot m_L \cdot v_L \cdot \eta_L^{-1} \cdot 10^{-3}$$

де f_l – коефіцієнт перекочування лебідки по полю;

η_n – ККД передачі від двигуна до обода ведучих коліс.

Час роботи двигуна визначається середньою швидкістю руху плуга та довжиною гону l_2 :

$$t_2 = \frac{2 \cdot l_2}{v_{\text{ср}} + v_{\text{кш}}}$$

Відносна тривалість вмикання двигуна:

$$\varepsilon = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5}$$

Для дволебідкової системи, що працює з одним плугом:

$$t_5 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4.$$

Еквівалентна потужність за час роботи:

$$P_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + (P_2^2 + P_3 P_3 + P_3^2) \cdot \frac{t_2}{3} + P_4^2 t_3 + P_5^2 t_4}{0,75 \cdot (t_1 + t_3) + t_2 + t_4}}$$

Еквівалентна потужність, перерахована на стандартну тривалість роботи:

$$P_{\text{екв.ст}} = P_{\text{екв}} \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{\text{ст}}} (\alpha + 1) - \alpha}$$

де α – відношення постійних втрат в двигуні до змінних.

За каталогом вибирають двигун для стандартної тривалості вмикання $\varepsilon_{\text{ст}}$ з умови:

$$P_{\text{дв}} \geq P_{\text{екв.ст}}$$

Вибраний двигун перевіряють за пусковим моментом (Н·м):

$$u^2 \cdot M_{\text{пуск.дв}} \geq M_{\text{зр}} = 1,3 \cdot M_3,$$

де $M_{\text{пуск.дв}}$ – пусковий момент двигуна за каталогом;

$M_{\text{зр}}$ – момент зрушення плуга в кінці гону;

M_3 – робочий момент двигуна в кінці гону;

u – напруга на двигуні при пускові у відносних одиницях.

Управління електроприводом орної електрелебідки. Типова схема управління електроприводом орної лебідки подана на рис 1.18. Управління електроприводами може бути ручним (кнопкова станція) і автоматичним (кінцеві вимикачі).

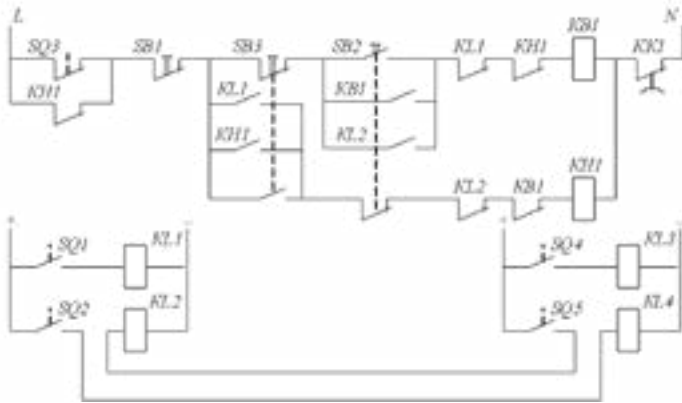


Рисунок 1.18 – Схема управління електроприводом орної лебідки

При натисненні кнопки SB2 в колі управління приводом першої лебідки котушка KB1 реверсивного магнітного пускача запускає перший двигун на хід вперед: прокладається упоперек поля перша борозна. Коли плуг підходить до першого візка, упор на тросі через вилку натискає на кінцевий вимикач SQ1, одержує живлення перше проміжне реле KL1, яке відключає котушку KB1 і включає котушку КН1. Перший двигун реверсується, плуг зупиняється. При реверсі перемикається храпова муфта, яка відокремлює двигун від тросового барабана і з'єднує з трансмісією, що передає момент на провідні колеса. Візок пересувається вздовж поля на ширину захоплення плуга. У цей момент упор на колі трансмісії натискає на кінцевий вимикач SQ3, пускач першої лебідки відключається.

На початку руху першого візка уздовж поля спеціальний упор в трансмісії натискає на кінцевий вимикач SQ2, проміжне реле KL4 включає

другий магнітний пускач KB2 (схема управління другим магнітним пускачем аналогічна схемі управління першим пускачем) на хід вперед. Плуг йде назад, прокладаючи другу борозну. Далі схема працює аналогічно, але відносно другої лебідки.

1.4. Особливості динамічних режимів електроприводів інерційних механізмів

Передачі інерційних механізмів які в приведений момент інерції в 10-20 раз перевищує момент інерції двигуна, навантажуються значними динамічними зусиллями при розгоні і гальмуванні інерційних мас, що можуть в декілька разів перевищувати статичні навантаження. Тому на динамічні режими електроприводів таких механізмів істотно впливають такі особливості зубчатих передач [2]:

1. Наявність зазорів у зубчатому зачепленні. Приведений до валу двигуна сумарний зазор передач збільшується зі зростанням передавального числа. При зношеному зубчатому вінці механізмів повороту екскаваторів–драглайнів зазор може досягати 1-1.5 оберту валу двигуна.

2. Нерівномірність ходу, що створює зубчате зачеплення. Вона обумовлена роботою зачеплення та неточністю його виготовлення і проявляється найбільш відчутно в механізмах повороту екскаваторів і поворотних кранів з багатомодульним зубчатим вінцевим зачепленням, схема яких показана на рис. 1.19.

Електропривод механізмів, що розглядаються, це - складна електромеханічна система, динаміка якої істотно залежить від наявних в механізмі пружних механічних зв'язків. Для прикладу на рис. 1.20, *a*) наведена розрахункова схема механічної частини електропривода повороту, що враховує найважливіші пружні зв'язки. Момент інерції J_1 складається з моментів інерції двигуна, гальмівного шківу і редуктора, що приймаються жорстко зв'язаними. Передача моменту від двигуна до

поворотної платформи, представленої на схемі моментом інерції J_2 , відбувається через приведений зазор передач $\Delta\varphi_3$ і пружний елемент, що має жорсткість c_{12} . Еквівалентна жорсткість передач c_{12} , як правило, визначається жорсткістю вихідного подовженого валу редуктора, на якому розміщується ведуча шестерня, що оббігає зубчатий вінець. Поворотна платформа J'_2 зв'язана зі стрілою J_3 пружним елементом з жорсткістю c_{23} . Нарешті, жорсткість c_{34} характеризує зв'язок підвішеного вантажу J_4 зі стрілою.



Рисунок 1.19 – Кінематична схема механізму повороту
 (Д – двигун; Г – гальмо; Р – редуктор; ВШ – ведуча шестерня;
 ЗВ – зубчатий вінець)

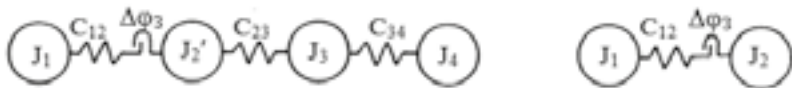


Рисунок 1.20 – Розрахункові механічні схеми електроприводів механізмів повороту

Для аналізу ряду фізичних процесів схема може бути суттєво спрощена. Жорсткості окремих пружних зв'язків і моменти інерції відрізняються, тому вплив їх на той чи інший процес неоднаковий. Розглядаючи розкачування вантажу, без великої похибки можна вважати всі зв'язки абсолютно жорсткими,

крім c_{34} , бо значення c_{34} набагато менше значень інших жорсткостей. В даному випадку при розгляді динамічних процесів в передачах визначальною є жорсткість передач c_{12} . Інші зв'язки можна або вважати нескінченно жорсткими, або виключати їх з розгляду, на основі порівняння їх з основним. Очевидно, що $c_{34} \ll c_{12}$ і принципово впливати на процеси в редукторі не може.

Таким чином, при розгляданні динамічних процесів в передачах механічна частина електроприводів інерційних установок може бути з достатнім наближенням представлена спрощеною розрахунковою механічною схемою, наведеною на рис. 1.17, б), де $J_2 = J'_2 + J_3 + J_4$. Розглянемо, які навантаження виникають в передачах при вибиранні зазорів.

В період вибирання зазорів в передачах механічний зв'язок між моментами інерції J_1 та J_2 відсутній і під дією моменту двигуна M відбувається інтенсивний розгін мас з моментом інерції J_1 , жорстко зв'язаних з валом двигуна. Якщо при цьому прийняти $M = \text{const}$ і знехтувати механічними втратами, то рух валу двигуна буде рівноприскореним:

$$\omega_1 = \frac{M}{J_1} t = \varepsilon_{1\text{поз}} t. \quad (1.12)$$

За час вибирання зазору t_1 двигун встигає розігнатись до деякої швидкості $\omega_{1\text{поз}}$, яка при рівномірно прискореному русі визначається співвідношенням:

$$\omega_{1\text{поз}} = \sqrt{2\varepsilon_{1\text{поз}} \Delta\varphi_3}. \quad (1.13)$$

Оскільки основні маси механізму з моментом інерції J_2 при цьому нерухомі, процес вибирання зазору закінчується пружним ударом, при якому накопичена в масах з моментом інерції J_1 , які обертаються зі швидкістю $\omega_{1\text{поз}}$, кінетична енергія частково розсіюється у вигляді теплоти, а в основній частині переходить в енергію пружних деформацій, викликаючи додаткові динамічні навантаження передач. Якщо початок відліку часу t сумістити з моментом закінчення вибирання зазорів і не враховувати факторів, що викликають

затухання коливань, рух системи після вибирання зазору може бути представлений системою рівнянь:

$$\begin{cases} M - M_{12} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} \\ M_{12} - M_{cr} = J_2 \frac{d\omega_2}{dt} \end{cases} \quad (1.14)$$

Розв'язуючи (1.14) відносно M_{12} і враховуючи, що $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$, одержуємо таке диференціальне рівняння:

$$\frac{1}{\Omega_{12}^2} \frac{d^2 M_{12}}{dt^2} + M_{12} = J_2 \varepsilon_{сеп} + M_{сеп}, \quad (1.15)$$

де $\varepsilon_{сеп} = (M - M_{cr}) / (J_1 + J_2)$ – середнє прискорення після вибирання зазорів;

$\Omega_{12} = \sqrt{c_{12}(J_1 + J_2) / J_1 J_2}$ – власна частота коливань пружної двомасової механічної системи.

Розв'язок рівняння (1.15) при початкових умовах $t=0, (M_{12})_0 = 0, (dM_{12}/dt)_0 = c_{12}\omega_{1ноч}$ має вигляд:

$$M_{12} = J_2 \varepsilon_{сеп} + M_{сеп} + \frac{c_{12}\omega_{1ноч}}{\Omega_{12}} \sin \Omega_{12} t - (J_2 \varepsilon_{сеп} + M_{сеп}) \cos \Omega_{12} t. \quad (1.16)$$

На рис. 1.21 штриховими кривими показаний перехідний процес вибирання зазору без врахування затухання, побудований на ділянці від $t=0$ до $t=t_1$ у відповідності з (1.12), а на ділянці від $t=t_1$ до $t=t_2$ у відповідності з (1.16). З урахуванням демпфувальних сил це процес затухаючий (суцільні лінії). Криві свідчать про те, що процес вибирання зазору при слабкому демпфіруванні може супроводжуватися повторними розмиканнями зазорів (області, де $M_{12} < 0$) і наступними повторними ударами при їхньому вибиранні.

Відповідно до (1.16), динамічний коефіцієнт, що виражає співвідношення максимального навантаження при вибиранні зазорів M_{12max} до усталеного навантаження (середнього) $M_{12сер}$, визначається співвідношенням:

$$K_{дин} = 1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 \omega_{1поч}^2}{\Omega_{12}^2 (J_2 \epsilon_{ст} + M_{ст})^2}} \quad (1.17)$$

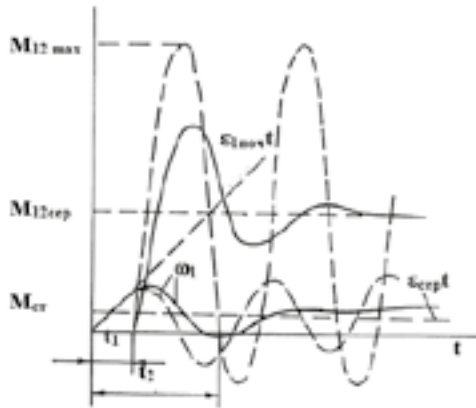


Рисунок 1.21 – Перехідний процес вибирання зазорів

Співвідношення (1.17) показує, що без врахування затухання при $\omega_{1поч} > 0$ завжди $K_{дин} > 2$, причому він збільшується із зростанням початкової швидкості і жорсткості системи. З урахуванням (1.13), формулу (1.17) можна подати в такому у вигляді:

$$K_{дин} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2c_{12}^2 \epsilon_{1поч} \Delta\phi_3}{\Omega_{12}^2 (J_2 \epsilon_{ст} + M_{ст})^2}} \quad (1.18)$$

Таким чином, із (1.17) випливає, що підвищення плавності вибирання зазорів і зменшення динамічних навантажень в передачах при інших рівних умовах може бути досягнуте зменшенням початкової швидкості валу двигуна $\omega_{1поч}$. З огляду на (1.18), можна зробити висновок, що при рівномірному прискореному русі під час вибирання зазорів єдиним способом зменшення динамічних навантажень є обмеження прискорення на цьому етапі $\epsilon_{1поч}$. В

найпростішому випадку, враховуючи (1.12), можна обмежити прискорення $\epsilon_{1\text{поч}}$ заданим значенням, шляхом відповідного зменшення моменту двигуна в період вибирання зазорів у порівнянні з його значенням, необхідним для отримання потрібного середнього прискорення після вибирання зазорів $\epsilon_{\text{ср}}$.

З цією метою при використанні асинхронних двигунів з фазним ротором в електроприводах установок, що розглядаються, обов'язково передбачають одну-дві попередні реостатні характеристики, забезпечуючи можливість зниження пускового моменту до **(0.4–0.6) $M_{\text{ном}}$** для вибирання зазорів і слабину канатів. В окремих випадках, коли для таких установок використовуються асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором (наприклад, механізми переміщення деяких козлових кранів), для обмеження моменту двигуна вводять опір в коло обмотки статора.

В системах Г-Д і ТП-Д обмеження початкового прискорення $\epsilon_{1\text{поч}}$ може бути досягнуте заданням відповідного темпу наростання ЕРС. перетворювача $\epsilon_{\text{пер}}$ під час вибирання зазорів [2]:

$$\left(\frac{d\epsilon_{\text{пер}}}{dt} \right)_{\text{доп}} = c \left(\frac{d\omega_1}{dt} \right)_{\text{доп}} = c\epsilon_{1\text{поч}}.$$

За рахунок індуктивності обмотки збудження генератора в системі Г-Д забезпечується природне обмеження $d\epsilon_r/dt$, що в багатьох практичних випадках є достатнім для отримання необхідної плавності вибирання зазорів. Винятком є електропривод повороту потужних екскаваторів типів ЭШ–10/70А, ЭШ–15/90А та ін., для яких при вибиранні зазорів підводять до обмотки збудження знижену напругу, додатково уповільнюючи темп наростання ЕРС. В системі ТП-Д, що має високу швидкодію перетворювача, для вибирання зазорів в усіх випадках необхідно застосовувати додаткові способи, які автоматично забезпечують в цей період заданий темп наростання ЕРС перетворювача.

Варто зважати на те, що при $\gamma = 10 \div 20$ забезпечити необхідне обмеження прискорення $\epsilon_{1\text{поч}}$ в замкнутій системі регулювання за схемою Г-Д або ТП-Д за допомогою жорсткого від'ємного зворотного зв'язку за струмом

якоря не вдається. В період вибирання зазорів навіть при значному прискоренні $\epsilon_{1\text{шоч}}$, внаслідок малості J_1 струм якоря невеликий і зворотний зв'язок діє слабо. Для вибирання зазорів на практиці використовують або формування закону зміни в часі сигналу, що задається (програмне керування), або гнучкий від'ємний зв'язок за ЕРС, що обмежує темп наростання ЕРС в період вибирання зазорів, який після вибирання зазорів автоматично вимикається [2].

Прикладом пристрою, що діє за другим принципом, може служити схема, наведена на рис. 1.22. Тут сигнал гнучкого зв'язку за ЕРС генератора створюється обмоткою керування (ОКГ), намотаною на головних полюсах:

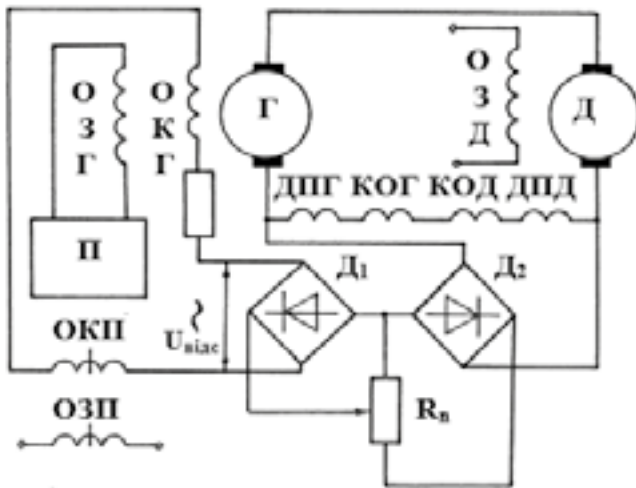


Рисунок 1.22 – Схема вузла плавного вибирання зазорів

$$e_{\text{окг}} = -w_{\text{окг}} \frac{d\Phi_{\Gamma}}{dt} = -\frac{w_{\text{окг}}}{k_e} \frac{de_{\Gamma}}{dt}, \quad (1.19)$$

де $k_e = E_{\Gamma}/\Phi_{\Gamma}$ – коефіцієнт ЕРС генератора;

$w_{\text{окг}}$ – загальне число витків обмотки ОКГ на всіх полюсах.

Сигнал, пропорційний de_{Γ}/dt , подається на обмотку гнучкого зв'язку за ЕРС підсилювача (ОКП) через запираючий потенціал, що пропорційний струму головного кола. При вибиранні зазорів струм головного кола малий, гнучкий зв'язок діє і обмежує прискорення в необхідній мірі. Після вибирання зазорів

струм якоря зростає за рахунок значної маси, що приєднується, і запираючий потенціал припиняє дію гнучкого зв'язку.

Наявність в кінематичних колах механізмів повороту багатомодульних вінцевих зачеплень, точність виготовлення яких обмежена, визначає підвищений рівень збурень, зумовлених кінематичними похибками передач [4].

Властива зубчатій передачі нерівномірність ходу породжує періодичні збурення невеликої амплітуди, частота яких дорівнює частоті переходу з зуба на зуб. Амплітуда збурень залежить від моменту інерції механізму J_2 . Якщо $J_2 \ll J_1$, амплітуди збурень дуже малі і їх вплив на роботу електропривода незначний. Для інерційних механізмів з $J_2 \gg J_1$ амплітуди збурень більш відчутні і при несприятливих умовах можуть виявити значний вплив на роботу системи електропривода. В електроприводах повороту визначальний вплив мають збурення, що виникають в зачепленні ведуча шестерня ВШ – нерухомий зубчатий вінець ЗВ (див. рис. 1.16). Частота цих збурень пропорційна швидкості двигуна

$$f_z = \frac{\omega_{пл} z_{зв}}{2\pi} = \frac{\omega_1}{2\pi i_{звг}} z_{зв},$$

де $\omega_{пл}$ – швидкість платформи; $z_{зв}$ – число зубців вінця.

При пуску швидкість двигуна змінюється від 0 до $\omega_{1уєт}$, при цьому частота збурень відповідно збільшується від $f_z = 0$ до $f_z = f_{zуєт}$. При гальмуванні відбувається зменшення частоти збурень від $f_{zуєт}$ до 0.

Розглянуті вище фізичні явища, зумовлені наявністю пружних зв'язків в різноманітних механізмах, достатньо наочно показують схильність механічної частини електропривода до коливань, що виникають при різноманітних збуреннях і без врахування демпфувальних сил є незатухаючими. Відомо, що найбільш несприятливим для подібних систем є періодичне збурення з частотою, рівною частоті вільних коливань пружної механічної системи Ω_{12} . При такому збуренні, навіть з невеликою амплітудою, в системі без затухання, амплітуди

коливань необмежено зростають, а за наявності затухання зростають до надто великих значень, тобто має місце механічний резонанс, який дуже незначний для конструкцій.

Зазвичай $f_{зуст} > \Omega_{12}/2\pi = f_{12}$, тому на ділянках перехідних процесів, де f_z і f_{12} близькі за значенням, зубцеві збурення викликають коливання резонансного характеру, внаслідок яких виникають значні додаткові динамічні навантаження. Коливання швидкості двигуна викликають зміни його ЕРС і струму якірного кола, і таким чином вся система електропривода втягується в процес електромеханічних коливань.

Лінійний зв'язок між швидкістю і моментом двигуна аналогічний в'язкому тертю, що гасить коливання. Індуктивність якірного кола при більших γ зменшує демпфувальну дію приводу. Вона обмежує коливання струму і зсуває їх за фазою відносно коливань швидкості. Відведення енергії коливань в якірному колі погіршується. Негативна роль індуктивності якоря виявляється тим більше, чим вище резонансна частота Ω_{12} . Однак з урахуванням індуктивності демпфувальна дія в однодвигунному приводі залишається значною. Додаткові динамічні навантаження, що виникають за рахунок коливань в зоні резонансу, не перевищують 30-40% середнього пускового значення.

Більш несприятливі умови мають місце при багатодвигунному приводі. Збільшення числа приводних двигунів є найважливішою тенденцією в розвитку електроприводів інерційних механізмів. Широко застосовується багатодвигунний електропривод механізмів переміщення важких кранів, збільшується кількість приводних двигунів механізмів повороту. Зараз більшість екскаваторів середньої і великої потужності має дводвигунний привод повороту, екскаватори типів ЭШ-15/90А і ЭВГ-35/65М – чотиридвигунний, а екскаватор типу ЭШ-100/100 – восьмидвигунний привод повороту. Збільшення числа двигунів дозволяє зменшити навантаження на зубчастий вінець і більш рівномірно розподілити їх вздовж його околу.

Для поліпшення розподілу навантажень двигун, що зв'язаний вінцевим зчепленням, в системі Г–Д прагнуть з'єднати послідовно. Таке з'єднання забезпечує рівномірний розподіл навантаження в усталеному режимі, але, водночас, погіршує демпфірування коливань [4]. При послідовному з'єднанні, наприклад, двох двигунів для якірного кола можна записати таке рівняння:

$$\mathbf{e}_{\text{пр}} = \mathbf{e}_{\text{д1}} + \mathbf{e}_{\text{д2}} + \mathbf{i}_{\text{я}} \mathbf{R}_{\text{я}\Sigma} = \mathbf{c}(\boldsymbol{\omega}_{11} + \boldsymbol{\omega}_{12}) + \mathbf{i}_{\text{я}} \mathbf{R}_{\text{я}\Sigma}, \quad (1.20)$$

де $\boldsymbol{\omega}_{11}$ і $\boldsymbol{\omega}_{12}$ – швидкості відповідно першого і другого двигунів.

Якщо збурення, зумовлені нерівномірністю ходу першої та другої ведучої шестерні, зсунуті за фазою, то можливе виникнення протифазних коливань швидкості двигунів. Як випливає з (1. 20), в сумі $(\boldsymbol{\omega}_{11} + \boldsymbol{\omega}_{12})$ коливання проявлятися не будуть і демпфувальна дія приводу може майже не проявлятися. Динамічні навантаження, які виникають при цьому в перехідних процесах, за рахунок коливань в області резонансу можуть перевищувати середні більш ніж в 2 рази і супроводжуватися багатократним зазороутворенням. Аналогічні умови мають місце і при послідовному з'єднанні більшої кількості двигунів.

Статичні навантаження таких механізмів зазвичай значно менші динамічних. Тому, як показано в [4], паралельне з'єднання двигунів у багатодвигунному приводі механізмів з великими масами більш прийнятне. При цьому демпфувальна здатність приводу максимальна, бо навіть при виникненні коливань в протифазі паралельне з'єднання якорів створює замкнутий контур для протікання вирівнювальних струмів. Енергія коливань поглинається у вигляді теплоти в опорах цього демпфувального контуру.

1.5. Обмеження механічних перевантажень електроприводів типових виробничих механізмів

Механічні перевантаження є важливою особливістю робочих режимів для більшості загальнопромислових механізмів циклічної дії. Для механізмів переміщення на рейковому ході вони зумовлені або перекосами при великому прольоті крану, або вітровим навантаженням, якщо споруда працює під відкритим небом. Перевантаження крюкових підйомних лебідок можуть виникати, наприклад, при підхваті примерзлого або заклиненого вантажу. Найбільш складні і часті механічні перевантаження виникають у тих механізмів, для яких при нормальному протіканні технологічного процесу можлива робота на упор – механічне стопоріння робочого органу.

Систематичними механічними перевантаженнями і механічними стопоріннями супроводжується робота практично всіх механізмів, що беруть участь в процесі черпання ґрунту або переміщення матеріалу, – напірних, підйомних і тягових лебідок екскаваторів і грейферних кранів. При роботі в м'яких ґрунтах перевантаження можуть досягати небезпечних значень, але наростають вони з часом, поступово. Такі режими називають м'якими стопоріннями. При черпанні кам'янистої породи екскаватором або змерзлого ґрунту, що транспортується грейферним краном, можливі раптові заклинювання робочого органу – так звані різкі стопоріння.

В усіх випадках, коли з будь-якої причини механічні перевантаження, що виникали, перевищують перевантажувальну здатність приводу і допустиме навантаження механізму, повинно забезпечуватися автоматичне обмеження моменту, що розвивається двигуном. Допустимий момент двигуна визначається максимально допустимим навантаженням механізму за умови його механічної міцності. З іншого боку, його кратність по відношенню до номінального моменту не повинна перевищувати перевантажувальної здатності двигуна. Вибране з цих двох умов значення моменту в подальшому будемо називати допустимим стопорним моментом і позначати $M_{\text{стоп}}$.

Вимоги до системи обмеження моменту для різних механізмів різні. Якщо небезпечні перевантаження несистематичні, поодинокі то, система може діяти як захисний пристрій, що викликає вимикання приводу і перерву в роботі

механізму. Прикладом електричного захисту, може служити максимальний захист пристрою двигуна, що відключає його від мережі за допомогою контактора або автомату, якщо струм перевищує номінальний в 2-2,5 рази. Механічний захисний пристрій реалізується введенням в кінематичне коло механізму недостатньо міцної ланки, наприклад, послабленої шпонки. При небезпечному перевантаженні шпонка зрізається, розділяючи механізм і двигун.

Однак подібні пристрої неможливо застосувати для механізмів, робота яких систематично супроводжується перевантаженнями і стопоріннями. В таких випадках повинно передбачатися автоматичне обмеження моменту, що не викликає перерв у роботі механізму, які б неприпустимо знизили його продуктивність. Безперервне обмеження моменту може бути здійснене електричним або механічним способом.

Електричне безперервне обмеження моменту досягається використанням електропривода з екскаваторною механічною характеристикою [2]. Воно знаходить найбільш широке застосування не тільки для обмеження механічних перевантажень, але і для формування перехідних процесів пуску, реверсу і гальмування. Якість обмеження моменту характеризується заповненням екскаваторної характеристики, що тим вище, чим жорсткіше її робоча ділянка і чим крутішою є спадаюча ділянка. Ідеальна екскаваторна характеристика показана на рис. 1.23 (крива 1).

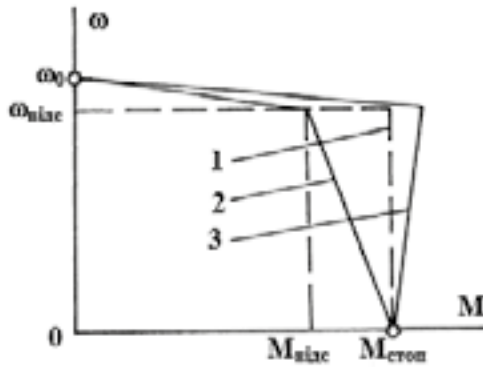


Рисунок 1.23 – Експлуатаційні механічні характеристики

Реальні експлуатаційні характеристики з різним заповненням мають вигляд кривих 2, 3. Розглядаючи цей рисунок, можна зробити висновок, що при достатньо високій жорсткості робочої ділянки характеристик їхнє заповнення може оцінюватися за допомогою так званого коефіцієнта відсічки:

$$K_{\text{відс}} = M_{\text{відс}} / M_{\text{стоп}} \cdot$$

Для з'ясування домінуючих фізичних особливостей і режимів різких стопорінь проаналізуємо перехідний процес електропривода підйому експлуатаційної лопати викликаний раптовою зупинкою ковша при зустрічі з непідірваною скелею. Прийmemo, що момент двигуна M в перехідному процесі змінюється в відповідності з механічною характеристикою 2 на рис. 1.23 і що єдиним пружним елементом схеми є підйомний канат. При цьому згідно з розрахунковою схемою на рис – 1.24, а, нехтуючи наявними в механізмі силами тертя, можна записати:

$$M - M_{12} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}, \quad (1.21)$$

де $M_{12} = c_{12}\phi$ – приведений до валу двигуна момент, що створюється на барабані натягом канату:

c_{12} – приведена до валу двигуна жорсткість каната;

Φ – приведенне до валу двигуна подовження каната;

$J_1 = J'_1 + J''_1$ – приведений до валу двигуна момент інерції електропривода.

Рівняння спадаючої ділянки екскаваторної характеристики:

$$M = M_{\text{стоп}} - \frac{M_{\text{стоп}} - M_{\text{відс}}}{\omega_{\text{відс}}} \omega = M_{\text{стоп}} - \beta \omega, \quad (1.22)$$

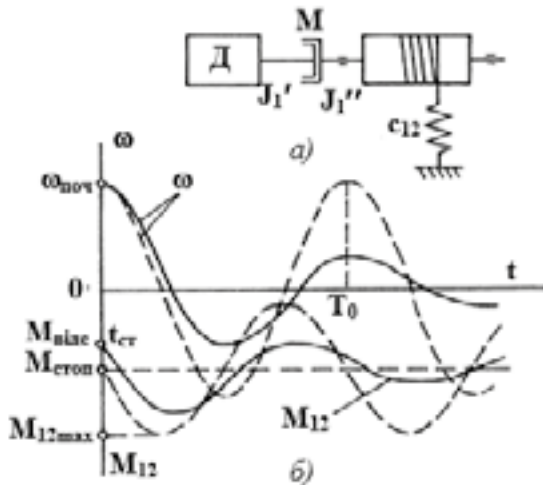


Рисунок 1.24 – До аналізу процесів стопоріння

де $\beta = \frac{M_{\text{стоп}}}{\omega_{\text{відс}}} (1 - \kappa_{\text{відс}})$ – модуль жорсткості спадаючої ділянки механічної

характеристики.

Підставимо вирази для M_{12} і M в (1.21), продиференціювавши його.

Отримаємо таке диференціальне рівняння:

$$\frac{d^2 \omega}{dt^2} + \frac{\beta}{J_1} \frac{d\omega}{dt} + \frac{c_{12}}{J_1} \omega = 0. \quad (1.23)$$

Корені характеристичного рівняння:

$$\rho_{1,2} = -\frac{\beta}{2J_1} \pm \sqrt{\frac{\beta^2}{4J_1^2} - \frac{c_{12}}{J_1}} = -\alpha \pm j\Omega. \quad (1.24)$$

Оскільки зазвичай $\beta^2/4J_1^2 < c_{12}/J_1$, то розв'язок рівняння відносно швидкості двигуна необхідно шукати в вигляді

$$\omega = e^{-\alpha t} (A \sin \Omega t + B \cos \Omega t).$$

Приймаємо, що в момент початку стопоріння, інерційні маси приводу рухаються зі швидкістю $\omega_{\text{нач}} = \omega_{\text{відс}}$ і $M = M_{12} = M_{\text{відс}}$. Підставивши початкові умови: $(\omega)_0 = \omega_{\text{поч}}$ і $(d\omega/dt)_0 = 0$ при $t=0$, визначаємо сталі інтегрування:

$$A = \alpha \omega_{\text{поч}} / \Omega; \quad B = \omega_{\text{поч}}.$$

Розв'язок рівняння після підстановки сталих інтегрування і перетворень набуває вигляду:

$$\omega = \omega_{\text{поч}} \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha}{\Omega}\right)^2} e^{-\alpha t} \sin(\Omega t + \psi_1), \quad (1.25)$$

$$\text{де } \psi_1 = \arctg \frac{\Omega}{\alpha}.$$

Розв'язок вихідного диференціального рівняння відносно моменту M_{12} , пропорційного натягу канату і навантаження механічної частини приводу варто шукати у вигляді:

$$M_{12} = M_{\text{стоп}} + e^{-\alpha t} (C \sin \Omega t + D \cos \Omega t). \quad (1.26)$$

За допомогою початкових умов $(M_{12})_0 = M_{\text{відс}}$, $(dM_{12}/dt)_0 = c_{12} \omega_{\text{поч}}$ визначаються сталі C і D :

$$C = \frac{c_{12} \omega_{\text{нач}} - \alpha (M_{\text{стоп}} - M_{\text{відс}})}{\Omega}; \quad D = -(M_{\text{стоп}} - M_{\text{відс}}).$$

Після перетворень, з урахуванням співвідношення:

$$M_{\text{стоп}} - M_{\text{відс}} = \beta \omega_{\text{відс}} = \beta \omega_{\text{поч}}$$

Розв'язок рівняння відносно M_{12} має вигляд:

$$M_{12} = M_{\text{стоп}} + \omega_{\text{поч}} \beta \sqrt{1 + \left(\frac{c_{12} - \alpha \beta}{\beta \Omega} \right)^2} e^{-\alpha t} \sin(\Omega t - \psi_2),$$

$$\text{де } \psi_2 = \text{arctg} \frac{\beta \Omega}{c_{12} - \alpha \beta}.$$

Отриманим аналітичним залежностям (1.25) і (1.26) відповідають побудовані на рис. 1.24, б суцільними лініями криві ω , $M_{12} = f(t)$. Там же штриховими лініями показаний характер процесу стопоріння при $\beta = 0$, тобто

при ідеальній екскаваторній характеристиці **1** (див. рис. 1.20). В цьому випадку процес стопоріння протікає при $\mathbf{M} = \mathbf{M}_{\text{стоп}} = \text{const}$ і співвідношення (1.24) – (1.26) спрощуються:

$$\omega = \omega_{\text{поя}} \cos \Omega_0 t, \quad (1.27)$$

$$\mathbf{M}_{12} = \mathbf{M}_{\text{стоп}} + \frac{c_{12} \omega_{\text{поя}}}{\Omega_0} \sin \Omega_0 t \quad (1.28)$$

де $\Omega_0 = \sqrt{c_{12}/J_1}$ – частота вільних коливань пружної механічної системи.

Аналізуючи наведені на рис. 1.24, б криві, можна бачити, що пропорційний зусиллю в канаті момент \mathbf{M}_{12} зростає при зниженні швидкості, бо накопичена в інерційних масах кінетична енергія при зупинці вивільнюється і переходить в потенційну енергію розтягу канату. Наявність надлишкового запасу потенційної енергії при $\omega = 0$ є причиною, розгону барабана і зв'язаних з ним мас в протилежну сторону. Тому процес стопоріння має коливальний характер, причому при ідеальній екскаваторній характеристиці у відповідності з (1.27) і (1.28) коливання теоретично незатухаючі. Практично внаслідок неврахованих втрат на тертя енергія пружних коливань і в цьому випадку розсіюється у вигляді теплоти в елементах, які труться між собою, але повільніше, ніж при $\beta \neq 0$.

Отримані залежності свідчать про те, що при обмеженому екскаваторною характеристикою моменті двигуна $\mathbf{M} \leq \mathbf{M}_{\text{стоп}}$ максимальні навантаження елементів приводу в процесі стопоріння збільшуються за рахунок динамічного навантаження і при несприятливих умовах можуть досягати небезпечних значень. Без врахування затухання максимальне значення моменту \mathbf{M}_{12} визначається з (1.28):

$$\mathbf{M}_{12\text{max}} = \mathbf{M}_{\text{стоп}} + \omega_{\text{поя}} \sqrt{J_1 c_{12}}. \quad (1.29)$$

Відношення максимального навантаження до усталеного визначає динамічний коефіцієнт:

$$k_{\text{дин}} = \frac{M_{12\text{max}}}{M_{\text{стоп}}} = 1 + \omega_{\text{поч}} \frac{\sqrt{J_1 c_{12}}}{M_{\text{стоп}}}. \quad (1.30)$$

Динамічний коефіцієнт характеризує перевантаження механічної частини електропривода при різких стопоріннях в порівнянні з усталеним режимом стопоріння. З (1.30) випливає, що перевантаження тим більше, чим більшим є початкова швидкість $\omega_{\text{поч}}$, момент інерції J_1 і жорсткість робочого обладнання c_{12} .

Порівнюючи (1.26) і (1.28), а також відповідні характеристики на рис. 1.20, можна перекоонатися, що при зменшенні коефіцієнта відсічки (збільшенні β) коливання затухають швидше. Дійсно, як вже відзначалося, лінійна залежність моменту двигуна і швидкості аналогічна в'язкому тертю $M_{\text{тер}} = \beta\omega$, тобто сприяє швидкому затуханню коливань. Збільшення затухання викликає деяке зменшення динамічного коефіцієнта.

Тому для підйомних лебідок екскаваторів-лопат і грейферних кранів бажана характеристика з коефіцієнтом відсічки $k_{\text{відс}} = 0.7 \div 0.8$ (характеристика 2 на рис. 1.20). Така форма екскаваторної характеристики водночас зменшує частоту стопорінь, бо забезпечує завчасне зниження швидкості при механічному перевантаженні ще до досягнення стопорного навантаження. При цьому за зниженням швидкості оцінюється навантаження двигуна і вчасно контролюється перевантаження, наприклад, зменшується напірне зусилля екскаватора-лопати при перевантаженні електропривода підйому.

Чим важчі умови стопоріння, чим більша жорсткість механічного обладнання c_{12} , тим менший потрібний коефіцієнт відсічки. В цьому відношенні найбільш характерний механізм напору екскаватора-лопати з рейковою

передачею, яка дає надто жорстке з'єднання рукояті з приводом. Через велику жорсткість c_{12} в даному випадку процеси різких стопорінь носять характер важких ударів з небезпечними значеннями динамічного коефіцієнта. Для цього механізму вибирають $k_{відс} = 0.6 \div 0.7$ і для захисту від поломок в його кінематичне коло вводять муфту граничного моменту, налаштовану на спрацьовування при $M = (1.2 \div 1.4)M_{стоп}$.

Якщо екскаваторна характеристика призначена тільки для обмеження моменту в перехідних процесах, то для отримання їх рівномірно прискореного протікання бажано більш високе її заповнення. Оптимальним є $k_{відс} = 1$, що відповідає характеристиці на рис. 1.20. Для електроприводів повороту екскаваторів і інших інерційних механізмів бажано використати характеристики з ще більшим заповненням – крива на рис. 1.20. При цьому зменшується різниця між динамічними моментами при гальмуванні реверсу і пуску, зумовлена реактивним характером моменту навантаження, чим досягається краще використання допустимого прискорення при пуску.

Найпростішим прикладом екскаваторної характеристики з $k_{відс} < 1$ може служити характеристика асинхронного двигуна, якщо шляхом введення в його роторне коло додаткового опору отримати $s_{кр} = 1$ і якщо $M_{кр} = M_{стоп}$. Однак, забезпечуючи обмеження моменту, ця характеристика мало обмежує струм двигуна, кратність якого $I_1/I_{ном}$ при $s_{кр} = 1$ більше, ніж кратність моменту $M_{кр}/M_{стоп}$, в 1.5 - 2 рази. Тому використання асинхронного двигуна в установках з частими стопоріннями небажане. Великі втрати при всіх перехідних процесах і при механічних перевантаженнях викликають перевищення температури двигуна і підвищують питомі витрати енергії.

Переважне застосування в означених установках отримала система з живленням двигуна постійного струму від окремого керованого перетворювача-генератора (Г-Д) або тиристорного перетворювача (ТП-Д). Для цих систем струм якоря визначається співвідношенням [2]:

$$i_{\text{я}} = (e_{\text{пер}} - e_{\text{дв}}) / R_{\text{я,}\Sigma} = (e_{\text{пер}} - c\omega) / R_{\text{я,}\Sigma},$$

де $e_{\text{пер}}, e_{\text{дв}}$ – поточні значення ЕРС перетворювача і двигуна;

$R_{\text{я,}\Sigma}$ – сумарний опір якірного кола.

При стопорінні швидкість двигуна і його ЕРС знижуються за законом, показаним на рис. - 1.21, б суцільною лінією. Для того, щоб струм якоря не перевищував стопорного струму, необхідно, щоб різниця $e_{\text{пер}} - e_{\text{дв}}$ в будь-який момент не переважала падіння напруги, що відповідає стопорному струму:

$$e_{\text{пер}} - e_{\text{дв}} \leq I_{\text{стоп}} R_{\text{я,}\Sigma}. \quad (1.31)$$

Таким чином, для обмеження моменту необхідно, щоб ЕРС перетворювача $e_{\text{пер}}$ без запізнення зменшувалася за тим же законом, що й ЕРС двигуна і його швидкість. Тиристорний перетворювач має малу інерційність, тому умова (1.31) при стопорінні забезпечується без ускладнень. Генератор постійного струму має значну електромагнітну інерцію. Тому гасіння його поля при різких стопоріннях вимагає більших форсувань і звичайно супроводжується піками струму якоря і моменту, які перевищують стопорне значення. Тому в системі Г-Д необхідно вибирати запас за напругою збудження, що характеризується коефіцієнтом $\alpha = U_{\text{В,макс}} / U_{\text{Вуст}}$, таким, щоб забезпечувалося гасіння поля генератора за час, що дорівнює часу зниження швидкості двигуна при стопорінні до нуля. При відомих параметрах, цей час можна визначити, не враховуючи в першому наближенні затухання:

$$t_{\text{чтот}} \approx \frac{T_0}{4} = \frac{\pi}{2\Omega_0} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{J_1}{c_{12}}}. \quad (1.32)$$

Механічне безперервне обмеження моменту забезпечується шляхом використання муфт граничного моменту або інших пристроїв з обмеженим граничним моментом, що передається. При перевантаженні механізму, що перевищує $M_{\text{стоп}}$, муфта M (див. рис. 1.21, а) проковзує, розділяючи жорсткий

зв'язок двигуна з робочим обладнанням механізму і розвиваючи при цьому постійний момент $M = M_{\text{стоп}}$ на валу двигуна.

Застосування муфти граничного моменту дозволяє значно знизити момент інерції елементів, які застопорились, бо для підйомних, напірних і тягових лебідок основну частку в сумарному приведеному до валу двигуна моменті інерції приводу складає момент інерції двигуна.

Недоліком муфт граничного моменту є їх більші габарити і вартість, швидке зношення при інтенсивній роботі. Тому як основний засіб обмеження моменту механічні пристрої використовуються при невеликій потужності, в тому числі для екскаваторів і кранів з груповим дизельним, електричним або дизель-електричним приводом. При цьому вони водночас служать і для роздільного керування механізмами. На екскаваторах середньої і великої продуктивності, як правило, цей засіб не застосовується. Як виняток, встановлюються захисні муфти граничного моменту на рейкових механізмах напору, у яких у зв'язку з великою жорсткістю механізму c_{12} (канат відсутній) електричне обмеження моменту не забезпечує задовільного зниження динамічного коефіцієнта при різких стопоріннях.

1.6. Особливості статички і динаміки взаємодіючих електроприводів

Як вище було зазначено, різноманітні вантажопідйомні, землерийні, навантажувальні та інші машини, призначені для виконання операцій, що потребують просторового переміщення робочого органу, є характерними представниками просторого класу машин типу командних промислових маніпуляторів. Тому розгляд особливостей статички і динаміки електроприводів машин з декількома ступенями свободи доцільно почати з найпростіших прикладів екскаватора і крану.

Розглянемо робочі навантаження механізмів підйому і тяги екскаватора-драглайна, що виникають в режимах вільного підйому ковша за різноманітними траєкторіями. Для цього на рис. 1.25 показаний ряд положень центра ваги підвішеного на канатах ковша і здійснений графічний розклад сили тяжіння G_x на складові сили натягу підйомного F_n і тягового канатів F_t , напрямки яких в кожній точці відомі.

Точка I відповідає моменту відриву вантаженого ковша після черпання з глибини забою. При цьому вага ковша приблизно порівно розподіляється між підйомним і тяговим канатами; відповідно F_n і F_t , і складають приблизно половину G_x . Точка II також відповідає відриву навантаженого ковша після черпання, але у верхній частині забою, поблизу нижнього блоку наводки тягового канату. Тут, за рахунок збільшення розтягу канатів ковша, натяги F_n і F_t значно більші, ніж в точці I, і можуть за абсолютним значенням перевищувати вагу ковша. В точці III визначені натяги канатів, що мають місце при підйомі навантаженого ковша по вертикалі або при спуску порожнього ковша в забій. В тому у іншому випадку сила F_n приблизно дорівнює вазі ковша (відповідно навантаженого або порожнього), а натяг тягового канату або має невелике значення, необхідне для утримання ковша від перекидання і розвантаження, або при спуску ковша може бути близьким до нуля. Точка IV відповідає аварійному розтягу, при якому створюється небезпека удару ковша об стрілу, бо незначне збільшення розтягу викликає великі прискорення ковша в напрямку стріли.

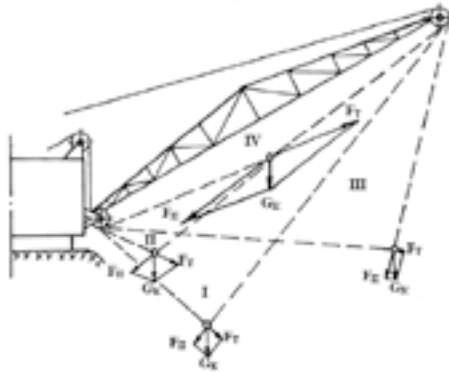


Рисунок 1.25 – Залежність статичних навантажень підйомного і тягового канатів екскаватора-драглайна від положення ковша

Якщо в точці **I** зупинити привод тяги і здійснювати підйом ковша за рахунок підйомної лебідки, ківш буде наближатися до стріли, а навантаження тягового канату зростати. Аналогічно, якщо в точці **III** зупинити привод підйому і підтягувати ківш тягою, ківш буде переміщатися за дугою кола до стріли і зі зростанням розтягу навантаження підйомного канату стане зростати спочатку поволі, а потім все швидше. Переміщення ковша за необхідною траєкторією потребує погодженої роботи приводів підйому і тяги, причому очевидним є взаємний вплив цих приводів на їхні статичні навантаження, що виникають при роботі. Аналогічно можна переконатись, що такий самий взаємний вплив характерний і для електроприводів підйому і напорю екскаватора-лопати.

Процес переміщення ковша на розвантаження за необхідною просторовою траєкторією забезпечується спільною роботою електроприводів підйому, тяги і повороту платформи екскаватора.

Якщо розглянути умови перебігу перехідних процесів електропривода повороту при положеннях ковша **I–IV** (рис. 1.25), можна встановити, що сумарний приведений момент інерції електропривода повороту J_{Σ} при роботі електроприводів підйому і тяги безперервно

змінюється, бо приведений момент інерції навантаженого ковша на повному вильоті складає значну частку J_{Σ} , а при переміщенні до точки II швидко знижується пропорційно квадрату відстані від осі обертання платформи.

З іншого боку, при обертанні платформи виникає відцентрова сила інерції ковша, що збільшує натяг тягового канату.

Таким чином, очевидним є взаємний вплив всіх електроприводів драглайна як в статичних, так і в динамічних режимах роботи.

Встановлена особливість визначає труднощі аналізу динамічних процесів електроприводів машин-маніпуляторів. В теорії електропривода [4] для описання динаміки механічної частини електроприводів в загальному випадку використовуються рівняння Лагранжа. Скористаємося цим математичним апаратом для виявлення основних особливостей електроприводів зміни вильоту стріли і повороту платформи порталного крану, що розглядаються як об'єкт автоматичного керування. Лебідка зміни вильоту здійснює поворот стріли у вертикальній площині відносно опорного шарніру, що вважається розташованим на осі обертання платформи.

При цьому зміна вильоту стріли 3 (див рис. 1.26, б) супроводжується відповідною зміною вильоту противаги 5, що зв'язані тягою 6. Цим забезпечується урівноваження ваги стріли відносно до осі обертання платформи.

Сумарний момент інерції електропривода повороту за рахунок введення противаги збільшується незначно, бо приведений момент інерції номінального вантажу, що пропорційний квадрату його відстані від осі обертання, набагато більший приведенного моменту інерції противаги, що має значно менший виліт. Враховуючи це, в першому наближенні для аналізу динаміки даних взаємодіючих електроприводів можна використати просторову розрахункову електромеханічну схему, що показана на рис. 1.27.



а)



б)

Рисунок 1.26 – Приклади конструктивних схем поворотних підйомних кранів.

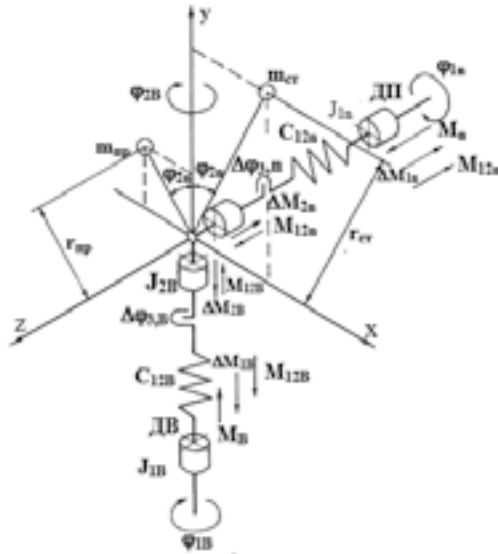


Рисунок 1.27 – Розрахункова механічна схема електропривода зміни вильоту і повороту порталного крана

На рис.1.27 прийняті позначення: M_p, M_o – електромагнітні моменти двигунів підйому (зміни вильоту) стріли ДП і обертання (повороту) платформи ДО; $\Phi_{1п}, \Phi_{1о}$ – кути повороту двигунів ДП і ДО; $J_{1п}, J_{1о}$ – моменти інерції двигунів ДП і ДО і жорстко зв'язаних із ними елементів приводів; $c_{12п}, c_{12о}$ – еквівалентна жорсткість передач приводів підйому стріли і обертання платформи; $\Delta\Phi_{з,п}, \Delta\Phi_{з,о}$ – кінематичні зазори тих самих передач; $\Phi_{2п}, \Phi_{2о}$ – кути повороту стріли і платформи; $J_{2п}, J_{2о}$ – моменти інерції барабана лебідки зміни вильоту (зв'язок барабана зі стрілою прийнятий жорстким) і поворотної платформи (зв'язок платформи зі стрілою прийнятий жорстким); $\Delta M_{1п}, \Delta M_{2п}, \Delta M_{1в}, \Delta M_{2в}$ – моменти втрат на тертя, прикладені до відповідних мас; $m_{ст}, m_{пр}$ – маси стріли з вантажем і противаги, зосереджені в центрах ваги з координатами відповідно $\Phi_{2п}, r_{ст}$ і $-\Phi_{2п}, r_{пр}$. Всі параметри і координати електроприводів приведені до їхніх вихідних валів.

В загальному випадку для і-го ступеня свободи рівняння Лагранжа має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1.33)$$

де $L = W_k - W_{\pi}$ – функція Лагранжа;

W_k, W_{π} – сумарний запас відповідно до кінетичної та потенціальної енергії системи;

Q_i – узагальнені неконсервативні сили;

q_i, \dot{q}_i – узагальнені координати і швидкості.

Прийmemo за узагальнені координати змінні $\varphi_{1\pi}, \varphi_{1o}, \varphi_{2\pi}, \varphi_{2o}$. При цьому, кінетична і потенціальна енергії системи можуть бути визначені за формулами:

$$\begin{aligned} W_k = & J_{1o} \frac{\omega_{1o}^2}{2} + J_{2o} \frac{\omega_{2o}^2}{2} + \frac{(m_{cr} r_{cr}^2 + m_{np} r_{np}^2) \omega_{2o}^2 \sin^2 \varphi_{2\pi}}{2} + J_{1\pi} \frac{\omega_{1\pi}^2}{2} + \\ & + J_{2\pi} \frac{\omega_{2\pi}^2}{2} + \frac{(m_{cr} r_{cr}^2 + m_{np} r_{np}^2) \omega_{2\pi}^2}{2}; \end{aligned} \quad (1.34)$$

$$\begin{aligned} W_{\pi} = & \frac{c_{12o} (\varphi_{1o} - \varphi_{2o})^2}{2} + \frac{c_{12\pi} (\varphi_{1\pi} - \varphi_{2\pi})^2}{2} + \\ & + g(1 + \cos \varphi_{2\pi})(m_{cr} r_{cr} - m_{np} r_{np}); \end{aligned} \quad (1.35)$$

де $g=9,81 \text{ м/с}^2$; $\omega_{1o} = \varphi_{1o}$; $\omega_{2o} = \varphi_{2o}$; $\omega_{1\pi} = \varphi_{1\pi}$; $\omega_{2\pi} = \varphi_{2\pi}$.

Якщо підставити (1.34) і (1.35) в (1.33), зробити необхідні операції диференціювання і перетворення, то з урахуванням показаних на рис. 1.27 узагальнених сил можна отримати таку систему рівнянь руху:

$$\left\{ \begin{aligned}
 & M_o - M_{12o} - \Delta M_{1o} = J_{1o} \frac{d\omega_{1o}}{dt} \\
 & M_{12o} - \Delta M_{2o} = J_{2o} \frac{d\omega_{2o}}{dt} + \\
 & + (m_{cr} r_{cr}^2 + m_{np} r_{np}^2) (\sin^2 \varphi_{2n} \frac{d\omega_{2o}}{dt} + 2\omega_{2n} \omega_{2o} \sin \varphi_2) \\
 & M_{1n} - M_{12n} - \Delta M_{1n} = J_{1n} \frac{d\omega_{1n}}{dt} \\
 & M_{12n} - \Delta M_{1n} + (m_{cr} r_{cr} - m_{np} r_{np}) g \sin \varphi_{2n} + \\
 & + \omega_{2o}^2 (m_{cr} r_{cr}^2 + m_{np} r_{np}^2) \sin \varphi_{2n} \cos \varphi_{2n} = \\
 & = J_{2n} \frac{d\omega_{2n}}{dt} + (m_{cr} r_{cr}^2 + m_{np} r_{np}^2) \frac{d\omega_{2n}}{dt} \\
 & M_{12o} = c_{12o} (\varphi_{1o} - \varphi_{2o}) \\
 & M_{12n} = c_{12n} (\varphi_{1n} - \varphi_{2n})
 \end{aligned} \right. \quad (1.36)$$

Отриманій системі рівнянь (1.36) відповідає структурна схема механічної частини взаємодіючих електроприводів підйому стріли і обертання платформи порталного крану, що показана на рис – 1.28.

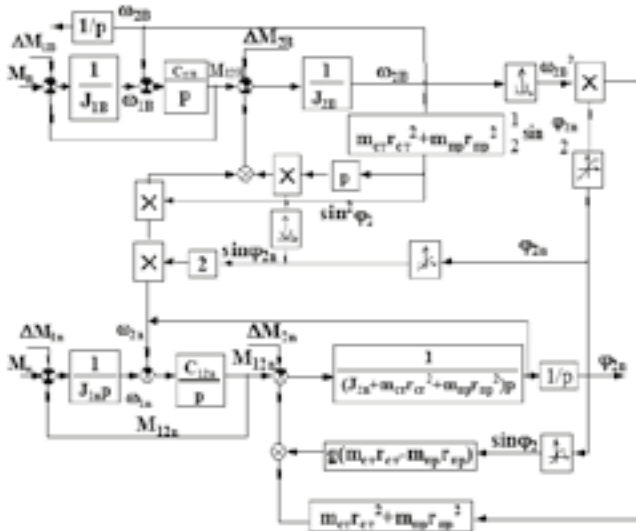


Рисунок 1.28 – Структурна схема механічної частини електроприводів зміни вильоту і повороту порталного крану

Ця схема характеризує основні особливості приводів машин-маніпуляторів як об'єктів автоматичного регулювання. Взаємодіючі електроприводи механізмів таких машин є багатозв'язаними, нелінійними, електромеханічними системами, в яких зміни однієї координати впливають на статичні і динамічні навантаження електропривода іншої, причому нелінійно.

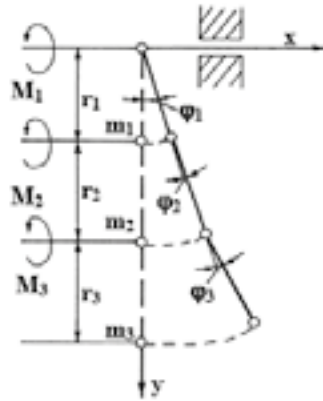


Рисунок 1.29 – Розрахункова механічна схема маніпулятора робота

Задача дослідження динамічних процесів у взаємодіючих електроприводах істотно ускладнюється зі зростанням числа ступенів свободи робочого органу машини. Найбільші труднощі викликає математичний опис і аналіз динаміки багатоланкових механізмів маніпуляторів промислових роботів. Для прикладу складемо рівняння руху руки маніпулятора (рис. 1.29) в площині x, y . Приймемо, що обертання ланок руки відносно кожного з шарнірів здійснюється вмонтованими в шарніри електроприводами, причому центри ваги перших двох ланок співпадають з осями другого і третього шарнірів. Для отримання математичного опису динаміки даної системи з допомогою (1.33) необхідно виразити координати центрів ваги мас в осях x, y (відповідно x_1, y_1, x_2, y_2 і x_3, y_3) через узагальнені координати системи Φ_1, Φ_2, Φ_3 [5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} x_1 = r_1 \sin \varphi_1 \\ y_1 = r_1 \cos \varphi_1 \\ x_2 = r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \\ y_2 = r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \\ x_3 = r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + r_3 \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) \\ y_3 = r_1 \sin \varphi_1 + r_2 \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + r_3 \sin(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) \end{array} \right. \quad (1.37)$$

Кінетична енергія системи визначається співвідношенням:

$$W_k = m_1 \frac{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2}{2} + m_2 \frac{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2}{2} + m_3 \frac{\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2}{2}; \quad (1.38)$$

Обмежимося розглядом динаміки системи в області малих відхилень від положення рівноваги. При цьому:

$$\begin{aligned} \cos \varphi_2 &\approx \cos \varphi_3 \approx \cos(\varphi_1 + \varphi_3) \approx 1; \\ \cos \varphi_1 &\approx 1 - \varphi_1^2/2; \quad \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = 1 - (\varphi_1 + \varphi_2)^2/2; \\ \cos(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) &= 1 - (\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)^2/2. \end{aligned}$$

Підставивши (1.37) в (1.38), з урахуванням вказаних наближених співвідношень отримаємо:

$$\begin{aligned} W_k &= \frac{\omega_1^2}{2} (m_1 + m_2 + m_3) r_1^2 + \frac{(\omega_1 + \omega_2)^2}{2} (m_2 + m_3) r_2^2 + \\ &+ \frac{(\omega_1 + \omega_2 + \omega_3)^2}{2} m_3 r_3^2 + \omega_1 (\omega_1 + \omega_2) (m_2 + m_3) r_1 r_2 + \\ &+ \omega_1 (\omega_1 + \omega_2 + \omega_3) m_3 r_1 r_3 + (\omega_1 + \omega_2) (\omega_1 + \omega_2 + \omega_3) m_3 r_2 r_3, \end{aligned} \quad (1.39)$$

де $\omega_1 = \dot{\varphi}_1$; $\omega_2 = \dot{\varphi}_2$; $\omega_3 = \dot{\varphi}_3$.

Потенціальна енергія системи визначається співвідношенням:

$$\begin{aligned} W_n &= (m_1 + m_2 + m_3) g r_1 (1 - \cos \varphi_1) + (m_2 + m_1) g r_2 \times \\ &\times [1 - \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] + m_3 g r_3 [1 - \cos(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)] \end{aligned} \quad (1.40)$$

З урахуванням вказаних наближених співвідношень при малих відхиленнях (1.40) набуде вигляду:

$$W = (\mathbf{m}_1 + \mathbf{m}_2 + \mathbf{m}_3)g\mathbf{r}_1 \frac{\varphi_1^2}{2} + (\mathbf{m}_2 + \mathbf{m}_3)g\mathbf{r}_2 \times \left(\frac{(\varphi_1 + \varphi_2)^2}{2} + \mathbf{m}_3g\mathbf{r}_3 \frac{(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)^2}{2} \right). \quad (1.41)$$

Підставивши (1.39) і (1.41) в (1.33) і виконавши потрібні перетворення, отримаємо необхідні рівняння руху системи:

$$\begin{cases} \mathbf{a}_{11} \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + \mathbf{a}_{12} \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + \mathbf{a}_{13} \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} + \mathbf{c}_{11}\varphi_1 + \mathbf{c}_{12}\varphi_2 + \mathbf{c}_{13}\varphi_3 = \mathbf{M}_1 - \Delta\mathbf{M}_1 \\ \mathbf{a}_{21} \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + \mathbf{a}_{22} \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + \mathbf{a}_{23} \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} + \mathbf{c}_{21}\varphi_1 + \mathbf{c}_{22}\varphi_2 + \mathbf{c}_{23}\varphi_3 = \mathbf{M}_2 - \Delta\mathbf{M}_2; \\ \mathbf{a}_{31} \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + \mathbf{a}_{32} \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + \mathbf{a}_{33} \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} + \mathbf{c}_{31}\varphi_1 + \mathbf{c}_{32}\varphi_2 + \mathbf{c}_{33}\varphi_3 = \mathbf{M}_3 - \Delta\mathbf{M}_3 \end{cases} \quad (1.42)$$

де \mathbf{M}_i і $\Delta\mathbf{M}_i$ – електромагнітні моменти двигунів і моменти втрат на тертя;

$$\mathbf{a}_{ik} = \mathbf{a}_{ki}; \mathbf{c}_{ik} = \mathbf{c}_{ki}; \mathbf{k}=1,2, 3\dots; \mathbf{i}=1,2, 3\dots$$

Вирази для визначення коефіцієнтів [5]:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{11} &= \mathbf{m}_1\mathbf{r}_1^2 + \mathbf{m}_2(\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2)^2 + \mathbf{m}_3(\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3)^2; \\ \mathbf{a}_{22} &= \mathbf{m}_2\mathbf{r}_2^2 + \mathbf{m}_3(\mathbf{r}_3 + \mathbf{r}_3)^2; \mathbf{a}_{33} = \mathbf{m}_3\mathbf{r}_3^2; \\ \mathbf{a}_{12} &= \mathbf{m}_2\mathbf{r}_2(\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2) + \mathbf{m}_3[(\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3)^2 + \mathbf{r}_1(\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3)]; \\ \mathbf{a}_{13} &= \mathbf{m}_3\mathbf{r}_3(\mathbf{r}_1 + \mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3); \mathbf{a}_{23} = \mathbf{m}_3\mathbf{r}_3(\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3); \\ \mathbf{c}_{11} &= (\mathbf{m}_1 + \mathbf{m}_2 + \mathbf{m}_3)g\mathbf{r}_1 + (\mathbf{m}_2 + \mathbf{m}_3)g\mathbf{r}_2 + \mathbf{m}_3g\mathbf{r}_3; \\ \mathbf{c}_{22} &= \mathbf{m}_2g\mathbf{r}_2 + \mathbf{m}_3g(\mathbf{r}_2 + \mathbf{r}_3); \mathbf{c}_{13} = \mathbf{c}_{23} = \mathbf{c}_{33} = \mathbf{m}_3g\mathbf{r}_3; \\ \mathbf{c}_{12} &= (\mathbf{m}_2 + \mathbf{m}_3)g\mathbf{r}_2 + \mathbf{m}_3g\mathbf{r}_3. \end{aligned}$$

Структурна схема механічної частини електроприводів такого маніпулятора, що відповідає рівнянням (1.42), наведена на рис. 1.30.

Вона підтверджує відзначену вище здатність установок з декількома ступенями свободи – взаємний вплив електроприводів, що в структурній схемі відображено наявністю перехресних взаємних зв'язків між каналами регулювання координат системи. Порівнюючи рис. 1.30 з рис. 1.28, можна встановити, що зростання числа ступенів свободи системи збільшує число

взаємних зв'язків і ускладнює створення математичного опису динаміки системи, як це видно з розглянутого прикладу.

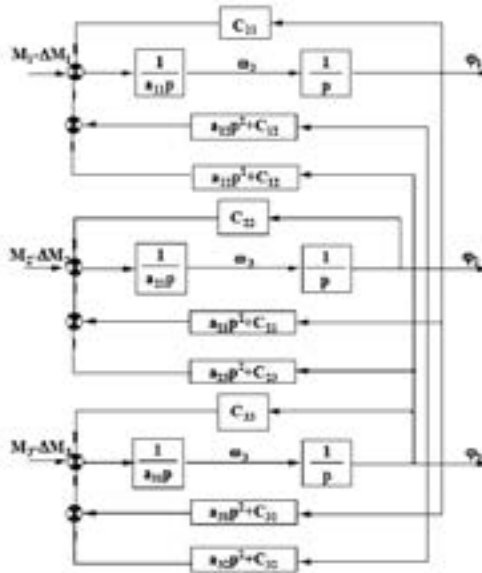


Рисунок 1.30 – Структурна схема механічної частини трьох електроприводів маніпулятора робота

З іншого боку, з того самого порівняння випливає, що найскладніші для лінеаризації нелінійності, типу добутку змінних, виникають при поєднанні руху елементів маніпулятора в різноманітних площинах. Тому врахування четвертого ступеня свободи маніпулятора, схема якого наведена на рис – 1.29, що відповідає обертанню площини x, y відносно осі x , потребує більш громіздких викладень і дасть математичний опис, аналіз якого додатково ускладнений.

Для аналітичного дослідження динаміки систем, рівняння руху яких містять добуток змінних, можна скористатися розкладанням в ряд Тейлора в околі точки статичної рівноваги системи. Однак велике число перехресних зв'язків і в цьому випадку може ускладнити отримання наочних результатів. Тому при необхідності врахування взаємодії електроприводів маніпуляторів варто використати ЕОМ.

Синтез же електроприводів окремих ступенів свободи здійснюють без урахування взаємодії з іншими електроприводами. При цьому важливо вибрати розрахункове положення робочого органу, при якому параметри електромеханічної системи приводу даного ступеня свободи набувають несприятливих значень.

Отримання необхідної якості регулювання в цьому випадку повинно забезпечити нормальну роботу даного електропривода при поєднанні параметрів, що відповідають іншим положенням інших механізмів. Виконання цієї умови повинно перевірятися моделюванням динаміки системи з урахуванням взаємодії механізмів на ЕОМ.

Питання для самоконтролю

1. Основні види навантажень.
2. Ознаки, що визначають вибір системи ЕП.
3. Ознаки, що визначають вибір системи керування ЕП.
4. Класифікація типових виробничих механізмів.
5. Технологічні особливості ЕП інерційних механізмів.
6. Вимоги до ЕП інерційних механізмів.
7. Особливості динамічних режимів в установках з гнучкими і пружними зв'язками.
8. Приведення механічної схеми ЕП для механізму переміщення з підвищеним вантажем.
9. Вплив пружності тягового органу на динамічні процеси в стрічковому конвеєрі.

10. Вплив розкачування підвищеного вантажу на динамічні режими роботи ЕП.

11. Особливості динамічних режимів ЕП інерційних механізмів.

12. Вплив зазорів на динамічні режими ЕП інерційних механізмів.

13. Розподіл навантажень при застосуванні багатодвигунного ЕП для інерційних механізмів.

14. Способи обмеження механічних перевантажень ЕП.

15. Електричне безперервне обмеження моменту ЕП.

16. Особливості екскаваторних характеристик.

17. Аналіз процесів стопоріння.

18. Механічне безперервне обмеження моменту ЕП.

19. Особливості статичних навантажень взаємодіючих електродів.

20. Розрахунок механічної схеми ЕП зміни вильоту і повороту порталного крана.

21. Структурна схема механічної частини ЕП зміни вильоту і повороту порталного крана.

22. Динамічні процеси механічної частини ЕП маніпулятора робота.

23. Структурна схема механічної частини електроприводів маніпулятора робота.

Розділ 2. Електропривод механізмів безперервної дії з постійним навантаженням

2.1. Аналіз навантажень. Побудова навантажувальних діаграм.

Розрахунок потужності двигуна

При класифікації виробничих механізмів була виділена група, особливістю якої є сталість навантаження при безперервному характері роботи. До цієї групи відносяться, наприклад, механізми робочих машин, що виконують функції транспортування (конвеєри стрічкові і ланцюгові, рольганги, канатні дороги, ескалатори тощо), і механізми металорізальних верстатів (типу токарних, карусельних, свердлильних і т. д.), що виконують головні рухи.

Функції, призначення, конструктивні елементи цих механізмів різні. Різноманітна і природа виникнення статичних навантажень. Однак сталість навантаження протягом тривалого режиму їх роботи при заданій швидкості дозволяє виявити спільність у визначенні потужності P_c (кВт) на валу приводного двигуна, що визначається таким чином [3]:

$$P_c = k \frac{F_{cmax} v}{\eta} 10^{-3} \quad (2.1)$$

або

$$P_c = k \frac{M_{cmax} \omega}{\eta} 10^{-3}, \quad (2.2)$$

де F_{cmax} , M_{cmax} – максимальне статичне зусилля (Н) або момент опору (Н·м);

v, ω – задані швидкості переміщення (м/с) або обертання (рад/с) робочого органу машини;

η – ККД механізму;

$k = 1,2 + 1,3$ – коефіцієнт запасу, що враховує додаткові зусилля, викликані особливостями роботи механізму.

Оскільки даний клас виробничих механізмів має тривалий режим роботи, то при розрахунку потужності приводних двигунів не враховуються перехідні процеси і пов'язані з ними динамічні зусилля. Однак в деяких випадках при проектуванні систем керування електроприводами даних механізмів повинні бути враховані особливості процесів роботи, зумовлені, наприклад, пуском або гальмуванням, тобто динамічними режимами.

За характером статичних навантажень вказану групу механізмів можна поділити на механізми з розподіленими і зосередженими зусиллями. В першому випадку - це механізми транспортувальних машин типу конвеєрів, рольгангів, ескалаторів, канатних доріг тощо. В другому випадку – механізми типу головних приводів токарних, карусельних та інших типів верстатів.

а) визначення статичних навантажень механізмів з розподіленими зусиллями.

Зупинимося на конкретних прикладах.

Конвеєри (або транспортери) призначені для безперервного транспортування насипних і одиничних вантажів за заданою трасою у згідно з технологічним процесом.

В залежності від типу тягового елемента конвеєри поділяться на три групи: стрічкові, ланцюгові та канатні.

В переважній більшості для стрічкових конвеєрів (рис. 2.1, а) стрічка 6 виконує функції органу несучого і тягового органів. Такий конвеєр складається з приводного барабану 1; натяжного барабану 7; відвідного барабану 4; рухомих опорних елементів – роликів 5. Приводний барабан спільно з редуктором 2 і двигуном 3 складають приводну станцію. Натяжний барабан спільно з пристроєм 8, що створює зусилля на його осі,

складають натяжний пристрій, або натяжну станцію. У порівнянні з іншими типами конвеєрів, призначених для транспортування насипних вантажів, стрічковий конвеєр характеризується найбільшими швидкістю і продуктивністю.

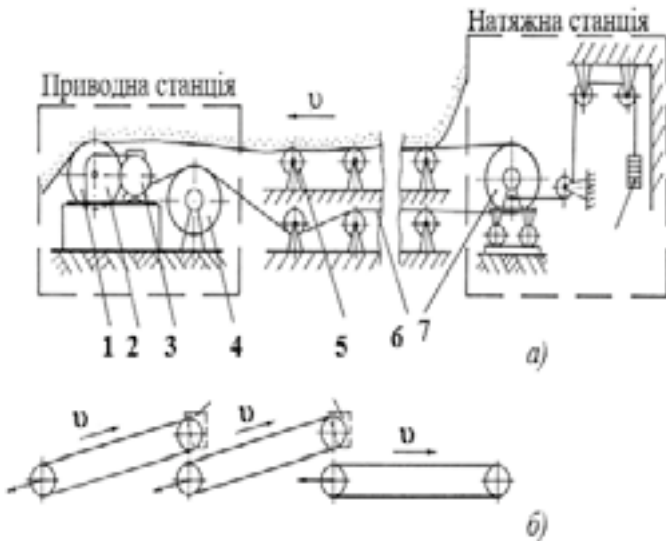
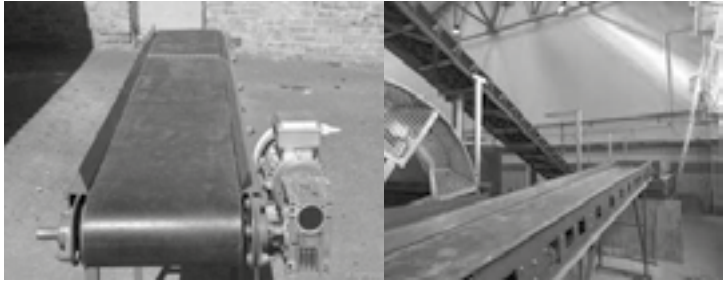


Рисунок 2.1 – Зображення та кінематична схема односекційного (а) і багатосекційного (б) стрічкових конвеєрів

Сучасні стрічкові конвеєри забезпечують продуктивність до 20 тис. т/год при швидкості стрічки до 6 м/с. Потужність приводу найбільших конвеєрів може сягати 2000-3000 кВт. Найбільша довжина конвеєра в односекційному виконанні досягає 4575 м (Канада). В

багатосекційному виконанні з проміжними перевантажувальними станціями (рис – 2.1, б) конвеєрна траса може бути виконана на будь-яку довжину. Відомий багатосекційний конвеєр довжиною в 12 км, що доставляє руду від місця видобутку безпосередньо в трюми вантажного судна. Таким чином, маючи високу швидкість, продуктивність і значний радіус дії, стрічковий конвеєр здатний конкурувати з автомобільним і залізничним транспортом.

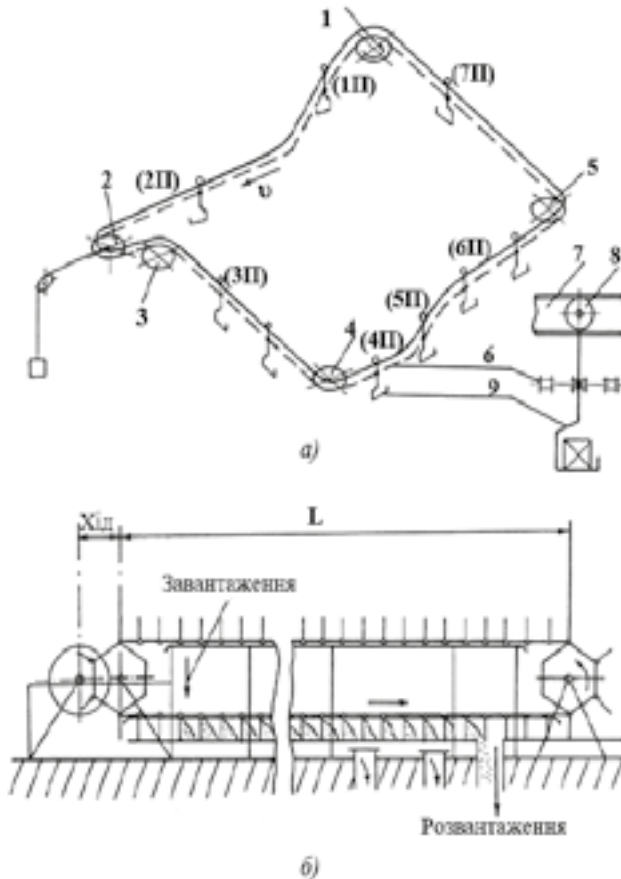


Рисунок 2.2. а – Ланцюгові конвеєри (кінематичні схеми)
а) підвісний; б) скребковий



а)



б)

Рисунок 2.2. б. - Ланцюгові конвеєри (зовнішній вигляд)

а) підвісний; б) скребковий

Ланцюгові конвеєри знаходять широке застосування в промисловості, обслуговуючи різноманітні технологічні процеси виробництва: складальні, фарбувальні, сушильні лінії тощо. На рис. 2.2, а схематично показано поширений у промисловості ланцюговий підвісний конвеєр і його основні елементи. Вигин траси забезпечується або зірочками 1–5, або відповідним профілем опорного елемента 7, по якому котиться опорний ролик 8 з вантажозахватним пристроєм 9. Вантажозахватний пристрій 9 з вантажем, що транспортується, переміщується за допомогою тягового органу – ланцюга 6.

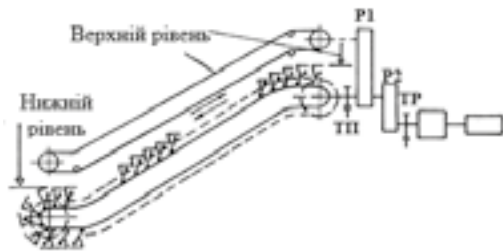
Різновидом ланцюгового конвеєра є скребковий конвеєр (рис. 2.2, б). Перегородки на несучому елементі (скребки) забезпечують можливість надійного зчеплення з несучим органом, різноманітних

транспортованих зернових і шматкових насипних вантажів. Широкого розповсюдження такий конвеєр набув у тваринництві, вугільній промисловості, на збагачувальних фабриках, підприємствах хімічної промисловості тощо.

Пасажи́рський ва́ріант ланцюгового конвеєра – ескалатор, що переміщується по похилій трасі, зображений на рис. 2.3. Жорсткий опорний елемент забезпечує необхідний східчастий профіль пластинчатого несучого елемента. Рух сходів і поручнів синхронізовано завдяки спільному приводу від двигуна Д через редуктори **P1** і **P2**. Ескалатор застосовується в метро, торговельних центрах, великих установах. Швидкість руху ескалаторів складає 0,4-1,0 м/с, а продуктивність зазвичай не перевищує 8100 пасажирів в годину. Варто зауважити, що спроба підвищити продуктивність ескалатора за рахунок збільшення швидкості його руху вище 1 м/с не дасть ефекту, бо при цьому зменшується заповнення сходів пасажирами, ускладнюється вхід на сходи і вихід з них.



а)



б)

Рисунок 2.3 – Ескалатор: а) зовнішній вигляд, б) кінематична схема

Канатний конвеєр є різновидом підвісного конвеєра, в якому тягучим і несучим елементом є канати. Такий конвеєр отримав назву кільцевої канатної дороги. Схема кільцевої канатної дороги наведена на рис. 2.4. Рух дороги здійснюється з допомогою приводного шківів **1**, а необхідний натяг канату забезпечується натяжним пристроєм **2**. При

підході вагонеток 7 до місця завантаження або розвантаження вони сходять з несучого канату 4 і переходять на опорну рейку 5 або 6, де відбувається автоматичне відчеплення від тягового каната 3. Після завантаження або розвантаження вагонетки своїм ходом переходять з опорної рейки на несучий канат і автоматично зчіплюються з тяговим канатом. Швидкість кільцевих канатних доріг звичайно не перевищує 3,3 м/с, а довжина в багатосекційному варіанті може досягати декількох десятків кілометрів.

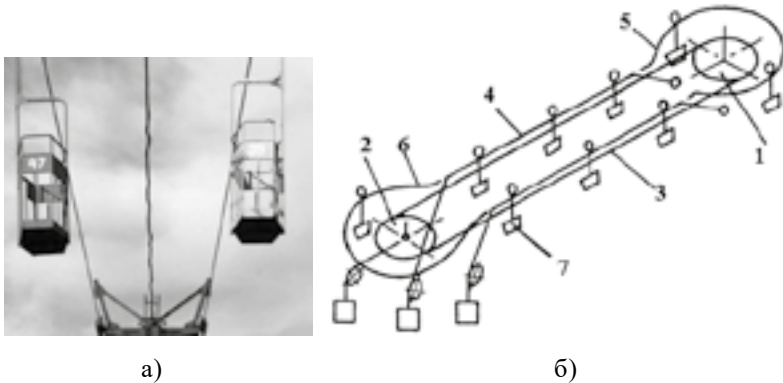


Рисунок 2.4 – Кільцева канатна дорога:
 а) зовнішній вигляд, б) кінематична схема

Канатні дороги є досить розповсюдженим транспортним засобом в гірських, лісних і заболочених місцевостях при будівництві гідротехнічних споруд, гірських розробках і як пасажирський транспорт, особливо для спортивних і туристичних цілей.

Розрізняють два види канатних доріг: кільцеві безперервної дії (багатокабінні) (рис. 2.5) і маятникові (двокабінні) (рис. 2.6).

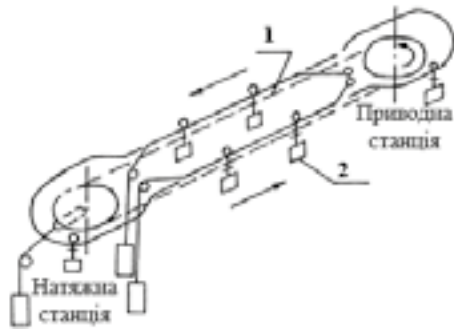


Рисунок 2.5 – Кільцева канатна дорога безперервної дії

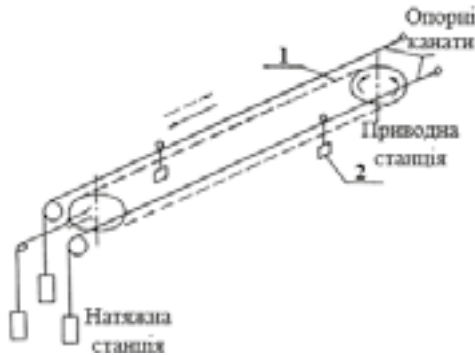


Рисунок 2.6 – Канатна дорога маятникового типу

В першому випадку тяговий канат **1** знаходиться в безперервному русі, а кабіни **2** автоматично або ручним способом приєднуються в місця завантаження і розвантаження. В другому випадку кабіни **1**, жорстко приєднані до тягового органу **2**, рухаються назустріч один одному з одночасною зупинкою на кінцевих станціях. Цей тип канатних доріг за характером відноситься до механізмів циклічної дії, а не безперервної, і розглядається тут через спільність характеру статичного навантаження. Відзначимо також, що в цілому ряді випадків довжина трас маятникових канатних доріг така, що цикли роботи електропривода перевищують 10 хв., тобто режим роботи приводного двигуна за нагрівом наближається до тривалого.

Сучасні канатні дороги відрізняються великою продуктивністю (до 800 пасажирів в годину) і високими швидкостями руху (до 10 м/с).

Рольганги – механізми, призначені для транспортування різного роду виробів за допомогою роликів, що обертаються. Варто відзначити, що певне число названих типів рольгангів працює в повторно-короткочасному режимі і відноситься до механізмів циклічної дії. Однак характер статичного навантаження і засоби його визначення однакові для рольгангів безперервної і циклічної дії.

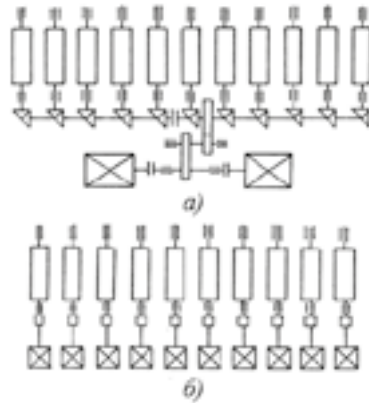
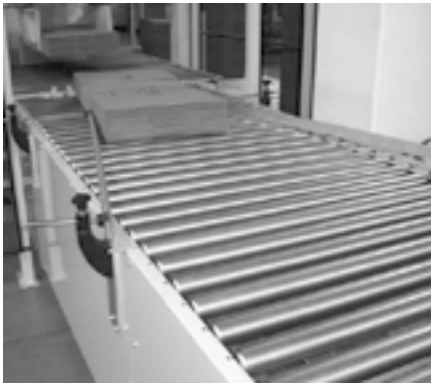


Рисунок 2.7 – Рольганги (загальний вигляд та кінематичні схеми) з груповим (а) та індивідуальним (б) електроприводом

На рис. 2.7 представлені кінематичні схеми рольгангів з груповим (а) та індивідуальним (б) електроприводом.

Можна навести ще ряд прикладів механізмів безперервної дії з постійним розподіленням навантаженням.

Для таких механізмів властива наявність багатьох рухомих елементів: роликів, катків, барабанів, зірочок тощо., при обертанні яких виникають основні втрати енергії.

Окрім цього втрати виникають через деформації тягових органів, їх часткового проковзування в приводних барабанах. Однак ці додаткові втрати істотно менші основних і не враховуються.

Як правило, при переміщенні вантажу з постійною швидкістю як при коченні роликів по нерухомій опорі (сталеві напрямні ескалатора, опорні канати в канатних дорогах, рис. 2.8), так і при коченні по закріплених роликах (ролики, що тягнуть канат в канатних дорогах, стрічку в конвеєрах, рис. 2.9, виробу на конвеєрі) виникають сили тертя в підшипниках роликів і момент опору коченню.

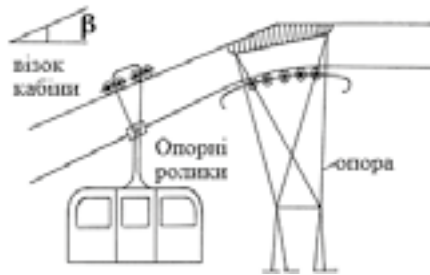


Рисунок 2.8 – Елементи кінематичної схеми канатної дороги

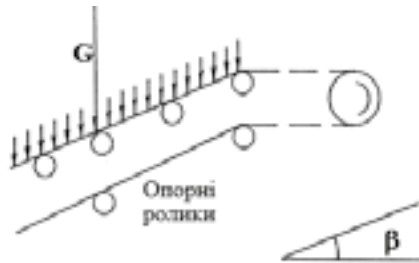


Рисунок 2.9 – Елементи кінематичної схеми стрічкового конвеєра

Загалом, результуюча сила опору руху роликів на похилій ділянці визначається, як [3]:

$$F_p = c(G + G_0)\cos\beta,$$

де G – вага вантажу, що транспортується, Н;

G_0 – власна вага несучих і тягових елементів (роликів, канатів, стрічки, ланцюга тощо), Н;

β – кут нахилу ділянки по відносно до горизонту;

$c = k_p \frac{2f + \mu d_p}{D_p}$ – загальний коефіцієнт опору руху роликів;

f – коефіцієнт тертя кочення, (при коченні сталевого ролика по сталевій опорі $(0,5 - 0,8) \cdot 10^{-3}$, при коченні гарячого металу по роликах – $1,5 \cdot 10^{-3}$, холодного -10^{-3});

μ – коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках роликів (для підшипників кочення $\approx 0,01 - 0,03$);

d_p – діаметр цапф ролика, м;

D_p – діаметр ролика, м;

$k_p = 1.2$ – коефіцієнт, що враховує додаткове тертя об реборду катка (для механізмів без реборд $k_p = 1$).

Для стрічкових конвеєрів і канатних доріг важко розрахувати значення коефіцієнта тертя кочення f сталі по гумі (гумова стрічка – в конвеєрах, гумовий бандаж катків – в канатних дорогах). З огляду на різноманітні фактори, що впливають на основний опір, обчислення точного значення коефіцієнта c дуже ускладнене. Цю величину зазвичай розраховують за емпіричними виразами або приймають на основі даних масових дослідних вимірів. Так, згідно з [6], для різноманітних типів конвеєрних установок при різних умовах експлуатації $c = 0.02 - 0.08$.

Крім основної сили опору F_p , при розрахунку сумарного статичного зусилля F_c необхідно враховувати додаткові опори F_b , зумовлені тертям в барабанах шківів або зірочках, а також опір F_v від повздовжньої складової вузла, що транспортується, і ваги рухомих частин установки.

Перша складова F_b визначається в залежності від прикладеної до підшипника рівнодіючої сили. Якщо вважати кут обхвату барабана рівним 180° і знехтувати його власною вагою, то зусилля на тяговому органі від тертя в підшипниках може бути визначене таким чином:

$$F_6 = 2T_{\text{наб}} \mu \frac{d_6}{D_6},$$

де $T_{\text{наб}}$ – натяг тягового органу на набігаючій стороні барабана, Н;

d_6 – діаметр цапфи підшипника, м;

D_6 – діаметр барабана (шківів або зірочки), м.

Друга складова F_v зумовлена підйомом або спуском вантажів і може бути визначена так:

$$F_6 = \pm L_n (q + q_0) \sin \beta \quad (2.3),$$

де L_n – довжина похилої ділянки, м;

q – вага погонного метра вантажу, Н/м.

q_0 – вага погонного метра несучих і тягових органів, Н/м;

В (2.3) знаки “+” або “-” приймаються відповідно при русі на підйом або на спуск.

Тягове зусилля, необхідне для приведення в рух механізму, визначається як результуюче зусилля опору руху на всіх ділянках механізму, тобто:

$$F_c = \sum_{i=1}^n F_{pi} + \sum_{i=1}^n F_{6i} \pm \sum_{i=1}^n F_{ri}, \quad (2.4),$$

де індекс “i” відноситься до значення відповідних величин на i – ділянці траси.

При розрахунках сумарного тягового зусилля і місця розміщення приводного двигуна механізмів безперервної дії з розподіленим характером навантаження будується епюра натягів по всій трасі методом

розрахунку по контуру на точках. Розглянемо як приклад побудову епюри натягів конвеєра, кінематична схема якого зображена на рис. 2.10.

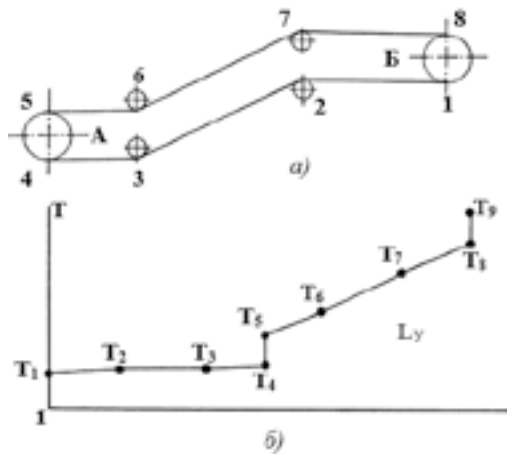


Рисунок 2.10 – Стрічковий конвеєр: а – кінематична схема;
б – розподіл натягів вздовж конвеєра

Весь контур, що створюється тяговим елементом (в даному випадку стрічкою), розбивають на прямолінійні і криволінійні ділянки, нумерують точки місця сполучень цих ділянок (рис. 2.10, а), починаючи від точки збігання тягового елемента з приводного барабана (шківів або зірочки). Виконуючи послідовний обхід контуру по точках, визначають натяг на набігаючій і збігаючій вітках тягового елемента для приводу, за величиною яких знаходять загальний опір, а отже, і потрібне тягове зусилля. У всіх випадках зручно починати обхід контуру від точки найменшого натягу в обидві сторони до приводу. Величина найменшого натягу приймається залежно від типу транспортної установки і умов її роботи.

При визначенні натягу в точках контуру використовують таке правило: натяг тягового елемента в кожній наступній по його ходу точці дорівнює сумі натягів в попередній точці і опору на ділянці між цими точками, тобто

$$T_i = T_{i-1} + \sum F_i. \quad (2.5)$$

Для цього прикладу (рис. 2.10) мінімальний натяг при розміщенні двигуна на барабані **Б** може мати місце в точках **1** або **3**. Якщо опір на ділянках **1–2** і **2–3**, що дорівнює $c(G_{0,1-2} + G_{0,2-3})\cos\beta$, виявиться більшим, ніж зусилля $G_{0,2-3} \cdot \sin\beta$, що зумовлене нахилом ділянки **2–3**, то мінімальний натяг має місце в точці **1**, тобто $T_1 = T_0$ (попередній натяг).

В інших точках натяги будуть такими:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_0 + G_{0,1-2}; & T_3 &= T_2 + c \cdot G_{0,2-3} \cos\beta - L_{2-3} \cdot q_0 \cdot \sin\beta; \\ T_4 &= T_3 + c \cdot G_{0,3-4} \cos\beta; & T_5 &= T_4 + 2T_4\mu \frac{d_6}{D_6}. \\ T_6 &= T_5 + c(G_{0,5-6} + G_{5-6})\cos\beta; \\ T_7 &= T_6 + c(G_{0,6-7} + G_{6-7})\cos\beta + L_{6-7}(q + q_0)\sin\beta; \\ T_8 &= T_7 + c(G_{0,7-8} + G_{7-8})\cos\beta; & T'_1 &= T_8 + 2T_8\mu \frac{d_6}{D_6}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Характер зміни величини натягу по контуру можна зобразити графічно у вигляді діаграми (рис. 2.10, б), де по осі абсцис в масштабі відкладені довжини ділянок траси конвеєра, а по осі ординат – величини натягів (довжини ділянок в поворотних пунктах приймають рівними нулю).

З побудованої діаграми випливає, що найбільший натяг має місце на верхній робочій вітці конвеєра. Тому саме в цьому місці, наступному за найбільш навантаженою ділянкою, доцільна установка приводного двигуна. Статичне зусилля $F_c = T'_1 - T_0$, повинно бути покладене в основу розрахунку потужності приводного двигуна згідно з (2.1). При встановленні приводного двигуна в іншому місці суттєво буде завантажена зворотна вітка конвеєра і зросте зусилля натяжного пристрою. Для

ланцюгового конвеєра можна знизити величину максимального натягу, встановивши додаткову приводну зірочку на ділянці 6–7. Розглянутий принцип визначення тягового зусилля може бути покладений в основу розрахунку приводних двигунів електропроводів ескалаторів і канатних доріг. Що стосується електропривода рольгангів, то тут є певна відмінність, пов'язана з необхідністю врахування збільшення навантаження при буксуванні (проковзуванні) роликів по металу.

Момент статичного опору при транспортуванні металу по рольгангу визначається аналогічно розглянутим раніше механізмам, тобто на горизонтальній ділянці:

$$M_c = \frac{(z_p G_p + G_{мет}) \mu \frac{d_u}{2} + G_{мет} f 10^{-3}}{i \eta} , \quad (2.7)$$

де G_p – вага ролика, Н;

$G_{мет}$ – вага виробу, що транспортується, для групового привода приймається рівною вазі всього виробу, а для індивідуального привода через фактори, що погано піддаються врахуванню, визначається на основі дослідних даних;

z_p – кількість роликів рольганга;

i – передавальне відношення редуктора;

η – КПД механізму, що приймається рівним $0.5 \eta_n$ при нормальному транспортуванні, бо момент двигуна при цьому малий.

Під час пробуксовування, що має місце при надмірних прискореннях і сповільненнях, при нахилі виробу на ролики, при упорі виробу в борти рольгангу, статичний момент двигуна дорівнює:

$$M_{зб} = \frac{(z_p G_p + G_{мет}) d_u \mu + G_{мет} \cdot \mu \cdot D_p}{2i \eta} , \quad (2.8)$$

де μ_6 – коефіцієнт тертя металу об ролика при пробуксовуванні (наприклад, при гарячій прокатці $\mu_6 = 0,1 - 0,15$);

D_p – діаметр ролика, м.

б) визначення статистичних навантажень механізмів з зосередженими зусиллями

Прикладами механізмів безперервної дії з постійним зосередженим навантаженням є механізми металорізальних верстатів (наприклад, токарних, карусельних, свердлильних і тощо).

Надання заготовці, що обробляється на верстаті, необхідної форми і розмірів здійснюється переміщенням ріжучої кромки інструмента відносно до заготовки. Виділяють головний рух, за рахунок якого здійснюється різання металу, і рух подачі, що зумовлює переміщення інструмента або заготовки для зняття нового шару. Вказані рухи є основними, або робочими. Окрім них, у верстатах є так звані допоміжні рухи, необхідні для налагоджувальних операцій, підведення і відведення інструмента та ін.

В залежності від виду обробки в металорізальних верстатах основні рухи здійснюються різноманітними способами. Наприклад, у випадку токарної обробки - це поєднання обертального руху заготовки (головного руху) і поступального руху інструмента (руху подачі). А при свердлінні рух інструмента має і обертальний і поступальний характер при нерухомій заготовці.

Особливості виду обробки, основні і допоміжні рухи дозволяють правильно оцінити такі технологічні показники роботи верстату, як статичні зусилля, режими різання, діапазони регулювання швидкості при обробці виробу, час роботи при виконанні кожної операції, тобто дають можливість сформулювати вимоги до електропривода даного типу верстату і правильно спроектувати його. Названі технологічні показники розглянемо на прикладі токарних верстатів.

В процесі токарної обробки деталі 1 (рис. 2.11) виникає зусилля, прикладене під певним кутом до ріжучої кромки інструмента 2. Це зусилля представляється у вигляді трьох складових:

1- тангенсiального F_z чи зусилля рiзання, що сприймається головним приводом верстату, приводом шпинделя, в якому закрiплена заготовка;

2- радiального F_y що створить тиск на супорт (рiжучим iнструментом);

3- осьового F_x або подачi, що безпосередньо долається механiзмом подачi.

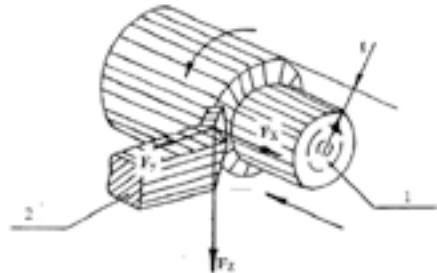
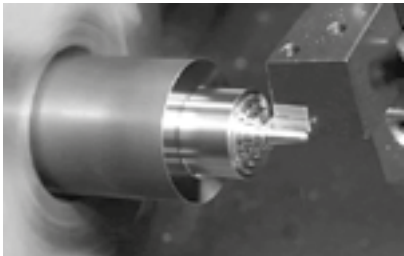


Рисунок 2.11 – Токарна обробка. Розподіл зусиль

Для розрахунку зусилля F_z (Н) і швидкості рiзання v_{piz} (м/с) використовуються емпіричні формули [8]:

$$F_z = 9,81c_F t^{x_F} S^{y_F} v_{piz}^n, \quad (2.9)$$

$$v_{piz} = \frac{c_v}{60T^m t^{x_v} S^{y_v}}, \quad (2.10)$$

де c_F, c_v – коефіцієнти, що характеризують оброблюваний матеріал, рiзець і вид обробки;

t – глибина рiзання (рис – 2.11), мм;

S – подача, перемiщення рiзця за один оберт деталi, мм/оберт;

T – час роботи різця (час роботи між двома заточками), хв.

$m, n, x_F, x_v \cdot y_F, y_v$ – показники, що залежать від властивостей оброблюваного металу, матеріалу різця і виду обробки.

Значення технологічних параметрів для відповідних видів обробки визначаються за довідником або задаються технологами. В цілому ряді випадків можуть бути задані швидкості, зусилля і потужності різання, що визначаються згідно з (2.1), при $F_c = F_z$. Використання формул (2.9) і (2.10) можливе лише при певних зусиллях заточки ріжучого металу. При відхиленні від цих умов необхідно вводити поправочні коефіцієнти.

Варто зазначити, що більшим за величиною швидкостям відповідають менші значення зусиль різання. Це призводить до практичної сталості потужності різання. Крім того, при обробці деталей мають місце тривалі режими роботи з тривалістю більш 10 хв; це дозволяє віднести токарні верстати в групу механізмів безперервної дії з постійним навантаженням. На підставі технологічних даних завжди можна виділити найбільш важкий за нагрівом двигуна режим роботи, що характеризується максимальними статичними зусиллями при відповідній швидкості різання.

Але загалом випадку на основі ескізу деталі, в якому наведені геометричні розміри, і операцій (переходів), що виконуються на верстаті для даної деталі, з заданими глибинами t різання і подачі S визначають зусилля F_z і потужності P_z і будують навантажувальну діаграму. Паузи в роботі верстату враховують час на установку і зняття деталі, виміри розмірів та ін.

Для прикладу на рис. 2.12 наведений ескіз деталі, для якої виконуються операції: **1, 2** – підрізка, **3, 4** – обточка циліндричної поверхні. Для кожної операції задані S, t, v, F , а, отже, P_c , що визначається на підставі (2.1).

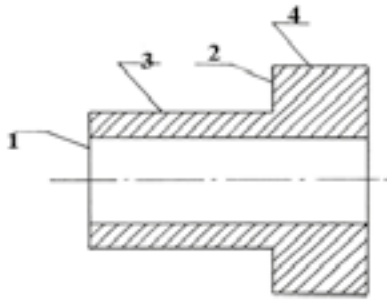


Рисунок 2.12 – Ескіз деталі, що обробляється

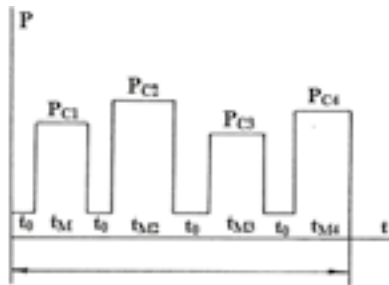


Рисунок 2.13 – Токарна обробка. Навантажувальна діаграма приводу механізму головного руху

На рис. 2.13 наведено навантажувальну діаграму, за якою, наприклад, методом середніх втрат чи еквівалентної потужності (якщо це можливо) перевіряється попередньо вибраний двигун за нагрівом, а після цього за перевантажувальною здатністю.

Радіальне зусилля F_y , і осьове F_x визначаються аналогічно (2.9). Однак за величиною вони істотно менші F_z особливо F_x .

Сумарне зусилля приводу подачі дорівнює:

$$F_{\Sigma} = F_x + \mu(F_z + F_y). \quad (2.11)$$

Потужність приводу подачі P_{π} (кВт), згідно з (2.1), дорівнює

$$P_{\pi} = k \frac{F_{\pi} v_{\pi}}{\eta} 10^{-3}$$

або

$$P_{\pi} = k \frac{60 F_{\pi} S \omega \cdot 10^{-6}}{2 \pi \eta},$$

де v_{π} – швидкість подачі, м/с;

ω – кутова швидкість деталі, що обробляється, рад/с.

Потужність подачі P_{π} суттєво менша потужності різання P_c ($P_{\pi} \approx (0,001 - 0,01) P_c$), бо швидкість подачі v_{π} значно менша швидкості різання $v_{\text{різ}}$.

Технологічний або машинний час обробки визначається таким чином:

$$t_m = \frac{\ell}{nS}, \quad (2.12)$$

де ℓ – довжина проходу, мм;

n – число обертів деталі в хвилину;

S – подача, мм/оберт.

Час t_m може бути скорочений, як показує (2.12), не тільки збільшенням швидкості різання, але і збільшенням подачі. Ця обставина пов'язана з розповсюдженням останнім часом так званим силовим різанням металів.

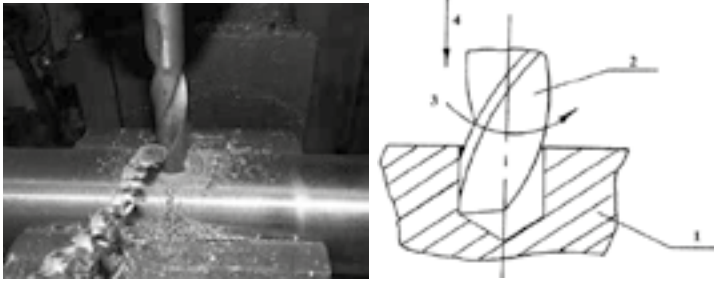


Рисунок 2.14 – Схема процесу свердління

Аналогічно токарній обробці можуть бути розглянуті способи розрахунку зусиль і при свердлінні деталі 1 (рис. 2.14), де ріжучому інструменту 2 водночас надається два рухи: головний 3 (обертання свердла) і подачі 4 (повздовжнє переміщення свердла). Швидкість різання і зусилля при свердлінні можуть бути визначені за формулами, наведеними в [8].

2.2. Особливості роботи електроприводів безперервної дії в усталеному режимі

В цілому ряді випадків для приведення в рух механічно незв'язаних між собою секцій (конвеєри великої довжини), для зменшення натягу в тяговому органі односекційного конвеєра, для зниження потужності приводних двигунів та ін., для механізмів безперервної дії з постійним (в основному з розподіленням) навантаженням застосовуються багатодвигунні електроприводи.

При цьому виникають питання розподілу навантаження окремих приводних двигунів і погодження швидкостей їх обертання. Особливо великого значення набувають такі питання за наявності механічного зв'язку приводів через стрічку, ланцюг, канат та ін., що мають кінцеву пружність.

Пояснимо вказане на прикладі ланцюгового і стрічкового конвеєрів. При цьому знехтуємо тертям в неробочих вітках конвеєра і підшипниках барабанів.

На рис. 2.15, а представлена спрощена кінематична схема односекційного ланцюгового конвеєра. При застосуванні однодвигунного приводу максимальний натяг (рис – 2.15, б) буде на вході приводної зірочки 1: $T_1 = T_0 + F_c$.

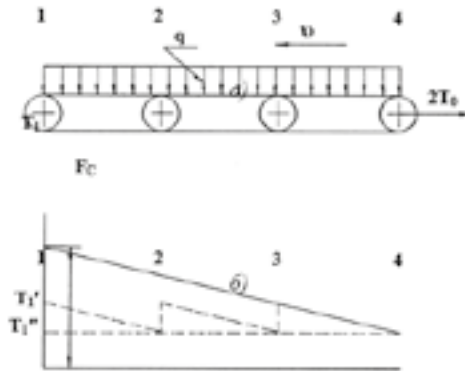


Рисунок 2.15 – Багатодвигунний електропривод ланцюгового конвеєра:
а) кінематична схема; б) розподіл зусиль між приводними зірочками

При встановленні другого двигуна, припустимо, що в точці 2, повне навантаження розподілиться порівну між двигунами зірочок 1 і 2 (точки 1 і 2), оскільки передбачається ідентичність їх механічних характеристик і рівність швидкостей. В цьому випадку максимальний натяг на вході зірочки 1 буде дорівнювати $T_1' = T_1 - F_c/2$.

При включенні третього двигуна (зірочки 3) максимальний натяг стане рівним $T_1'' = T_1 - 2F_c/3$, тобто істотно буде зменшений у порівнянні з однодвигунним варіантом приводу ланцюгового конвеєра. Меншим (і при цьому значно) буде і зусилля на двигуні, тобто можливий вибір приводного двигуна меншої потужності. Відповідним підбором місць установки

зірочок 2 і 3 на трасі конвеєра можна отримати однакові натяги в набігаючих вітках тягової ланки.

Інакше розподіляються натяги під час застосування багатодвигунного приводу для стрічкового конвеєра (рис. 2.16, а). У випадку приведенні в рух тільки барабана 1 його двигун долає повне зусилля F_c і розвиває момент M_c у відповідності з характеристикою на рис. 2.16, б. Найбільший натяг стрічки, дорівнює $F_c + T_0$, має місце на набігаючій вітці барабана 1. Натяг стрічки між барабанами 1–2 і 2–3 дорівнює T_0 .

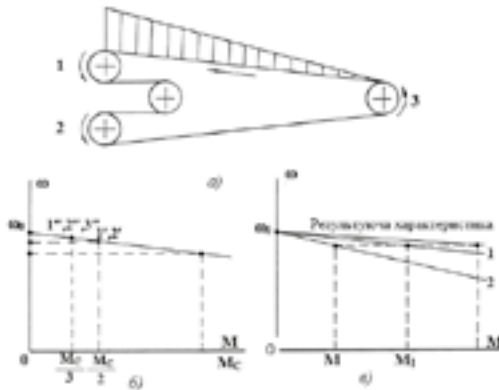


Рисунок 2.16 – Багатодвигунний електропривод стрічкового конвеєра: а – кінематична схема; б – механічні характеристики електропривода; в – механічні характеристики електропривода у випадку застосування неоднакових двигунів

При включенні додатково двигуна барабана 2 робочі точки на характеристиках (у випадку їх ідентичності) зміщуються: 1',2' замість 1,2. Моменти двигунів барабанів 1 і 2 при цьому стають рівними $1/2M_c$. Натяг між барабанами 1 і 2 стає рівним $T_0 + F_c/2$, а між барабанами 2–3 зберігається попереднім T_0 .

При застосуванні приводу трьох барабанів їх двигуни розвивають моменти $1/3M_c$ (робочі точки 1'', 2'', 3'' на характеристиці, рис. 2.16, б). Натяг між барабанами 1–3 зберігається незмінним – $T_0 + F_c$, між барабанами 1–2 і 2–3 стають відповідно рівними $2/3F_c + T_0$ і $1/3F_c + T_0$.

Таким чином, застосування багатодвигунного приводу стрічкового конвеєра істотно знижує зусилля, що діють на кожен двигун. Однак при цьому зберігається незмінним натяг в робочій вітці конвеєра і збільшується натяг в неробочій вітці. Але різниця натягів в набігаючій і збігаючій вітках стрічки барабанів істотно зменшується, що звичайно, покращує умови зчеплення барабану зі стрічкою і дозволяє знизити початковий натяг останньої.

В розглянутих прикладах мало місце зниження одиничної встановленої потужності приводних двигунів. Припускаємо, що характеристики ідентичні. У випадку застосування двигунів з характеристиками неоднакової жорсткості двигуни не будуть завантажені рівномірно. Правильність останнього твердження покажемо на прикладі стрічкового конвеєра (рис. 2.16, а) за наявності двох приводних двигунів (припустимо, асинхронних) барабанів 1 і 2, механічні характеристики яких відрізняються (рис. 2.16, в).

В цьому випадку:

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= F_c, \\ M_1 + M_2 &= M_c, \end{aligned} \quad (2.13)$$

де F_1, F_2, M_1, M_2 – зусилля і моменти відповідно двигунів 1 і 2.

На робочих ділянках механічних характеристик справедливим є вираз

$$\beta_1 s + \beta_2 s = M_c, \quad (2.14)$$

$$\text{де } \beta_1 = \frac{M_{н1}}{s_{н1}} \text{ і } \beta_2 = \frac{M_{н2}}{s_{н2}}.$$

На підставі (2.13) і (2.14) можна записати

$$\frac{M_1}{M_c} = \frac{\beta_1}{\beta_1 + \beta_2}; \frac{M_2}{M_c} = \frac{\beta_2}{\beta_1 + \beta_2}; \frac{M_1}{M_2} = \frac{\beta_1}{\beta_2}, \quad (2.15)$$

Таким чином, навантаження приводних двигунів розподіляються пропорційно жорсткостям їхніх механічних характеристик [3]. Якщо врахувати, що цей клас механізмів безперервної дії працює в тривалому режимі, то очевидно, що перевантаження будь-якого з двигунів неприпустиме. Але уникнути цього при неідентичних механічних характеристиках можна їх, лише вирівнюванням використовуючи як приводні асинхронні двигуни з фазним ротором, двигуни постійного струму або асинхронні короткозамкнені з муфтами ковзання. Для конвеєрів малої потужності можливе застосування асинхронних двигунів з підвищеним ковзанням.

Розподіл навантажень між приводними двигунами ще більш ускладнюється, якщо врахувати зміни перерізу тягового органу стрічки кінцевої жорсткості в залежності від величини натягу. Знову для прикладу звернемося до дводвигунного приводу стрічкового конвеєра (рис. 2.17, а).

Оскільки натяг T_1 більше натягу T_2 , то щільність стрічки на барабані 1 менша, ніж на барабані 2, тобто $\gamma_1 < \gamma_2$. При збереженні постійності секундного об'єму тягового органу

$$Q_1 \vartheta_1 \gamma_1 = Q_2 \vartheta_2 \gamma_2 = \text{const}. \quad (2.16)$$

Навіть в першому наближенні (рівність перерізів Q_1 і Q_2 стрічки при охопленні барабанів 1 і 2 призводить до нерівності швидкостей

переміщення стрічки, тобто $\vartheta_1 \neq \vartheta_2$. Причому $\vartheta_1 > \vartheta_2$. До того ж, перерізи Q_1 і Q_2 відрізняються один від одного ($Q_1 < Q_2$, бо $T_1 > T_2$), що ще більше відбивається на нерівності швидкостей лінійного переміщення стрічки на входах барабанів 1 і 2 ($\vartheta_1 > \vartheta_2$), а, отже, на нерівності кутових швидкостей обертання барабанів і приводних двигунів $\omega_1 > \omega_2$, бо $\vartheta_1 = \omega_1 R_6$ і $\vartheta_2 = \omega_2 R_6$, де R_6 – радіус барабанів 1 і 2 (вважаємо їх однаковими). У виразі $\vartheta = \omega R_6$ не враховується товщина стрічки.

Позначимо відношення кутових швидкостей ω_2 і ω_1

$$\delta = \frac{\omega_2}{\omega_1}, \quad (2.17)$$

Механічні характеристики двигунів (рис. 2.17, б) – прямі 1, 2 вважаємо ідентичними і прямиoliniйними. В цьому випадку:

$$S_1 + S_2 = 2S_{\text{н}}, \quad (2.18)$$

де $S_1, S_2, S_{\text{н}}$ – відповідно ковзання першого і другого двигунів і номінальне, рис – 2.17, б.

$M_1 = M_2$ – відповідні моменти двигунів.

У відповідності з характеристиками двигунів:

$$S_1 = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_0} \text{ і } S_2 = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_0}, \quad (2.19)$$

або з врахуванням (2.17)

$$S_2 = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_0} = 1 - \frac{\omega_1 \delta}{\omega_0} = 1 - (1 - S_1) \delta. \quad (2.20)$$

На основі (2.18)

$$S_1 = 2S_{\text{н}} - S_2 = 2S_{\text{н}} - 1 + (1 - S_1)\delta, \quad (2.21)$$

або

$$S_1 = \frac{2S_{\text{н}} - 1 - \delta}{1 + \delta}.$$

З іншого боку, при лінійних механічних характеристиках справедливі співвідношення

$$\frac{M_1}{M_{\text{н}}} = \frac{s_1}{s_{\text{н}}} = \frac{2}{1 + \delta} - \frac{1 - \delta}{1 + \delta} \cdot \frac{1}{s_{\text{н}}}, \quad (2.22)$$

$$\frac{M_2}{M_{\text{н}}} = \frac{s_2}{s_{\text{н}}} = \frac{2\delta}{1 + \delta} + \frac{1 - \delta}{1 + \delta} \cdot \frac{1}{s_{\text{н}}}. \quad (2.23)$$

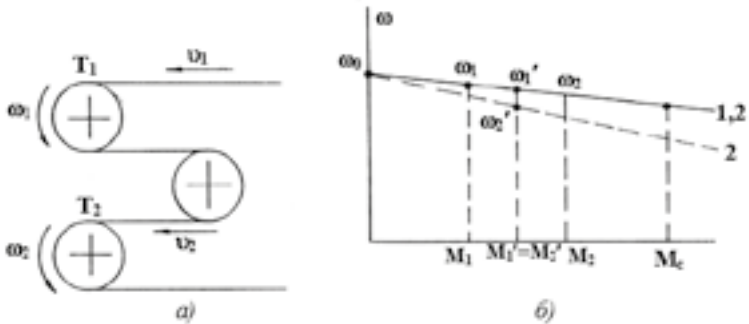


Рисунок 2.17 – До питання врахування зміни перерізу тягового органу стрічкового конвеєра в залежності від натягу: а) ділянка кінематичної ланки; б) механічні характеристики електропривода

Таким чином, при розтягуванні стрічки і повністю ідентичних механічних характеристиках двигуни барабанів будуть мати різні навантаження. Так, наприклад, при $s_{\text{н}} = 2,5\%$ і $M_{\text{н}} = 0,5M_0$ (кожного двигуна) для $\delta = 0,98$ перший двигун виявиться недовантаженим на 40%, а другий – на 40% перевантаженим.

Тому для вирішення задачі вирівнювання навантажень двигунів можливим, є наприклад, пом'якшення характеристик двигуна барабана 2 (крива 2 на рис. 2.17, б).

Розглянуті особливості роботи багатодвигунних електроприводів в усталених процесах істотно впливають на характер розподілу навантажень між приводними двигунами.

2.3. Динамічні режими механізмів безперервного транспорту

Механічна частина конвеєрів – це достатньо складна система з розподіленими вздовж конвеєра параметрами: масою вантажу, що переміщується, масою і пружністю тягового органу, зусиллям статичного опору. Наявність пружних механічних зв'язків, як вже було показано в розділі 1, є фактором, що створює сприятливі умови для виникнення коливань, що при несприятливих умовах істотно збільшує динамічні навантаження робочого обладнання.

Рух системи з розподіленими параметрами описується диференціальними рівняннями в частинних похідних, рішення яких в загальному вигляді пов'язане з математичними труднощами. Однак для якісного розгляду фізичних процесів, що виникають в пускових режимах конвеєрів, реальна механічна система може бути представлена спрощеною динамічною моделлю, де розподілені маси, пружності і сили замінені зосередженими еквівалентними [2].

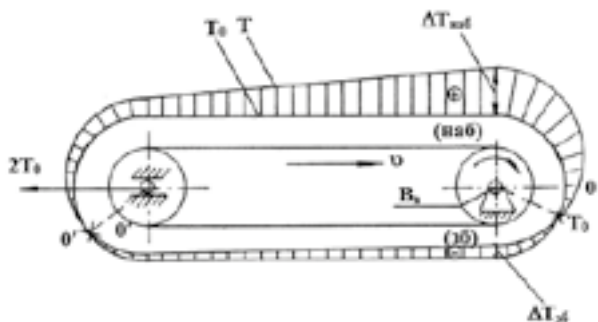


Рисунок 2.18 – Епюра натягів конвеєра в режимі пуску

Рух приводу згідно з отриманою динамічною моделлю описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} F_{п} - c_{т,ек}(x_{п} - x_0) - c_{т,ек}(x_{п} - x_{р}) = m_{п} \ddot{x}; \\ c_{т,ек}(x_{п} - x_0) - F_{ср,0} + T_0 = m_0 \ddot{x}_0; \\ c_{т,ек}(x_{п} - x_{р}) - F_{ср,р} - T_0 = m_{р} \ddot{x}_{р}. \end{cases} \quad (2.24)$$

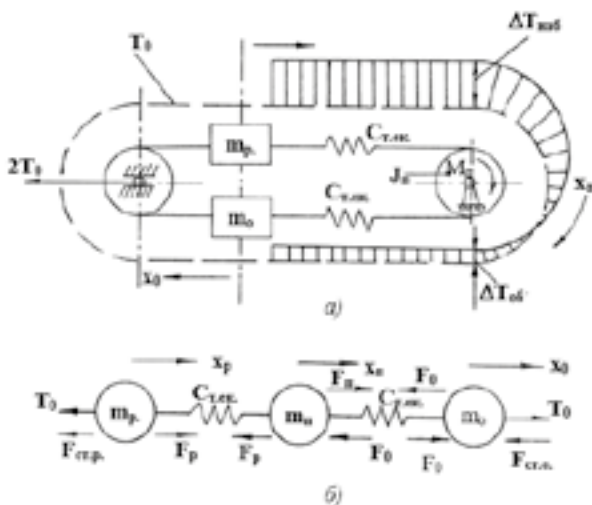


Рисунок 2.19 – Схема конвеєра: а) перетворена епюра натягів, б) розрахункова динамічна модель

Розв'язуючи систему (2.24) відносно координати переміщення приводу \mathbf{x}_n , одержуємо диференціальне рівняння виду

$$\left(\frac{1}{\Omega_{p1}^2} p^2 + 1 \right) \left(\frac{1}{\Omega_{p2}^2} p^2 + 1 \right) p^2 \mathbf{x}_n = \frac{\mathbf{F}_n - \mathbf{F}_{ст}}{\mathbf{m}_n + \mathbf{m}_p + \mathbf{m}_0}. \quad (2.25)$$

Резонансні частоти механічної частини в (2.25) виражаються через власні частоти вільних коливань окремих мас формулою:

$$\Omega_{p1,p2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[2\Omega_n^2 + \Omega_p^2 + \Omega_0^2 \pm \sqrt{(\Omega_n^2 + \Omega_p^2)^2 + 4\Omega_n^4} \right]}, \quad (2.26)$$

$$\text{де } \Omega_n = \sqrt{c_{т,ек}/\mathbf{m}_n}; \Omega_p = \sqrt{c_{т,ек}/\mathbf{m}_p}; \Omega_0 = \sqrt{c_{т,ек}/\mathbf{m}_0}.$$

Рівняння (2.25), згідно з умовою еквівалентності дозволяє отримати не тільки якісну картину руху приведення, але і достатньо точні кількісні результати.

Таким чином, в процесі пуску при $\mathbf{F}_n = \mathbf{const}$ на середнє значення прискорення, що визначається правою частиною рівняння (2.25), накладаються коливання з частотами Ω_{p1} і Ω_{p2} . Для важких і довгих конвеєрів, через значення мас, що рухаються поступально, частоти Ω_p і Ω_0 істотно менші Ω_n , і внаслідок цього резонансні частоти Ω_{p1} і Ω_{p2} значно відрізняються. Нехтуючи значенням $\Omega_0^2 - \Omega_p^2$ в (2.26), одержуємо:

$$\Omega_{p1} \approx \sqrt{2\Omega_n^2 + (\Omega_p^2 + \Omega_0^2)/2}; \quad (2.27)$$

$$\Omega_{p2} \approx \sqrt{(\Omega_p^2 + \Omega_0^2)/2}. \quad (2.28)$$

Якщо період низькочастотних коливань ($T_{p2} = 2\pi/\Omega_{p2}$) перевищує час розгону приводу до робочої швидкості, то в процесі пуску будуть впливати в основному тільки високочастотні коливання. В цьому випадку низькочастотними коливаннями можна знехтувати і спростити диференціальне рівняння для аналізу перехідного процесу пуску (2.25):

$$\left(\frac{1}{\Omega_{p1}^2} p^2 + 1 \right) p^2 x_n \approx \frac{F_n - F_{cr}}{m_n + m_p + m_0}. \quad (2.29)$$

Розв'язок рівняння (2.29) представлений графіком зміни прискорення приводу на рис – 2.20. Максимальні значення прискорення істотно перевищують його середнє. Це перевищення тим більше, чим менше маса приводу відносно мас конвеєра, що рухаються поступально. Амплітудні значення прискорення створюють небезпеку проковзування стрічки або канату відносно приводного елемента.

Коливальний характер процесу пуску обумовлює динамічні перевантаження тягового елемента коливання, що виникають при пуску в дійсності демпфіруються за рахунок в'язкого тертя в усій рухомій частині приводу і головним чином всередині тягового елемента (штрихова лінія на рис. 2.20). В кінці процесу пуску, коли двигун виходить на жорстку механічну характеристику, коливання ефективно демпфіруються за рахунок самого приводу.

Найбільш важкий режим коливань виникає при пуску стрічкових конвеєрів довжиною в тисячі метрів [9], що використовуються на відкритих розробках корисних копалин, де потрібно враховувати швидкість розповсюдження пружних коливань уздовж тягового елемента. Якщо час пуску двигуна менше часу розповсюдження пружної хвилі від приводного елемента до натяжного, то двигун встигає досягти повної

робочої швидкості, а хвостовий кінець тягового елемента залишається ще нерухомим.

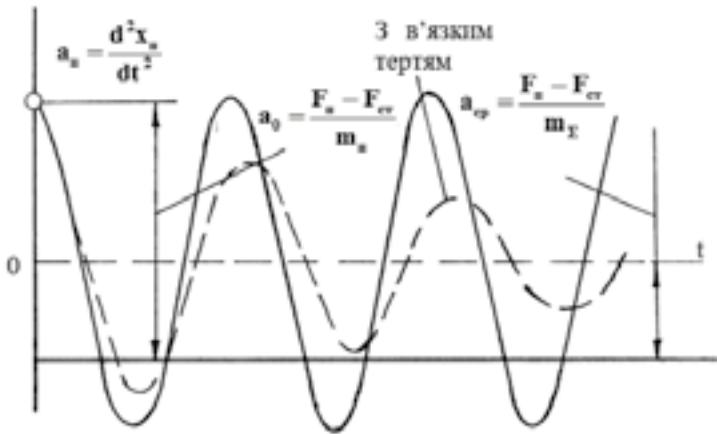


Рисунок 2.20 – Перехідний процес пуску конвеєра з постійним моментом двигуна

Це означає, що коли пружна хвиля дійде до кінця конвеєра, то до його хвостових мас прикладається імпульс повної робочої швидкості. Відбувається пружний удар, подібний ривку при вибиранні слабину канату приводу підйому крану. Пружна хвиля, відбиваючись, повертається до приводного елемента. Хвильові процеси, що виникають при цьому, аналогічні процесам в довгих лініях електропередач.

Для того, щоб послабити пружний удар і зменшити розповсюдження імпульсу швидкості, в таких конвеєрних лініях використовують пуск на попередню знижену швидкість і вже з цієї швидкості виконують пуск на повну робочу швидкість.

Аналіз динамічних процесів, що виникають при запуску стрічкових конвеєрів

Для стрічкового конвеєра найбільш важким, як зазначалося вище, є пусковий режим: створюються великі динамічні моменти, що викликають

коливання і пробуксовки конвеєрної стрічки, коливання в натяжних пристроях і накиди навантаження на редуктори і привідні двигуни. Вихід з ладу дорогої (40-70% загальної вартості конвеєра) стрічки відбувається, як правило, в процесі пусків, перш за все в місцях з'єднання (швів). Виключити або звести до мінімуму цей вплив можливо при плавному пуску конвеєрів, який забезпечується тільки спеціальними пристроями (гідромуфтами, індукційними регуляторами і тощо) в поєднанні з приводними електродвигунами.

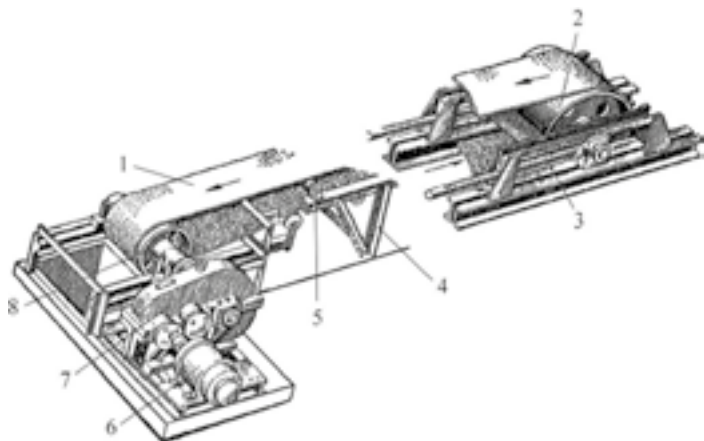


Рисунок 2.21 – Загальний вигляд стрічкового конвеєра:

- 1 – стрічка; 2, 8 – натяжний та привідний барабан відповідно;
- 3 – натяжні гвинти; 4 – металоконструкція; 5 – роликоопори;
- 6 – електродвигун; 7 – редуктор

Експлуатація цих пристроїв показала скорочення поривів стрічок і порушень стиків, економію часу і витрат на виконання ремонтних робіт, зменшення пускових струмів, плавний запуск і достатньо високу точність та надійність самих пристроїв [4].

Однак, створення і дослідження стрічкових конвеєрів, різноманітних пристроїв плавного пуску і приводних електродвигунів велися, зазвичай, у відриві один від іншого. В результаті не враховано, з одного боку, деякі

особливості конвеєрів (дуже великі порівняно з роторами двигунів махові маси з широким діапазоном їх зміни, необхідність обмеження величини прискорення при пуску тощо), а з іншого - можливості навіть спеціальних конвеєрних електродвигунів за їх нагріванням при пуску, загальну кількість пусків підряд з холодного і гарячого стану двигуна, інтервали між пусками тощо.

Виконаємо аналіз динамічних процесів, що виникають при запуску стрічкових конвеєрів, і оптимізації цього процесу за рахунок використання пристроїв на базі регуляторів напруги. Істотно впливають на пуск конвеєра махові моменти всіх частин, які обертаються і переміщуються в площині, що залежать від довжини, завантаження і кута встановлення конвеєра. Аналіз показує, що більш продуктивні конвеєри одного і того ж типовиконання з однаковим кутом встановлення мають меншу довжину, але маховий момент їх залишається практично незмінним: від 4785 до 4901 Н м² при довжині конвеєра від 1544 до 870 м і куті встановлення 0° для конвеєра з дводвигунним приводом і від 6033 до 6058 Н м² при довжині 2316- 1304 м для конвеєра з трьохдвигунним приводом. Помітне відхилення відзначається при зміні кута встановлення. Так, маховий момент конвеєра при куті 0 ° становить 4785 Н м², а при 18° - в 1,49 рази менше, тобто 3204 Н м². У стрічкових конвеєрів коефіцієнт інерції FJ коливається в дуже великому діапазоні:

$$FJ = \sum GD_{\kappa}^2 + \sum GD_{qi}^2 / \sum GD_{qi}^2,$$

де $\sum GD_{\kappa}^2$ - сума махових моментів мас, що обертаються, завантаженого або незавантаженого конвеєра, Н·м²;

$\sum GD_{qi}^2$ - сума махових моментів одного або декількох приводних двигунів (GD_q^2) одного двигуна потужністю 132 кВт і синхронною частотою обертання 1500 хв⁻¹ становить 49 Н·м².

При 100% -му завантаженні конвеєра з дводвигунним приводом і куті встановлення 0° максимальна величина FJ дорівнює 49, при 18° - мінімальна дорівнює 27,8. Для конвеєра з трьохдвигунним, відповідно 41 і 20. Асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором 2ЕДКЛОФ-250, що застосовуються для приводу стрічкових конвеєрів, можуть забезпечити шість включень підряд з інтервалом 1 хв. з холодного стану і два включення - з гарячого при $FJ \leq 6,3$, що значно менше коефіцієнта інерції стрічкових конвеєрів.

Іншим параметром, що визначає вибір приводу, є прискорення конвеєра в період пуску. Від величини прискорення залежить динаміка і можливість виникнення коливань, особливо резинотканинної конвеєрної стрічки. Тривалість коливального процесу визначається величиною прискорення при пуску.

Існуючі пристрої плавного пуску будуються на базі тиристорних регуляторів напруги. Змінюється напруга U_{α} , яка подається на двигун, шляхом зміни кута відкриття α тиристорів. Цей спосіб управління асинхронним двигуном з короткозамкненим ротором, який отримав назву фазового регулювання, досліджений теоретично і експериментально [5]. Однак, як показують дослідження, закладені в приводі моментні характеристики не створюють достатні передумови для забезпечення оптимальних умов плавного пуску стрічкових конвеєрів, перш за все, в частині підтримки заданого прискорення при пуску і нагріванні обмотки статора, особливо стрижнів короткозамкненої кліти ротора двигуна пусковими струмами. Значення цих струмів залежить від конструктивних особливостей двигуна, величини поданої напруги на статор і тривалості дії пускового струму.

На рис. 2.22 наведені механічні експериментальна природна і розрахункові штучні характеристики при живленні двигуна потужністю 132 кВт від тиристорного регулятора напруги ТРН в залежності від кута α відкриття тиристорів з інтервалом 5° .

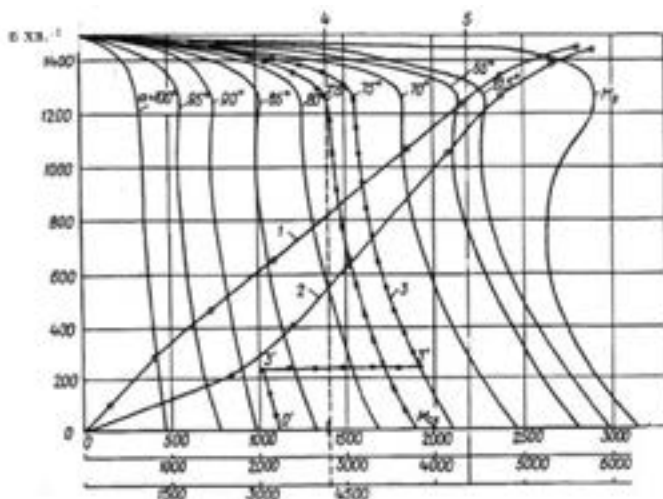


Рис. 2. 22 – Механічні характеристики електродвигуна і діаграми розгону стрічкового конвеєра

Тут M_c - природні моментні механічні характеристики одного (1Д), двох (2Д) і трьох (3Д) двигунів при живленні від мережі змінного струму частотою 50 Гц, величина моменту для яких визначається за шкалою; $M_{1Д}$, $M_{2Д}$ і $M_{3Д}$; $\alpha = 62,5... 100^\circ$ - штучні механічні характеристики двигунів при живленні змінним струмом від ТРН при відповідних кутах α ; $M_{ск}$ - номінальний момент опору конвеєра довжиною $L = 1403$ м при куті встановлення 0° і повному завантаженні 1120 т/год; n - частота обертання двигуна, хв^{-1} ; t_p - час розгону конвеєра, с.

Штучні механічні характеристики розраховані за методикою [5], якщо наведена номограма залежності $v^2 = f(\alpha, \varphi)$ відомого виразу.

$$M_n = \left(\frac{U_{di}}{U_i}\right)^2 M_{ei} \text{ чи } M_{ni} = v^2 M_{ei},$$

де M_{ni} - поточний пусковий момент на штучній характеристиці, Н м;

M_{ei} - поточний пусковий момент на природній характеристиці, Н м;

U_n - номінальна напруга статора двигуна, В;

$U_{дi}$ - напруга, що подається в статор двигуна від ТРН при постійному куті відкриття, В;

1 і 2 - діаграми розгону конвеєра з постійним прискоренням і з його ступінчастим зміною;

3 - діаграма двоступеневої зміни пускового моменту тягового зусилля;

4 і 5 - M_p _{необх} - момент, необхідний для розгону конвеєра із середнім прискоренням 0,315 м/с², відповідно, для шкали M_1 і M_2 ;

0' і 3' — крива зрушення;

3', 3'' — перехід на характеристику розгону 3 ($\alpha = 75^\circ$);

v^2 - квадрат відношення поточної напруги, що подається на статор двигуна, до номінальної;

φ - кут фазового навантаження двигуна, що визначається як $\arccos \varphi$.

Механічні характеристики дозволяють проаналізувати можливість пуску конвеєра з однодвигунним приводом, користуючись шкалою моменту $M_{1д}$, двохдвигунним - $M_{2д}$ і трьохдвигунним - $M_{3д}$, (двигуни повинні бути одного типу). Для цього розраховується момент опору на вихідному валу редуктора конвеєра (вхідному валу двигуна) $M_{ск}$, його величина відкладається на усіх трьох шкалах. Наприклад, для конвеєра з трьохдвигунним при 100% -му завантаженні $M_{ск}=1995$ Н·м. Задаючись тривалістю пуску (10 с) або прискоренням (0,315 м/с²), визначимо необхідний середній пусковий момент M_p , який в даному випадку складе 4394 Н·м.

Аналіз характеристик і отриманих результатів показує наступне:

- при пуску конвеєра з трьома двигунами його розгін можна здійснити за рахунок плавної зміни кута відкриття тиристора α з 80 до 75°, тобто змінювати напругу, що подається на статори двигунів, від 484 до 543 В, і еквівалентний пусковий струм від 667 до 774 А. Однак більш доцільно задати постійний кут $\alpha \approx 77,5^\circ$ і подавати в початковий момент (при $n = 0$) напругу 516 в і струм 705 А;

- при пуску конвеєра з двома двигунами його розгін можна виконати за рахунок зміни кута α від 68 до $62,9^\circ$ (початкова напруга від 600 до 643 В), або задати постійний кут відкриття тиристорів $\alpha = 65^\circ$ при 643 В. В цьому випадку в статорах і роторах двигунів будуть протікати пускові струми більшої величини, що призведе до більшого нагрівання двигунів і силових тиристорів ТРН.

Для пом'якшення пружних коливань в конвеєрній стрічці запропоновано процес пуску розділити на два періоди [6, 10]: перший - до моменту зрушення стрічки (час $t_{\text{тр}}$); другий - розгін її до номінальної швидкості (час t_p). При цьому пусковий момент (тягове зусилля) в період зрушення приймається меншим, ніж в період розгону.

На рис. 2.30 наведено дві діаграми швидкості розгону при 100% -му навантаженні конвеєра з трьохдвигунним електроприводом та живленням від ТРН. У першому випадку (крива 1) для забезпечення розгону із середнім прискоренням $j \approx 0,315$ м/с² необхідний середній пусковий момент на валу редуктора конвеєра МР не менше 4394 Н·м. Такий момент, розрахований за відомими формулами, може бути забезпечений приводним двигуном при постійно (на весь період розгону) відкритих на кут $\alpha \approx 77,5^\circ$ тиристорах ТРН. Як видно з механічної характеристики двигуна, при $n = 0$ на вал редуктора буде майже миттєво прикладений повний пусковий момент ≈ 5706 Н·м (динамічний 3711 Н·м), а тягове зусилля складе близько $231,6$ кН, що призведе до значних пружних коливань.

У другому випадку (крива 2) прийнято час зрушення $t_{\text{тр}} = 3$ с, прискорення $0,15$ м/с², необхідний пусковий момент ≈ 3150 Н·м, який може бути забезпечений на характеристиці двигуна з кутом $\alpha \approx 88,4^\circ$ (на рис. 2.29 показаний її відрізок $0'-3'$). Початковий пусковий момент 3300 Н·м (в $1,73$ рази менший, ніж в першому випадку), а динамічний 1305 Н·м (в $2,84$ рази менший). Таким чином, в початковий період пуску можна істотно знизити пружні коливання в стрічці конвеєра. При досягненні частоти обертання ротора двигуна 212 хв⁻¹ (або через 3 с) подається сигнал

керування на відкриття кута α для переходу на потрібну характеристику (75°). В кінці першого періоду пусковий момент становить 3000 Н·м, динамічний – 1005 Н·м.

За час розгону, що залишився в другому періоді слід розвинути швидкість стрічки 2,7 м/с або частоту обертання ротора двигуна 1273 хв⁻¹. Середня величина прискорення 0,386 м/с². Необхідний середній пусковий момент повинен бути не менше 4933 Н·м, а динамічний 2938 Н·м. Ці моменти можуть бути забезпечені при роботі двигуна на характеристиці з $\alpha \approx 75^\circ$. Початковий пусковий момент на характеристиці в точці 3" складає 5834 Н·м (динамічний 3839 Н·м). Зростання моментів, відповідно, 2834 і 1829 Н·м. У перехідному режимі динаміка за параметрами близька до динаміки початкового періоду пуску конвеєра. Отже, двухперіодна діаграма пуску конвеєра з точки зору полегшення його динаміки є більш доцільною.

Розгляд спільної роботи стрічкових конвеєрів з приводними двигунами 2ЕДКЛОФ-250LC4, що живляться від тиристорних регуляторів напруги, виявив протилежність їх властивостей. Якщо для зниження виникнення і зменшення пружних коливань при пуску в стрічці конвеєра ефективно зменшення прискорення, що пов'язане зі збільшенням тривалості розгону до номінальної швидкості, то у двигунів це призводить до перегріву обмотки статора і, особливо стрижнів клітки ротора через тривалу дію великого пускового струму.

За даними випробувань двигуна відомо, що швидкість перегріву обмотки статора номінальним пусковим струмом при $n_p = 0$ становить $7,8^\circ$ за 1 с, а стрижнів клітки ротора $68,9^\circ$ за 1 с. Пусковий струм при знижених напругах визначиться за виразом з [8]:

$$I_{n\phi} = I_{nn} \left(U_\phi / U_n \right)^{1/3},$$

де U_ϕ — фактична напруга, що подається на двигун і визначається кутом відкриття тиристорів, тобто $U_\phi = U_{di}$, В;

I_{nn} — пусковий номінальний струм, А.

Еквівалентний (середньоквадратичний) струм, який визначається значенням $I_{нф}$, для режиму розгону конвеєра при $\dot{\alpha} = 77,5^\circ$, як показують розрахунки, складає 706 А, або 0,63 $I_{нн}$. Швидкість перегріву двигуна [7,9] зменшиться, $\Delta_{\tau_c} = 3,12^\circ\text{C}/\text{с}$, а $\Delta_{\tau_p} = 27,2^\circ\text{C}/\text{с}$. Оскільки загальний час розгону 10 с, то перегрів обмотки статора за один пуск $31,2^\circ\text{C}$, а стрижнів ротора 272°C . Допустима температура нагріву обмотки статора 160°C , алюмінієвих стрижнів ротора 400°C . Розрахунок, виконаний для графіка 2, моментних характеристик при $\dot{\alpha} = 88,5^\circ$ і $\dot{\alpha} = 75^\circ$ (рис. 2), дає аналогічні результати: $\Delta_{\tau_c} = 31,2^\circ\text{C}/\text{с}$, а $\Delta_{\tau_p} = 270^\circ\text{C}/\text{с}$. На механічних характеристиках при кутах $\dot{\alpha} = 85 \dots 100^\circ$ надійно забезпечується за нагріванням ротора один пуск, причому, за нагріванням статора можливі три-чотири пуски поспіль.

Таким чином, знаючи необхідний пусковий момент для незавантаженого або завантаженого конвеєра, за викладеною методикою можна визначити, на якій моментній характеристиці і з яким кутом відкривання тиристорів ТРН слід робити розгін конвеєра, які напруги і пусковий струм подаються на кожен із статорів. Відповідно визначається середня величина пускового струму I_{cp} і середньоквадратичний еквівалентний I_c струм і температурні режими.

Номінальна швидкість нового розмірного ряду, як зазначалося вище, становить 1,6; 2; 2,5 і 3,15 м/с. Отже, для прискорення $0,3 \text{ м}/\text{с}^2$, що зазвичай приймається при розробці конвеєрів, час розгону конвеєра складе 5,3; 6,7; 8,3 і 10,5 с, що вплине на нагрівання приводних електродвигунів. При цьому зменшення прискорення призводить до збільшення часу розгону і підвищеного нагрівання обмотки статора двигуна і стрижнів ротора (для великих тривалостей пуску температура стрижнів при повітряному охолодженні двигуна може досягати критичних значень). Останнє обмеження є дуже значним, особливо для конвеєрів, що вимагають низьких значень прискорень при пуску.

Реалізація пуску на фіксованих кутах може бути вирішена за допомогою пристрою, структурна схема якого наведена на рис. 2.23

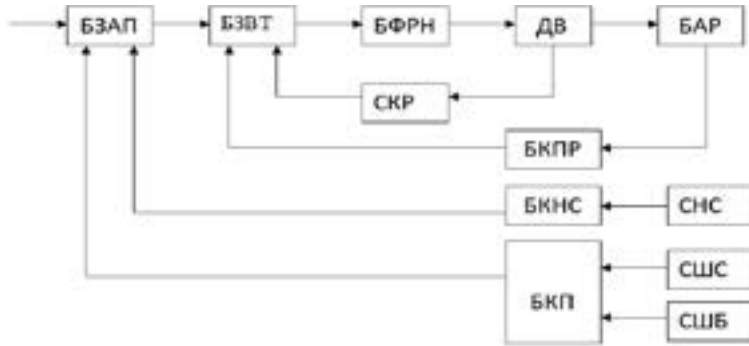


Рис. 2.23 – Структурна схема запуску стрічкового конвеєра при фіксованих значеннях кутів відкриття тиристорів фазових регуляторів:

БЗАП – блок задання алгоритму пуску;

БЗВТ – блок задання відкриття тиристора;

БФРН – блок формування рівня напруги;

ДВ – двигун;

БАР – барабан;

СКР – сенсор контролю руху;

БКПР – блок контролю початку руху;

БКНС – блок контролю натягу стрічки;

СКП – блок контролю пробуксовки;

СШЛ – сенсор швидкості стрічки;

СШБ – сенсор швидкості барабану.

Після пускового імпульсу А від апаратури автоматизації на блок задання алгоритму пуску ЗАП, що впливає на блок завдання кута фіксованого відкриття тиристорів (БЗВТ), з його пам'яті витягується значення кута α_1 для періоду зрушення. Блок ФРН формує необхідний рівень напруги, що подається на приводний двигун ДВ, задаючи механічний момент рушання. Контроль закінчення фази рушання і перехід в фазу розгону здійснюється за допомогою блока БКПР, що отримує сигнал

від сенсора зрушення стрічки, розташованого в точці збігання стрічки з барабана БАР. Блок БКПР впливає на блок БЗВТ, який формує кут відкриття тиристора фази розгону α_2 , в результаті чого ФРН задає новий рівень напруги, що подається в статор двигуна ДВ. Двигун переходить на нову штучну характеристику, створюючи механічний момент, відповідний моменту розгону. Фаза розгону характеризується досягненням стрічкою номінальної швидкості, яка контролюється за допомогою блоку контролю швидкості стрічки і пробуксовки СКП (видає команду на перехід двигуна на природну характеристику). У процесі пуску постійно контролюються пробуксовка і швидкість стрічки за допомогою датчиків СКД, ССЛ, ССБ [5] і блоку СКП. Крім того, контролюється натяг стрічки блока КНС і сенсором СНС.

Таким чином, плавний пуск стрічкових конвеєрів з реалізацією двоступеневої раціональної діаграми можливий для фіксованих значень кутів відкриття тиристорів, тиристорних регуляторів напруги, що покращує динаміку пуску, полегшує теплові режими приводних двигунів і спрощує програмні і апаратні засоби. Крім цього, під час запуску багатодвигунних приводів теплові режими полегшуються при паралельній роботі всіх двигунів на штучних характеристиках.

2.4. Вимоги до електропривода механізмів безперервної дії і вибір його типу

Розглянуті особливості роботи механізмів безперервної дії з постійним навантаженням в усталених динамічних режимах дозволяють визначити вимоги до електроприводів цих механізмів і вибір їх типу, що можуть бути сформульовані таким чином.

1. Для значного числа механізмів безперервної дії не вимагається регулювання швидкості. Це стосується конвеєрів, ескалаторів, канатних доріг невеликої довжини і та ін. В цьому випадку широко застосовуються

асинхронні короткозамкнені двигуни, які також використовуються в багатьох електроприводах де регулювання швидкості здійснюється механічними способами.

2. Ряд механізмів з розподіленим характером навантажень потребують неглибокого регулювання швидкості в діапазоні $D=2:1$ з метою зміни темпу технологічного процесу. Тут застосовуються асинхронні двигуни з фазним ротором і короткозамкнені з регулюванням швидкості за допомогою різноманітних регуляторів напруги.

3. Для механізмів металорізальних верстатів: токарних, карусельних тощо. (головних приводів і у випадку індивідуального приводу подач) необхідне в більшості випадків широке регулювання швидкості в діапазоні для головних приводів $D_r=(100-150):1$ і приводів подач $D_n=(6000-8000):1$. В подальшому цю вимогу до електропривода верстатів буде розглянуто особливо.

4. Для механізмів (особливо з зовнішнім розміщенням): конвеєрів, канатних доріг, приводів подач верстатів – характерний значний, за величиною, момент тертя спокою, що зумовлює застосування асинхронних електродвигунів з підвищеним пусковим моментом і ковзанням.

5. Для виключення (або принаймні зменшення) явища розхитування вантажу, для забезпечення плавності протікання перехідних процесів при пуску і гальмуванні механізмів, що транспортують людей, із значними приведеними до валу двигуна маховими масами, великої довжини, з кінцевою еластичністю тягових органів вимагається обмеження прискорення або сповільнення (обмеження темпу динамічних процесів).

В цих випадках доцільно застосовувати двигуни з фазним ротором з великою кількістю (7 або 9) ступенів опору в роторному колі, асинхронні короткозамкнені двигуни з тиристорними регуляторами напруги, дроселями насичення, муфтами ковзання (електромагнітними, порошковими, гідравлічними). В ряді випадків з метою створення підгальмовування в процесі пуску використовуються гальмівні пристрої –

колодочні або гідравлічні штовхачі. Для багатодвигунного привода використовується почерговий пуск двигунів.

При жорстких вимогах по обмеженню прискорень застосовують двигуни постійного струму з різноманітного роду перетворювачами, в тому числі і тиристорними.

Сформульовані вимоги до електроприводів механізмів безперервної дії з постійним навантаженням в певній мірі очевидні, за винятком вимог до регулювання швидкості електроприводів механізмів із зосередженим характером навантаження. Для прикладу розглянемо електропривод токарного верстату.

Токарні верстати в загальному випадку призначені для обробки деталей різноманітних розмірів, з різних матеріалів. При цьому використовуються різноманітні інструменти і технологічні операції. Тому природним є вибір певної швидкості різання $\vartheta_{\text{різ}}$ (2.10), для якої токарна обробка є економічною.

Показники цієї економічної обробки пов'язані з регулюванням швидкості головних приводів і приводів подачі, що характеризується діапазоном і плавністю регулювання, умовами навантаження (наприклад, сталість потужності головних приводів) вимогами до жорсткості характеристик, надійністю і та ін.

Діапазон регулювання D_r швидкості обертання головного приводу визначається такими параметрами:

1) Границями швидкостей різання, м/хв.,

$$\vartheta_{\text{різ}} = \frac{\pi d n}{1000} = \frac{30 d \omega}{1000}, \quad (2.30)$$

де d – діаметр виробу, мм;

n, ω – швидкості обертання шпинделя, об/хв. або рад/с.

При постійному d , максимальна $\vartheta_{\text{різmax}}$ і мінімальна $\vartheta_{\text{різmin}}$ швидкості обертання шпинделя дорівнюють

$$\vartheta_{\max} = \frac{1000 \cdot \vartheta_{p \text{ ismax}}}{30d}; \quad (2.31)$$

$$\vartheta_{\min} = \frac{1000 \cdot \vartheta_{p \text{ ismin}}}{30d}; \quad (2.32)$$

2) Границями діаметрів деталі, що обробляється при постійній $\vartheta_{p \text{ is}}$

$$\omega_{\max} = \frac{1000\vartheta_{p \text{ ismax}}}{30d_{\min}}, \quad (2.33)$$

$$\omega_{\min} = \frac{1000\vartheta_{p \text{ is}}}{30d_{\max}}. \quad (2.34)$$

Повний діапазон D_r визначиться як

$$D_r = \frac{\vartheta_{\max} d_{\max}}{\vartheta_{\min} d_{\min}} \quad (2.35)$$

і лежить в межах (100–150): 1.

Для приводу подачі діапазон D_{π} визначається необхідним діапазоном лінійних швидкостей і лежить у межах (для токарних, карусельних верстатів [8]) (50–7000): 1.

Плавність регулювання швидкості визначається коефіцієнтом регулювання φ геометричного ряду швидкостей, який зазвичай використовується і дорівнює:

$$\varphi = z \sqrt{\frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}}} = z \sqrt{D_r}, \quad (2.36)$$

де Z – число швидкостей;

$Z-1$ – число інтервалів між швидкостями.

Стандартом встановлені значення $\varphi = 1, 26; 1,41; 1,58$. Теоретично можливе регулювання швидкості з $\varphi = 1$.

Для забезпечення необхідних значень плавності і діапазону швидкостей застосовуються способи механічного ступінчастого,

електромеханічного ступінчатого і електричного безступінчастого регулювання.

Механічне регулювання швидкості обертання головного приводу верстату здійснюється шляхом переключення шестерень коробки швидкостей, що здійснюється або вручну, або дистанційно за допомогою електромагнітних муфт, серводвигунів або гідравлічних механізмів. На рис. 2.24 для прикладу наведена кінематична схема коробки швидкостей шпинделя токарного верстата. В якості приводу при цьому використовується нерегульований асинхронний двигун.

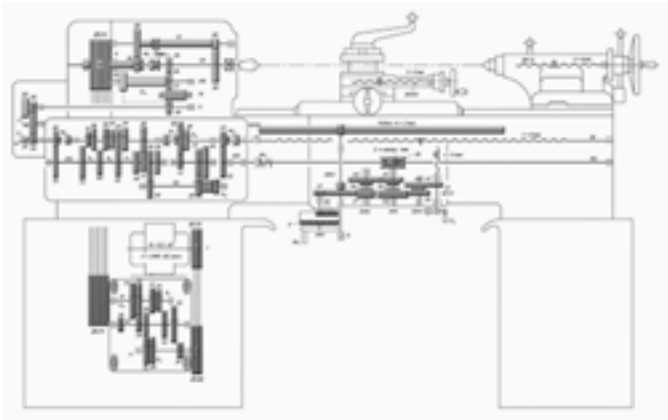


Рисунок 2.24 – Кінематична схема коробки швидкостей шпинделя токарного верстата

При ступінчатому регулюванні швидкості кожному значенню швидкості обертання шпинделя верстата відповідає певний діапазон зміни діаметрів деталі. На рис. 2.25 для геометричного ряду швидкостей побудована так звана променева діаграма, з якої видно, що, припустимо, для оптимальної швидкості різання $v_{\text{різ1}}$ (при швидкості ω_1 головного приводу) величини діаметрів деталі в процесі обробки міняються від d_1 до d_2 . Це означає, що тільки при діаметрі d_1 токарна обробка. При досягненні діаметру d_2 ($d_2 < d_1$) переключенням шестерень коробки швидкостей знову

можливе отримання оптимальної швидкості. $\vartheta_{p_{is1}}$. Як і в попередньому випадку, зі зменшенням діаметру деталі від d_2 до d_3 швидкість різання падає до значення $\vartheta_{p_{is2}}$. Знову необхідно переключення швидкості у відповідності з вибраною плавністю регулювання ϕ .

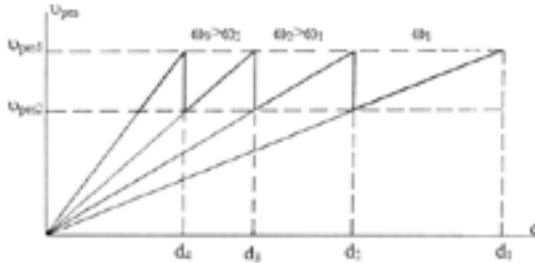


Рисунок 2.25 – Променева діаграма швидкостей

Необхідно відзначити, що, хоч при такому регулюванні на основі геометричного ряду швидкостей і відбувається зниження швидкості різання, втрати ці залишаються незмінними для будь-яких сусідніх інтервалів швидкостей обертання.

Однак ступінчате механічне регулювання швидкості не забезпечує для більшості діаметрів обробки вигідну швидкість. Отже, верстат не може забезпечити максимально високу продуктивність. Спроби підвищити плавність регулювання шляхом збільшення кількості ступенів призводять до ускладнення кінематичної схеми верстата, що відбивається не тільки на вартості коробки швидкостей, але і на точності роботи верстата.

Електромеханічне регулювання швидкості дозволяє в цілому ряді випадків істотно спростити кінематичну схему верстата при одночасному збільшенні числа ступенів. При цьому повний діапазон D_r регулювання швидкості досягається поєднанням електричного D_e і механічного D_m регулювань, тобто $D_r = D_e \times D_m$, при забезпеченні умови: кожній швидкості двигуна відповідає певна швидкість шпинделя, що не повторюється при жодній з інших швидкостей двигуна.

При застосуванні багатошвидкісного асинхронного двигуна ця умова не завжди виконується. Припустимо, найменшій швидкості двигуна ω_{01} відповідають чотири швидкості обертання шпинделя згідно, наприклад, чотирьом ступеням механічного регулювання: $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$. При швидкості двигуна $2\omega_{01} = \omega_{02}$ і при відповідних положеннях передач швидкості шпинделя будуть дорівнювати: $2\omega_1, 2\omega_2, 2\omega_3, 2\omega_4$. Аналогічно визначаються швидкості обертання шпинделя і для двох інших швидкостей двигуна (у випадку застосування трьох- або чотиришвидкісного двигуна). Очевидно, що правильний геометричний ряд швидкостей може бути отриманий лише при певних поєднаннях величин повного діапазону регулювання D_r , числа перемикачів коробки швидкостей D_m і коефіцієнта плавності регулювання ϕ .

Електричне безступінчасте регулювання швидкості доцільне в індивідуальних приводах подач означених верстатів, де на значній частині діапазону регулювання зберігається сталість моменту статичного опору. В цьому випадку встановлена потужність двигуна (кВт):

$$P_n = M_n \omega_{\max} \cdot 10^{-3},$$

де M_n – найбільший момент на валу двигуна, Н/м;

ω_{\max} – максимальна швидкість, що відповідає найбільшій швидкості подачі ϑ_n верстату, рад/с.

В цьому випадку доцільно використовувати як приводні, двигуни постійного струму з живленням від різних перетворювачів типу генератора, керованого випрямляча, магнітного підсилювача та ін., вибір яких зумовлений техніко-економічними міркуваннями. Можливе також застосування асинхронних двигунів з електромагнітними муфтами ковзання. Принципово в приводах подач, також, як і в головних, можуть бути використані всі різновиди регулювання швидкості: механічне і електромеханічне ступінчасте, електричне безступінчасте.

Слід відзначити ще одну обставину відносно вимог, щодо систем керування електроприводами механізмів безперервної дії при зосередженому характері навантаження. В цілому ряді випадків і в головних приводах і в приводах подач вимагається досить значна жорсткість механічних характеристик двигуна, особливо в області низьких швидкостей: падіння швидкості не повинно перевищувати 5-10% при зміні навантаження від нуля до номінальної. Необхідність використання замкнутих систем регулювання у цих випадках очевидна. Все більш широкого розповсюдження набувають інваріантні системи регулювання і конкретно комбіновані з декількома каналами передачі збурення вплив якого вимагається звести до мінімуму. В подальшому (ч. II посібника) наведені приклади регульованих електроприводів металорізальних верстатів.

Особливо слід також звернути увагу на електроприводи круглопилних та стругальних деревообробних верстатів.

Столярні майстерні підприємств агропромислового комплексу, які виготовляють і ремонтують інвентар, транспортні засоби, тару, меблі, обладнані лісопилними рамами, циркульно-маятниковими пилами, круглопилними, фугувальними, стругальними, фрезерними, свердловальними верстатами. Електродвигуни цих верстатів приводять в рух робочі органи, механізми подачі, допоміжні пристрої. Для регулювання швидкості обертання ставлять клинопасові передачі, редуктори і застосовують різні типи електродвигунів (багатошвидкісні, постійного струму, з фазним ротором).

Розрахунок потужності електропривода круглопилних верстатів.
При виборі методів технічної обробки, типів станків і інструментів, при розрахунку потужностей і зусиль потрібно враховувати основні властивості деревини: пластичність, подільність і міцність. В процесі різання діють сили, що вдавлюють різець в деревину і створюють зону деформації, забезпечують відділення і деформацію стружки, сили тертя

стружки і різця. Для розрахунків сили різання, необхідної для подолання опорів, що виникають при русі різця, слід визначити питомий опір різанню. Сумарне зусилля опору різання, зведене до одиниці площі поперечного перерізу (1 мм²) стружки, нормального до площини різання в кожній точці траєкторії леза різця, називають питомим опором різанню (Н/мм²). Робота, затрачувана на перетворення 1 мм³ деревини в стружку, називається питомою роботою різання (Н·м/мм³) і чисельно рівна опору. Питома робота різання дає можливість визначити потужність різання $P_{різ}$ (Вт) за секундним шаром знятої деревини, помноженим на допустиму швидкість подачі деревини:

$$P_{різ} = k \cdot b \cdot h \cdot u,$$

а також визначити силу різання (Н):

$$F_{різ} = (k \cdot b \cdot h \cdot u) / v,$$

де k – питомий опір різанню, $k = 10 \dots 46$ Н/мм² за експериментальними даними і залежить від подачі і породи деревини;

b – ширина стружки, мм;

h – товщина стружки, мм;

v – швидкість різання, м/с;

u – допустима швидкість подачі, м/с.

Швидкість різання в круглопилних верстатах складає 40...70 м/с, в окремих випадках досягає 100 м/с і відповідає окружній швидкості передніх ріжучих кромки пилки:

$$v = \omega \cdot R,$$

де R – радіус пилки, м;

ω – кутова швидкість пилки, рад/с.

Швидкість подачі (м/с) залежить від допустимої подачі деревини на один зуб пилки:

$$u = \frac{u_z \cdot z \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot 1000},$$

де u_z – подача деревини на один зуб пилки, мм (при подовжньому розпилюванні хвойних порід оптимальне значення $u_z = 0.8 \dots 1.0$ мм);

z – число зубів пилки.

Швидкості ручної та механічної подачі відповідно для поздовжнього розкрою $0.17 \dots 0.6$ та $0.8 \dots 1.7$ м/с, для поперечного $0.1 \dots 0.3$ та $0.1 \dots 0.4$ м/с.

Діаграма сил при розпилюванні бруса наведена на рис. 2.26.

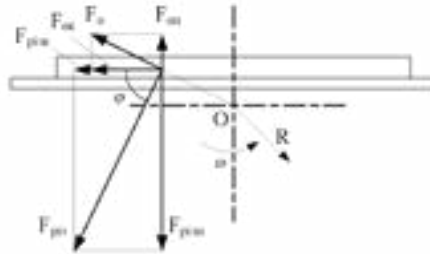


Рисунок 2.26 – Діаграма сил при розпилюванні бруса

Зусилля подачі (Н)

$$F_n = F_{різ} \cdot \cos \varphi + F_o \cdot \sin \varphi + (G + F_{різ} \cdot \sin \varphi - F_o \cdot \cos \varphi) \cdot f,$$

де F_o – зусилля відтиску, що залежить від степеня затуплення пилки, форми зуба, товщини стружки, Н, $F_o = (0.2 \dots 0.8) \cdot F_{різ}$;

G – вага матеріалу, що подається, Н;

f – коефіцієнт тертя деревини по столу ($0.35 \dots 0.4$ для сосни і дуба).

Потужність подачі (Вт):

$$P_n = F_n \cdot u.$$

Потужність приводного двигуна:

$$P_{дв} = (P_{різ} + P_n) / \eta_n,$$

де η_n – коефіцієнт корисної дії передачі.

Схема управління електроприводом круглопилного верстата.

Режим роботи двигуна залежить від організації подачі: якщо брус поступає за брусом без перерви, то режим роботи тривалий S1, в іншому разі – перемежований режим роботи S6. Схема верстата наведена на рис. 2.27.

Пильний вал 4 круглопильного верстата типу Ц-6 приводиться в рух (2850 об/хв.) двома клиновими пасами від електродвигуна 2. Електродвигун змонтований на плиті 1, шарнірно з'єднаний з плитою 3.

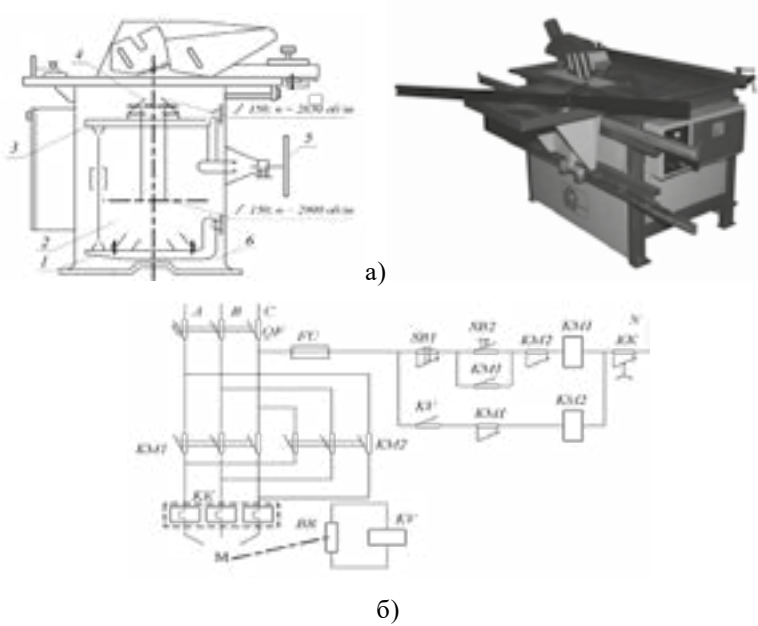


Рисунок 2.27 – Привод круглопильного верстата Ц-6

(а – кінематична схема та зовнішній вигляд; б – електрична схема;
 1 – підмоторна плита, 2 – електродвигун, 3 – плита пильного валу,
 4 – пильний вал, 5 – електропривод, 6 – станина)

Напругу на схему управління (рис. 2.27 б) подають автоматичним вимикачем QF. При пускові натискають кнопку SB2, замикаючи коло струму котушки магнітного пускача KM1, вмикається двигун і проходить розгін агрегату. Замикаючи блок-контакти KM1 шунтують кнопку SB2, а розмикаючи відкриваються в колі котушки KM2. Коли кутова швидкість складає 0,1 номінальної, закриваються замикаючі контакти реле контролю швидкості KV, що отримує живлення від тахогенератора BR, замикаючи коло котушки пускача KM2. При натисненні кнопки SB1 знеструмується

катушка магнітного пускача КМ1, закриваються розмикаючі блок-контакти КМ1, двигун переходить в режим гальмування протivismанням, його кутова швидкість різко знижується. Найбільш ефективний варіант налаштування реле контролю швидкості KV при гальмуванні, коли воно розмикає свої контакти в момент, від якого до зупинки двигуна проходить час, рівний власному часу відключення гальмівного пускача КМ2 (приблизно 0,1 с). При такому налаштуванні двигун відключається від мережі у момент зупинки ротора.

Вибір потужності електроприводів стругальних верстатів. На стругальних верстатах деревину обробляють ножовими обертовими головками-фрезами. Цей процес для подібних верстатів прийнято називати струганням.

Середнє дотичне зусилля різання (Н) на різці

$$F_{\text{різ}} = (k \cdot b \cdot h \cdot u) / v, \quad (2.37)$$

де k – питомий опір різанню, $k = 10 \dots 46 \text{ Н/мм}^2$ за експериментальними даними і залежить від подачі і породи деревини;

b – ширина шару деревини, мм, що знімається;

h – висота шару, що знімається, мм;

u – швидкість подачі (0,3...3 мм на один ніж);

Потужність різання $P_{\text{різ}}$ (Вт)

$$P_{\text{різ}} = F_{\text{різ}} \cdot v. \quad (2.38)$$

де v – швидкість різання, м/с.

Потужність двигуна визначають за наведеними формулами з врахуванням втрат в передачах для роздільного привода.

Застосовуються одно- і двосторонні стругальні верстати (рис. 2.28). Ширина стругання верстатів складає 300...1200 мм. Швидкість подачі регулюють за допомогою східчастих шківів і редуктора. Потужність електродвигуна для привода ножового валу залежить від декількох параметрів (2.37), (2.38) і складає 4,5...14 кВт, потужність привода подачі

1...2,8 кВт. В приводах подачі використовують дво- і чотиришвидкісні асинхронні двигуни. Наприклад, для верстата СРЗ-4 шириною стругання 300 мм, ножовий вал приводиться в рух двигуном потужністю 4,5 кВт, механізм подачі - двигуном потужністю 1 кВт. Для верстата СР-12 потужність головного двигуна 14 кВт, допоміжного чотиришвидкісного 1,7 / 2,0 / 2,3 / 2,6 кВт.

Багатошвидкісним електроприводом оснащений стругальний верстат типу СР-12 (рис. 2.28), який призначений для стругання деталей і виробів (дошок, брусків, столярних плит) на задану товщину. Окремими двигунами оснащені верхній і нижній ножові вали, реверсивний електропривод подачі, заточувальний привод верхнього і нижнього ножових валів, реверсивна подача заточування верхнього і нижнього ножових валів [6].

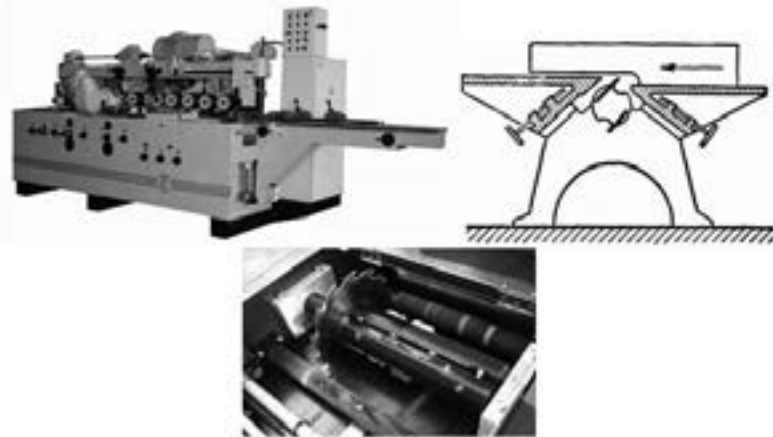


Рисунок 2.28 – Стругальний верстат СР-12, схема стругання та ножова частина

2.5. Електропривод механізмів безперервного транспорту

Конвеєри, в залежності від їхнього призначення і області застосування можуть, експлуатуватися в самих різноманітних умовах і в тому числі вкрай несприятливих: на відкритому повітрі, на висоті, що перевищує 1000 м. над рівнем моря, (стрічкові конвеєри гірничодобувних

підприємств, високогірні канатні дороги), а також в приміщеннях, з парами активних речовин і підвищеною вологістю, забрудненістю, високою температурою навколишнього середовища (фарбувальні і сушильні лінії, термічні цехи). Це визначає необхідність використання для даної групи механізмів електрообладнання, за типом і виконанням у відповідності з перерахованими умовами, і висуває жорсткі вимоги щодо безпеки і простоти його обслуговування, надійності його роботи. Це в першу чергу відноситься до приводних двигунів, що, як правило, повинні бути закритого виконання і мати підвищений пусковий момент.

Безперервний, однонаправлений характер роботи таких механізмів визначає тривалий режим роботи їх електроприводів, що виконуються нереверсивними, за винятком деяких випадків, де вимагається зміна напрямку руху, наприклад для ескалаторів. Конвеєри виключно транспортного призначення мають одну незмінну швидкість руху і не вимагають регульованого електропривода. Для деяких конвеєрів, що обслуговують технологічні процеси, наприклад для складальних конвеєрів, фарбувальних і сушильних ліній та ін., де при заміні оброблюваного виробу необхідно змінити швидкісний режим, застосовується регульований електропривод.

В сучасному потоковому виробництві робота декількох конвеєрів може об'єднуватися загальним виробничим процесом. В цьому випадку рухи окремих конвеєрів повинні бути строго погоджені між собою за швидкістю. Така задача виникає, наприклад, коли різноманітні вироби після необхідних технологічних операцій на окремих конвеєрних лініях повинні зустрічатися на складальному конвеєрі в точній позиційній відповідності один одному. До електроприводів таких конвеєрів подаються вимоги погодженого обертання.

Важливою загальною вимогою, що висувається до електроприводів механізмів безперервного транспорту, є 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 довжини ця вимога зумовлена наявністю значних поступально – рухомих мас, приведений момент інерції яких може в 10–20 разів перевищувати момент інерції двигунів, і значною податливістю тягових канатів і транспортерної стрічки. Значні махові маси установки збільшують можливість пробуксовування приводних барабанів і шківів відносно стрічок і канатів при пуску. Різде прикладення моменту, за наявності пружних механічних зв'язків, викликає механічні коливання при пуску, в результаті чого в стрічці або канаті виникають додаткові динамічні зусилля. Вимога плавності пуску і сповільнення залишається і для установки з коротким тяговим елементом. В одних випадках обмеження прискорення і ривка до необхідних обумовлюється транспортуванням людей (ескалатори, канатні дороги), в інших випадках – умовою надійного зчеплення виробів, що транспортуються з стрічкою (стрічкові конвеєри) або зменшенням розгойдування люльок і кабін (підвісні конвеєри).

Перераховані вимоги визначають вибір системи електропривода для даної групи механізмів. Найбільш розповсюдженим типом електропривода механізмів безперервного транспорту є нерегульований привод змінного струму на базі асинхронних або синхронних двигунів. Для установок, де немає необхідності регулювання швидкості руху і моменту при пуску, знаходять застосування асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором з подвійною білячою кліткою або глибоким пазом, що мають підвищений пусковий момент при відносно незмінному його значенні в процесі пуску і забезпечують менший нагрів двигуна в умовах тривалого пуску.

Потужність приводу з асинхронним короткозамкненим ротором обмежується, зазвичай, декількома сотнями кіловат. Використання двигунів більшої потужності призводить до помітного зниження коефіцієнту потужності живлячої мережі, а також до істотного падіння напруги в мережі при пуску конвеєра. Застосування синхронного двигуна

для більш потужних установок дозволяє істотно підвищити енергетичні показники приводу. Однак установки такої потужності (наприклад, великі стрічкові і канатні конвеєри) мають велику механічну інерційність і характеризуються важким тривалим пуском, що досягає 30–100 с. Такий пуск може викликати недопустиме перевищення температури синхронного двигуна, а також недопустиме зниження напруги мережі на значному інтервалі часу розгону. Тому синхронні двигуни, незважаючи на ряд їхніх очевидних переваг, широкого розповсюдження для приводу конвеєрних установок не набули.

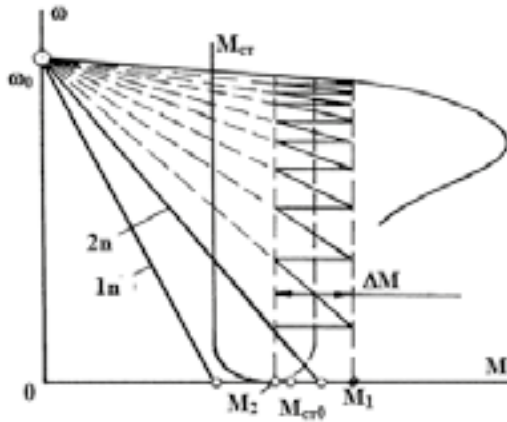


Рисунок 2.29 – Формування процесу пуску конвеєра а допомогою додаткових опорів в роторному колі асинхронного двигуна

Проблема пуску потужних конвеєрів успішно вирішується застосуванням асинхронного двигуна з фазним ротором, при якому досягається обмеження пускових струмів і забезпечується формування необхідної пускової характеристики приводу. Попередні ступені 1n і 2n обмежують прискорення двигуна в режимі вибирання зазорів і на початку процесу пуску конвеєра.

Переключення ступенів пускових опорів в процесі розгону двигуна викликає стрибкоподібні зміни його моменту тим більше, чим менше число

ступенів. Це може стати причиною виникнення пружних механічних коливань і порушити плавність перехідних процесів. Тому при реостатному способі керування двигуном плавність пуску забезпечується тільки за рахунок збільшення числа пускових ступенів, що знижує величину $\Delta M = M_1 - M_2$. Це змушує використовувати громіздкі релейно-контакторні панелі з великою кількістю важкої комутаційної апаратури.

Вказаного недоліку позбавлена схема керування асинхронним електродвигуном з тиристорним комутатором в роторному колі [2] (рис. 2.30, а), що в перехідних процесах забезпечує практично ідеальне підтримання сталості струму ротора і моменту двигуна, що визначається заданою напругою $u_{з.т.}$. Робота схеми побудована на широтно-імпульсному способі регулювання додаткового опору R_d роторного кола. Тиристор Т1 виконує функцію ключа, включення і відключення якого змінює еквівалентний додатковий опір роторного кола в межах від нуля, коли ключ замкнутий, до значення R_d при розімкненому ключі. Цим граничним значенням еквівалентного опору відповідають механічні характеристики 1 і 2 на рис – 2.30,б.

Керування тиристорним ключем здійснюється релейним регулятором струму РС в функції випрямленого струму ротора I_d . При $\Delta u_{т.} = u_{з.т.} - u_{0.т.} > 0$ регулятор струму подає керуючий імпульс на тиристор Т1. Тиристор Т1, відкриваючись, шунтує опір R_d , що викликає зростання струму I_d . При цьому через тиристор Т1 відбувається заряд конденсатора С від джерела живлення ДЖ. Коли різниця $\Delta u_{т.}$ стає меншою нуля, регулятор струму подає керуючий імпульс на тиристор Т2, що, відкриваючись, створює розрядний контур для конденсатора С. Під дією розрядного струму конденсатора С тиристор Т1 запирається, а конденсатор С продовжує перезаряджатися від напруги роторного кола. По закінченню процесу перезаряду тиристор Т2 запирається. Введений опір

R_d знижує струм I_d , і при $\Delta u_x > 0$ знов відкривається тиристор **T1**. При цьому утвориться коливальний контур **C-L1**, що сприяє швидкому перезаряду конденсатора. Завдяки діоду **D2**, ввімненому в цей коливальний контур, процес перезаряду закінчується як тільки струм конденсатора знизиться до нуля, і конденсатор залишається зарядженим зі знаком “+” на нижній обкладці. Якщо тепер при зниженні струму I_d різниця Δu_x знову стане більшою нуля, знову буде відкритий тиристор **T2** і процес повториться.

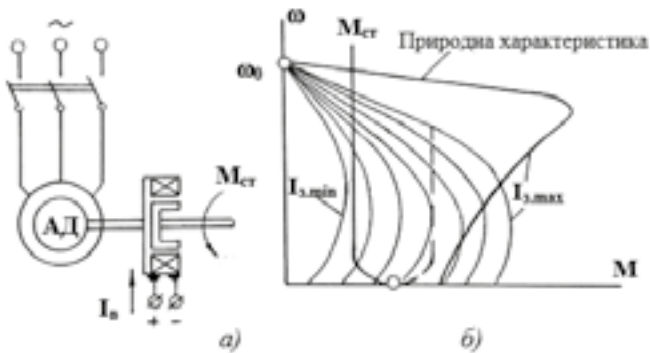


Рисунок 2.30 – Асинхронний електропривод з електромагнітною муфтою ковзання: а) схема; б) механічні характеристики

Для конвеєрів, де за умовами технологічного процесу вимагається тривалий режим роботи приводу на низьких швидкостях, перспективною є система тиристорний перетворювач частоти – асинхронний двигун, в якій може здійснюватися регулювання як швидкості, так і прискорення.

Проблема погодженого руху конвеєрів, що входять в єдиний виробничий комплекс, успішно вирішується за допомогою електропривода, виконаного за системою електричного валу. Практичне застосування отримав варіант синхронного обертання двигунів з спільним асинхронним перетворювачем частоти, показаний на рис. 2.28 стосовно до двох синхронізованих конвеєрних ліній. Схема забезпечує синхронне

обертання двигунів Д1 і Д2 не тільки в усталеному режимі, але і в процесі пуску [4, 10]. Кутова неузгодженість двигунів визначається різницею моментів опору на їх валах. Для отримання менших кутів неузгодженості двигуни ввімкнені на обертання проти поля. Погоджене регулювання швидкості конвеєрів здійснюється зміною швидкості перетворювача частоти ПЧ або шляхом переключення ступенів додаткового опору в роторному колі двигуна АД, що обертає перетворювач частоти, або зміною передавального відношення, редуктора Р між двигуном АД і ПЧ.

Синхронне обертання двигунів ще не забезпечує точного взаємного узгодження положення транспортованих різними конвеєрами виробів, тому що в процесі експлуатації відбувається розтягування тягового елемента, яке неоднакове для різноманітних конвеєрів. Це призводить до неузгодження взаємного положення виробів, для усунення якого привод конвеєра має допоміжний двигун ДД (рис. 2.31), що з'єднаний з основним робочим двигуном Д2 через диференціальний редуктор ДР. При відставанні або обгоні другої конвеєрної лінії двигун ДД звільнюється від механічного гальма ГД і включається на деякий час, в результаті чого відбувається збільшення або зменшення швидкості конвеєра і відновлюється взаємне узгодження положення транспортованих двома конвеєрами виробів. Потужність допоміжного двигуна через малу його швидкість незначна і складає 5-10% потужності робочого двигуна. Допоміжний привод може використовуватися і самостійно в режимі малої швидкості конвеєра. При цьому робочий двигун відключається від мережі і загальмовується гальмом ГД.

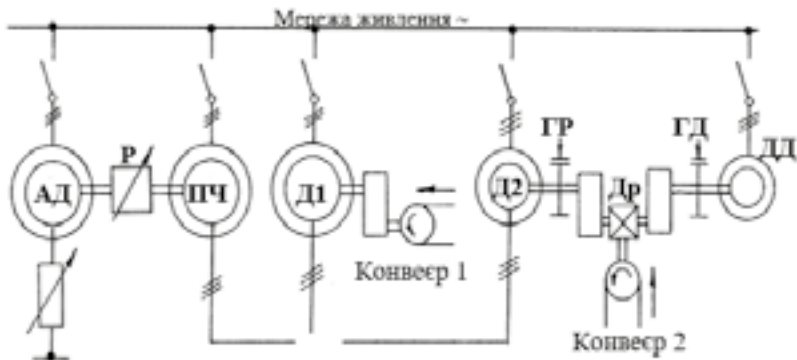


Рисунок 2.31 – Схема асинхронного електропривода з перетворювачем частоти для узгодженого руху конвеєрів

Розглянута схема електропривода достатньо проста і надійна. Однак підвищена загальна встановлена потужність приводу, що перевищує приблизно в 4 рази встановлену потужність робочих двигунів і підвищені втрати електроенергії, обмежують область її раціонального застосування установками невеликої потужності.

Дотримуючись вимог до точності узгодженого руху конвеєрів задача успішно вирішується використанням системи керування тиристорний перетворювач–двигун постійного струму, в якій точне узгодження руху досягається роботою електроприводів в слідкуючому режимі. Однак така система електропривода виявляється значно складнішою, ніж система, що розглядалась вище.

Питання для самоконтролю

1. Статичні навантаження механізмів з розподіленими зусиллями (конвеєри, ескалатори, канатні дороги, рольганги).
2. Визначення статичних навантажень механізмів з розподіленими зусиллями.
3. Визначення статичних навантажень механізмів з зосередженими зусиллями.
4. Особливості роботи ЕП безперервної дії в усталеному режимі.
5. Розподіл натягів і механічні характеристики багатодвигунного ЕП стрічкового конвеєра.
6. Динамічні режими механізмів безперервного транспорту.
7. Епюра натягів конвеєра в режимі пуску.
8. Перехідні процеси при пуску конвеєра.
9. Вимоги до ЕП безперервної дії.
10. Вибір типу ЕП для механізмів безперервної дії.
11. ЕП механізмів безперервного транспорту (МБТ).
12. Вибір потужності приводного двигуна для механізмів безперервного транспорту.
13. Формування механічних характеристик асинхронного ЕП МБТ за допомогою тиристорного комутатора.
14. Формування механічних характеристик асинхронного ЕП МБТ за допомогою електромагнітної муфти ковзання.
15. Схеми керування багатодвигунним електроприводом для узгодженого руху конвеєрів та вирівнювання навантаження між двигунами.

Розділ 3. Електропривод механізмів безперервної дії із змінним навантаженням

3.1. Аналіз навантажень механізмів відцентрового і поршневого типів. Визначення потужності двигуна.

Найбільш характерними прикладами означених механізмів є механізми відцентрового типу робочих машин, призначених для транспортування рідини – насоси, газу – вентилятори і димососи, стиснутого повітря – компресори а також центрифуги.

В загальному виді потужність P_e (кВт) на валу механізму відцентрової дії може бути визначена таким чином [11]:

$$P_e = \frac{QH}{\eta} 10^{-3}, \quad (3.1)$$

де Q – продуктивність (або подача) механізму, м³/с;

H – напір (або тиск газу чи рідини на виході механізму), Н/м²;

η – ККД механізму.

Основною експлуатаційною характеристикою таких механізмів є залежність напору H від продуктивності Q при незмінній швидкості обертання приводу. Для кожного конкретного механізму Q – H характеристика може бути визначена за каталогом. Разом з тим має сенс проаналізувати названі параметри з метою знаходження їх залежності від швидкості обертання приводу. Враховуючи однотипність конструкцій і принципу дії механізмів безперервної дії відцентрового типу, зупинимося на аналізі роботи одного з них, наприклад насосу.

Головними частинами відцентрового насосу (рис. 3.1) є робоче колесо **1** з лопатками **2** на валу приводу і корпус **3** спіральної форми. Корпус має патрубок **4** для приєднання до всмоктуючого трубопроводу **5** і

патрубок **6** для приєднання до нагнітального трубопроводу **7**. В місці, де всмоктуюча труба примикає до корпусу, створюється розрідження, під дією якого вода підсмоктується в насос. Колесо, що обертається, підхоплює рідину і спрямовує її в нагнітальну трубу.

При обертанні робочого колеса рідина, що залита в насос перед його пуском, підхоплюється лопатками і під дією відцентрової сили і сили Каріоліса рухається від центру колеса до його периферії вздовж лопаток, після цього подається через спіральну камеру в нагнітальну трубу.

Частинки рідини беруть участь в двох рухах: обертальному разом з колесом, набуваючи кругової швидкості, і вздовж лопаток, набуваючи лінійної швидкості.

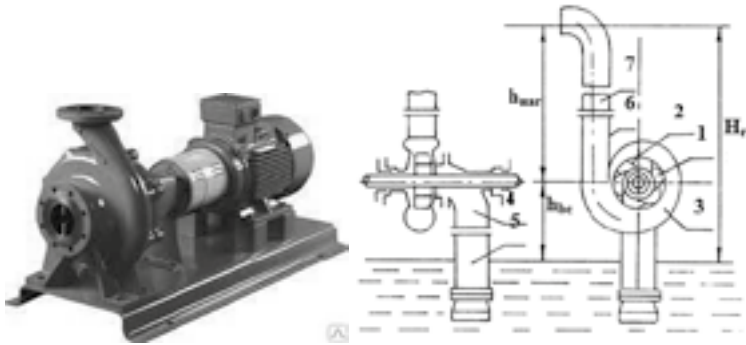


Рисунок 3.1 – Центральний насос

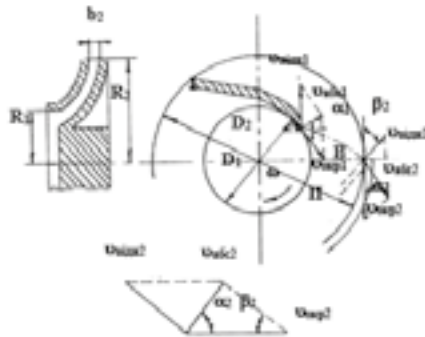


Рисунок 3.2 – Схема кінематики процесу переміщення рідини в колесі насоса

На рис. 3.2 представлена схема кінематики процесу в колесі насосу. Частинка рідини, рухаючись вздовж лопаті і обертаючись разом з нею, за час повороту лопаті разом з колесом із положення **I** в положення **II** описує траєкторію **A–B**, так, що на виході з колеса напрям абсолютної швидкості (як геометричної суми колової і відносної швидкостей) дотичний до цієї траєкторії.

Теоретичний тиск P_T (або напір H_T) $(H/m)^2$ відцентрових машин визначається за формулою Ейлера [11] таким чином:

$$P_T = \gamma(V_{\text{кол2}} V_{\text{абс2}} \cos \alpha_2 - V_{\text{кол1}} V_{\text{абс1}} \cos \alpha_1), \quad (3.2)$$

де γ – густина рідини, що перекачується kg/m^3 ;

$V_{\text{кол1}}$, $V_{\text{абс1}}$, $V_{\text{кол2}}$, $V_{\text{абс2}}$ – колові і абсолютні швидкості частинки рідини на вході в робоче колесо і виході з нього, m/s ;

α_1 і α_2 – кути між векторами абсолютної і колової швидкостей (рис. 3.2).

Для насосів α_1 приймається рівним 90° , бо при цьому має місце максимальне значення P_T . В цьому випадку:

$$P_T = \gamma V_{\text{кол2}} V_{\text{абс2}} \cos \alpha_2. \quad (3.3)$$

Тиск P_T , по суті, виражає кількість енергії, що витрачається на перенесення $1 m^3$ рідини (або газу), тому, що:

$$\frac{Hm}{m^2 m} = \frac{Дж}{m^3}.$$

Дійсний тиск P_d або напір H_d відрізняється від теоретичного внаслідок необхідності подолання гідравлічного опору всередині насосу, що враховується гідравлічним ККД $-\eta_r$ (0.7–0.9); а також відмінності

траєкторій рухів частинок між лопатями, що враховується поправочним коефіцієнтом $k < 1$, тобто

$$P_d = \gamma k \eta_r V_{abc2} V_{abc2} \cos \alpha_2. \quad (3.4)$$

Колова швидкість (Рисунок – 3.2) знаходиться так:

$$V_{кол2} = R_2 \omega, \quad (3.5)$$

де R_2 – зовнішній радіус колеса;

ω – швидкість обертання колеса.

Абсолютна швидкість може бути визначена з паралелограма швидкостей (рис. 3.2) за теоремою синусів таким чином:

$$V_{abc2} = V_{кол2} \frac{\sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}. \quad (3.6)$$

Таким чином, дійсний тиск P_d (дійсний напір H_d) на основі (3.4) з урахуванням (3.5) і (3.6) пов'язаний з ω наступним чином:

$$P_d = k_1 \omega^2, \quad (3.7)$$

де k_1 визначається геометричними розмірами колеса насоса (R_2, α_2, β_2), густиною рідини γ , коефіцієнтом k і ККД η_r .

Напір H , що розвиває насос, пропорційний квадрату швидкості ω і при різних швидкостях визначається співвідношенням

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2}, \quad (3.8)$$

Продуктивність (подача) Q насосу може бути виражена через переріз (рис. 3.2) колеса (без врахування товщини лопатей)

$$Q = \pi D_2 b_2 V_{abc2} \eta_0 \sin \alpha_2, \quad (3.9)$$

де η_0 – об’ємний ККД насоса, що враховує втрати рідини через різного роду зазори в насосі, $\eta_0 = 0,9 - 0,98$.

На основі (3.8) з урахуванням (3.5) і (3.6)

$$Q = \eta_0 \frac{\pi D_2^2 b_2 \sin \alpha_2 \sin \beta_2}{2 \sin(\alpha_2 + \beta_2)} \omega, \quad (3.10)$$

або
$$Q = k_2 \omega, \quad (3.11)$$

де k_2 – коефіцієнт, що враховує геометричні розміри колеса ($D_2, b_2, \alpha_2, \beta_2$) і η_0 , тобто продуктивність Q прямо пропорційна швидкості ω і при різних її значеннях може бути представлена співвідношенням:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad (3.12)$$

Тиск (напір) і продуктивність (подача) на основі (3.8) і (3.12) пов’язані залежністю:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2} = \text{const}, \quad (3.13)$$

Співвідношення потужностей P_c насоса при різних швидкостях обертання і постійному ККД η на основі (3.1), (3.8), (3.12), (3.13) має вид:

$$\frac{P_{c1}}{P_{c2}} = \frac{\omega_1^3}{\omega_2^3}. \quad (3.14)$$

Залежності тиску (напору), продуктивності (подачі) і потужності від швидкості обертання при постійному ККД відомі під назвою закону пропорційності. Відзначимо, що закон справджується лише при зміні швидкості обертання в межах 20% від номінальної. При більших

відхиленнях ω коефіцієнти k_1 і k_2 також суттєво змінюються і пропорційності не спостерігається.

На рис. 3.3 представлені універсальні експлуатаційні характеристики **Q–H** відцентрового насоса при різноманітних швидкостях обертання. Там же нанесені криві однакових ККД. Точка А відповідає значенням **Q** і **H** при даній швидкості обертання ω і найбільших ККД η_1 , за яким проектувався і будувався насос.

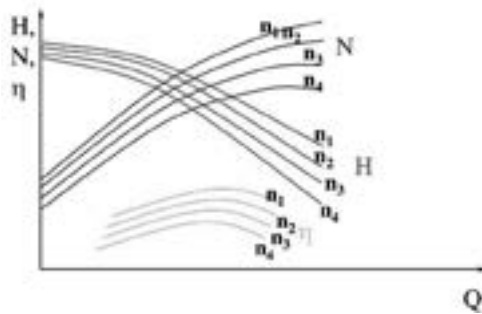


Рисунок 3.3 – Універсальні характеристики Q–H насосу при різних швидкостях обертання

Характеристики **Q–H** зазвичай знімаються експериментально і задаються графічно, бо теоретичний їх розрахунок ускладнений.

Робота відцентрового насосу залежить від характеристик трубопроводу, представлених на рис. 3.3. Ці характеристики показують зв'язок витрат води і повного тиску, що створюється насосом. Повний тиск визначається витратами на подолання статичного напору (підйом рідини на необхідну висоту) і втратами тиску ΔP_r в всмоктуючій і нагнітальній трубах (рис. 3.1), тобто.

$$P_{\text{труб}} = \gamma H_r + \Delta P_r,$$

де $H_r = h_{\text{вс}} + h_{\text{наг}}$ – сума висот всмоктування і нагнітання.

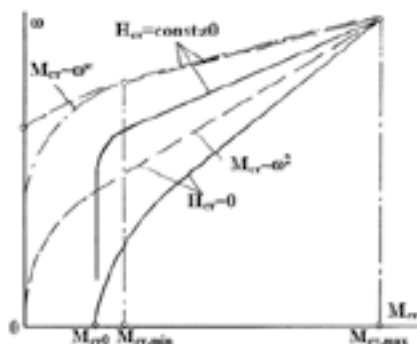


Рисунок 3.4. Механічні характеристики механізмів відцентрового типу

На рис. 3.4 штриховими лініями зображені механічні характеристики, що відповідають формулам (3.17), (3.19), (3.20) для механізмів відцентрового типу при $H_{cr} = 0$ і $H_{cr} = \text{const} \neq 0$. Суцільними лініями показані реальні характеристики з урахуванням механічних втрат тертя.

Відзначимо, що в будь-якому випадку пускові моменти складають величину 30-35% від номінального, що істотно менше ніж в механізмах безперервної дії з постійним навантаженням.

Для заданих технологічних параметрів (продуктивності, напору, швидкості обертання, характеристик трубопроводу) вибирається приводний двигун, потужність якого приймається дещо більшою потужності механізму (3.1):

$$P_d = kP_e,$$

де $k = 1,2-1,3$ – коефіцієнт запасу, що враховує фактори, які не піддаються розрахунку (наприклад, набивка сальників).

За відсутності статичного напору характеристика трубопроводу має більшу продуктивність.

Подібні міркування відносно зв'язку вихідних параметрів (продуктивність, тиск, потужність, швидкість тощо) справедливі і для інших механізмів відцентрового типу (наприклад, компресорів, вентиляторів тощо).

Розрахунок потужності приводу найбільш зручно здійснювати на основі універсальних **Q–H** характеристик механізму і характеристик трубопроводу, за точками перетину яких можна судити про продуктивність, напір, швидкості обертання і ККД в різних умовах експлуатації. **Q–H** характеристики при швидкостях обертання механізму, що відрізняється від номінальної, визначаються на основі каталогової **Q–H** характеристики і закону пропорційності.

З врахуванням ККД насоса $\eta_{нас}$ потужність на його валу визначиться так:

$$P_c = \frac{\gamma Q H g}{\eta_{нас}}. \quad (3.15)$$

Для вентилятора напір **H** вимірюється в одиницях тиску і його можна трактувати як енергію, що передається одиниці об'єму газу. Тоді корисна потужність вентилятора визначиться добутком

$$P_{кор} = H Q,$$

а потужність на валу

$$P_c = H Q / \eta_{вен}, \quad (3.16)$$

де $\eta_{вен}$ – ККД вентилятора.

Момент опору на валу визначається через потужність:

$$M_{ст} = P_c / \omega. \quad (3.17)$$

В конкретному випадку, коли буде відсутній статичний напір в магістралі $H_{ст} = 0$,

$$H_{маг} = H_{II} \left(\frac{Q}{Q_c} \right)^2 = H_{II} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2. \quad (3.18)$$

В цьому випадку, підставляючи (3.18) в (3.17) з урахуванням (3.15) і вважаючи $\eta = \eta_{ном}$, одержуємо:

$$M_{cr} = \frac{\gamma Q H g}{\eta \omega} = M_{cr,n} \left(\frac{\omega}{\omega_{ном}} \right)^2, \quad (3.19)$$

де $M_{cr,n} = \frac{\gamma Q_n H_n g}{\eta_{ном} \omega_{ном}}$ – момент опору, що відповідає номінальній швидкості механізму [2].

Таким чином, за відсутності статичного напору момент опору пропорційний квадрату кутової швидкості. При цьому, очевидно, потужність пропорційна кубу швидкості. В загальному випадку, коли $H_{cr} = \text{const} \neq 0$, залежність M_{cr} від ω розраховується за точками перетину характеристики магістралі з Q–H характеристиками, координати яких підставляються в (3.17). Такий спосіб визначення залежності M_{cr} від ω не дає її аналітичного опису. Однак в робочому діапазоні зміни моменту опору від $M_{cr,min}$ до $M_{cr,max}$ для функції $M_{cr}(\omega)$ можна знайти наближений аналітичний вираз, використовуючи для цієї мети параболічну апроксимацію:

$$M_{cr} = M_{cr,max} \left(\frac{\omega}{\omega_{cr,max}} \right)^k. \quad (3.20)$$

Знаючи мінімальну $\omega_{cr,min}$ і максимальну $\omega_{cr,max}$ швидкості, а також відповідні $M_{cr,min}$ і $M_{cr,max}$, визначимо показник параболи k :

$$k = \frac{\lg \frac{M_{cr,min}}{M_{cr,max}}}{\lg \frac{\omega_{cr,min}}{\omega_{cr,max}}}. \quad (3.21)$$

За відсутності статичного напору характеристика трубопроводу має вид кривої 4 на рис – 3.3. Точки перетину характеристик насоса і трубопроводу є робочими точками установки.

3.2. Електропривод механізмів безперервної дії з моментом навантаження, що залежить від швидкості

З попередніх викладок випливає, що механізми відцентрового і поршневого типів через конструктивні особливості їх конструкції і умови технологічного процесу не потребують реверсування. Їх швидкість узгоджується зі швидкістю двигуна, тому електропривод цих установок виконується безредукторним і постачається зазвичай в комплекті з механізмом.

Визначною особливістю такої групи механізмів є полегшені умови їх пуску. Ці механізми як в нормальних умовах, так і після аварійного відключення запускаються, як правило, вхолосту. При цьому пусковий момент не перевищує 30 – 35% номінального моменту. Для установок вентиляторного типу, що запускаються під навантаженням, момент опору плавно зростає зі збільшенням швидкості, що узгоджується з формою механічної характеристики асинхронного двигуна. В результаті прямий пуск вентилятора з асинхронним короткозамкненим двигуном або синхронним двигуном з асинхронною пусковою обмоткою відбувається під дією практично незмінного динамічного моменту $M_{\text{дин}}$ (рис. 3.5). Відзначені особливості механізмів відцентрового і поршневого типів дозволяють в більшості випадків для їх приводу використати нерегульовані асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. В установках значної потужності (сотні–тисячі кіловат) доцільно застосовувати синхронні двигуни, які дозволяють активно впливати на результуючу реактивну потужність, що споживається з мережі промисловим підприємством.

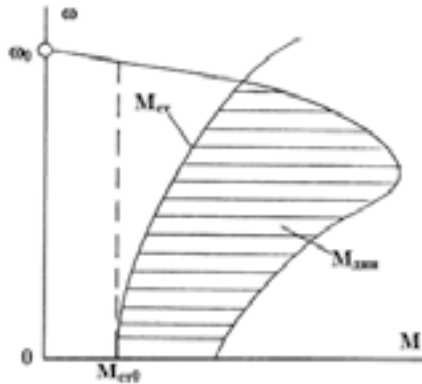


Рисунок 3.5 – Динамічний момент при пуску приводу механізму відцентрового типу

На деяких великих установках вентиляторного типу (гребні гвинти, шахтні вентилятори, димососи, аеродинамічні труби і т. д.) сумарний момент інерції електропривода значно перевищує момент інерції двигуна. При цьому прямий пуск затягується і супроводжується істотним нагріванням обмоток асинхронного короткозамкненого або синхронного двигуна. Тому в електроприводі таких установок знаходять застосування асинхронні двигуни з фазним ротором і у випадку, коли регулювання швидкості не вимагається. Реостатний спосіб пуску таких двигунів полегшує процес розгону установки, зменшує пускові струми і нагрівання обмоток двигунів.

Багато насосних і вентиляторних установок (в хімічній промисловості, в шахтах, в системах водопостачання і каналізації тощо) працюють в умовах агресивного, вибухонебезпечного середовища, при високих температурах і вологості. Для таких установок застосовуються здебільшого асинхронні короткозамкнені двигуни закритого виконання. Для особливо важких умов експлуатації використовуються двигуни спеціальної конструкції.

В установках, що потребують плавного і автоматичного регулювання подачі, електропривод виконується регульованим. Характеристики

механізмів відцентрового типу створюють сприятливі умови роботи регульованого електропривода як у відношенні статичних навантажень, так і необхідного діапазону регулювання швидкості. Дійсно, як це впливає із отриманих в § 3.1 механічних характеристик, при зменшенні швидкості принаймні квадратично зменшується і момент опору на валу двигуна. Це полегшує тепловий режим двигуна під час роботи на зниженій швидкості. Із законів пропорційності (3.12) – (3.14) впливає, що необхідний діапазон регулювання швидкості, за умови відсутності статичного напору $H_{ст} = 0$, не перевищує заданий діапазон зміни подачі

$$D = \omega_{ном} / \omega_{min} = Q_{ном} / Q_{min} .$$

Якщо $H_{ст} = const \neq 0$, то для зміни подачі від нуля до номінального значення $Q_{ном}$ необхідний такий діапазон регулювання швидкості:

$$D = \omega_{ном} / \omega_{min} = \sqrt{H_0 / H_{ст}} ,$$

де H_0 – напір, що розвиває механізм при $Q=0$ і $\omega = \omega_{ном}$.

При високому рівні статичного напору, наприклад 80% H_0 , зниження швидкості лише на 10% вже забезпечить зменшення подачі практично до нуля. В середньому для регульованих механізмів відцентрового типу необхідний діапазон регулювання швидкості звичайно не перевищує 2:1. Відзначені особливості даних механізмів і невисокі вимоги до жорсткості механічних характеристик дозволяють успішно застосовувати для них прості в реалізації варіанти регульованого асинхронного електропривода.

3.3. Способи регулювання продуктивності

3.3.1. Механічний спосіб регулювання продуктивності

Механічний спосіб регулювання продуктивності пов'язаний із зміною характеристики трубопроводу. Для прикладу на рисунок 3.6 зображені характеристики (криві А і В) трубопроводу при різних його перерізах і $Q-H$ характеристика насоса. Крива А відповідає номінальному режиму роботи насоса (Q_n, H_n), з максимальним ККД (точка А). Для зменшення продуктивності насоса в трубопроводі змінюється положення заслінки, завдяки цьому зменшується переріз трубопроводу, а отже, гідравлічний опір (крива В).

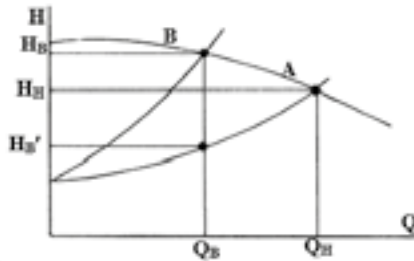


Рисунок 3.6 – Регулювання продуктивності насоса механічним способом

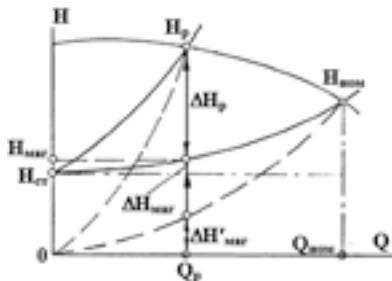


Рисунок 3.7 – $Q-H$ характеристики при регулюванні продуктивності заслінкою

Робоча точка переміщується в положення В, що відповідає новій продуктивності Q_B і напору H_B . Тиск H_B , що розвиває насос при роботі в точці В, витрачається на підйом рідини на необхідну висоту і подолання опору трубопроводу (напір H'_B), а також частково споживається прикритою заслінкою (напір $H_B - H'_B = \Delta H_B$). При даному способі регулювання продуктивності втрати потужності, пов'язані з введенням в трубопровід заслінки, дорівнюють

$$\Delta P_1 = \frac{Q_B \Delta H_B}{\eta} 10^{-3}. \quad (3.22)$$

При аналізі втрат потужності вважаємо ККД механізму сталим і тиск (напір) в точках А і В однаковим ($H_A \approx H_B$).

З урахуванням співвідношення:

$$\frac{H'_B}{H_A} = \left(\frac{Q'_B}{Q_A} \right)^2$$

маємо

$$\Delta P_3 = \frac{Q_B H_B}{\eta} \left[\frac{H_B}{H_A} - \left(\frac{Q'_B}{Q_A} \right)^2 \right] 10^{-3}.$$

З урахуванням рівності $\Delta P_A = \frac{Q_A H_A}{\eta} 10^{-3}$ і, позначивши $\frac{Q'_B}{Q_A} = q$, втрати потужності дорівнюють:

$$\Delta P_3 = P_A q (1 - q^2). \quad (3.23)$$

З рівності $d(\Delta P_s)/dt = 0$ визначимо $q = 1/\sqrt{3}$, при якому має місце максимум втрат $\Delta P_s = qP_n/3\sqrt{3} = 0.38P_n$. В дійсності втрати ще більші, якщо врахувати, що $H_n > H_n$ і ККД менший в точці **B** у порівнянні з точкою **A**. Звідси випливає, що даний спосіб регулювання продуктивності характеризується значними втратами потужності, які пов'язані із збільшенням гідравлічного опору в точці зміни параметрів трубопроводу (в розглянутому прикладі його перерізу), тому він неекономічний і застосовується, як правило, в установках малої потужності (до десяти кВт).

На насосних і газових станціях, де кілька механізмів паралельно працюють на загальну магістраль, є можливість ступінчастого регулювання подачі відключенням окремих механізмів. Розглянемо особливості такого способу регулювання на прикладі двонасосної станції (рис – 3.8, а).

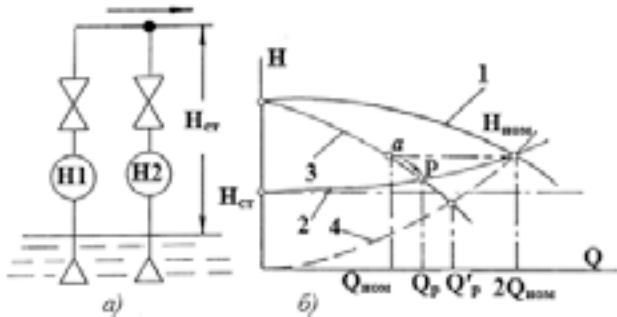


Рисунок 3.8 – Паралельна робота насосів:

а) схема; б) Q–H– характеристики

При паралельній роботі насосів **Н1** і **Н2** їх спільна подача визначається сумарною Q–H–характеристикою і характеристикою магістралі (криві 1 і 2 на Рисунок – 3.8, б). Припустимо, що кожний з насосів працює в номінальному режимі з $Q_{ном}$ і $H_{ном}$, тоді сумарна продуктивність насосів складає $2Q_{ном}$. При відключенні одного з насосів, режим насоса, що залишався в роботі змінюється у відповідності з його Q–

H —характеристикою **3** (від точки a до точки p або p'). При цьому його подача, що визначається точкою ustalеної роботи P , зростає від $Q_{\text{ном}}$ до Q_p .

Таким чином, при відключенні одного насоса подача в магістралі знижується менше ніж в **2** рази. Чим менше статичний напір $H_{\text{ст}}$, тим в меншій мірі знижується подача і тим менш ефективний даний спосіб регулювання (характеристика магістралі **4** на рис. 3.8).

Пропорційність регульованої подачі кількості насосів, що залишилися в роботі, має місце теоретично за відсутності втрат в магістралі, коли насоси долають тільки статичний напір.

Слід звернути увагу, що залишений в роботі двигун виявляється перевантаженим у порівнянні з його номінальним режимом при спільній роботі. Справді, при жорсткій характеристиці насоса напір знижується в меншій мірі, ніж збільшується подача, тобто $H_{\text{ном}} Q_{\text{ном}} < H_p Q_p$. Отже, потужність на валу двигуна зростає у відношенні:

$$P_p / P_{\text{ном}} = H_p Q_p / H_{\text{ном}} Q_{\text{ном}} \quad (3.24)$$

Тому при використанні даного способу регулювання необхідно передбачити певний запас потужності двигунів.

Для установок з більшим статичним напором і малим рівнем втрат в магістралі завищення потужності приводу виявляється незначним. Перевагою розглянутого способу є висока економічність, оскільки будуть відсутні додаткові втрати при регулюванні подачі, а недоліком – неможливість плавного регулювання подачі.

Найбільш універсальним є електричний спосіб регулювання подачі, при якому за допомогою регульованого електропривода змінюється кутова швидкість механізму, при цьому водночас зі зменшенням подачі знижується і напір (рис. 3.7) у відповідності з співвідношенням:

$$\eta_{\text{м.с.}} = \frac{H_{\text{маг}} Q_p}{(H_{\text{маг}} + \Delta H_p) Q_p} = \frac{H_{\text{ст}}}{H_p} + \frac{\Delta H_{\text{маг}}}{H_p},$$

де $H_{\text{маг}}$ – напір в магістралі після регулюючого органу;

H_p – напір, що створює механізм перед регулюючим органом;

$\Delta H_{\text{маг}}$ – втрати напору в магістралі;

Q_p – подача механізму спільно з регулюючим органом,

ККД електричного способу регулювання $\eta_{\text{е.с}} = 1$ (без врахування збільшення втрат при зниженні кутової швидкості в самому електроприводі).

Отже, електричний спосіб виявиться більш економічним у порівнянні з регулюванням за допомогою заслінки, якщо відносні додаткові втрати в електроприводі, викликані зниженням швидкості, менші відносного перепаду напору $\Delta H_p / H_p$ в дросельному пристрої [2]. Електричний спосіб створює широкі можливості автоматизації процесу регулювання подачі механізмів відцентрового типу і дозволяє виключити механічні регулюючі пристрої і завдяки цьому підвищити надійність роботи установок, спростити їхню конструкцію.

3.3.2. Електричний спосіб регулювання продуктивності механізмів з навантаженням, що залежить від швидкості

Даний спосіб регулювання продуктивності здійснюється шляхом зміни швидкості обертання приводного двигуна і економічно доцільний в випадку, якщо відносні втрати $(\Delta P / P_n)$ в електроприводі при регулюванні швидкості його обертання менші відносної зміни, наприклад тиску $\Delta H / H_n$ в пристрої регулювання характеристик трубопроводу насоса.

На основі закону пропорційності (3.14) можна записати

$$\frac{P_2}{P_{2н}} = \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^3, \quad (3.25)$$

де P_2 і $P_{2н}$, ω і ω_n – відповідно потужності на валу приводного двигуна при швидкостях ω і ω_n , причому $\omega < \omega_n$.

Електромагнітна потужність приводного двигуна

$$P_{ел} = P_2 \frac{\omega_0}{\omega}, \quad (3.26)$$

де ω_0 – швидкість ідеального холостого ходу.

З урахуванням (3.25)

$$P_{ел} = P_{2н} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \frac{\omega_0}{\omega_n}.$$

Якщо знехтувати механічними втратами і в сталі, то втрати при регулюванні швидкості двигуна з метою зміни продуктивності будуть дорівнювати:

$$\Delta P = P_{ел} - P_2 = P_{2н} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \frac{\omega_0}{\omega_n} - P_{2н} \frac{\omega}{\omega_n}. \quad (3.27)$$

Максимальне значення вказаних втрат має місце при $\omega = 2\omega_0/3$ і дорівнює:

$$\Delta P_{\max} = \frac{4}{27} P_{2н} \left(\frac{\omega_0}{\omega} \right)^3. \quad (3.28)$$

Якщо знехтувати різницею між ω_0 і ω_n , то

$$\Delta P_{\max} = \frac{4}{27} P_{2н}.$$

Таким чином, при електричному способі регулювання продуктивності механізмів з моментом навантаження, що залежить від швидкості, шляхом зміни швидкості обертання приводного двигуна його втрати мають обмежений максимум в межах 15–17% $P_{2н}$. Ця величина істотно менша втрат потужності при механічному способі регулювання зміною характеристик трубопроводу. Енергія ковзання при електричному способі регулювання або розсіюється у вигляді тепла в приводному двигуні і додаткових регулювальних приладах, або повертається на його вал або в мережу за допомогою різноманітних перетворювальних машин.

Характерним прикладом в першому випадку є регулювання швидкості асинхронного двигуна шляхом зміни опорів у колі ротора, де, згідно (3.27), при швидкості $\omega = 2/3\omega_0$ мають місце максимальні втрати, що дорівнюють 15–17% від номінальної потужності (механічні характеристики приводу представлені на рис 3.9). Даний спосіб використовується при неавтоматичному ступінчастому регулюванні продуктивності в діапазоні $D=(2-3): 1$.

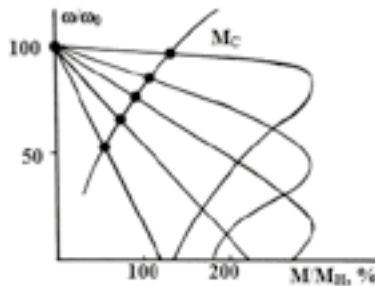


Рисунок. 3.9 – Механічні характеристики асинхронного електропривода при введенні опору в коло ротора

Характеристики механізмів відцентрового типу створюють сприятливі умови роботи регульованого електропривода як у відношенні статичних навантажень, так і необхідного діапазону регулювання швидкості. Дійсно, як це впливає з отриманих в розділі 3.1 механічних характеристик, при зменшенні швидкості принаймні квадратично

знижується і момент опору на валу двигуна. Це полегшує тепловий режим двигуна при роботі на зниженій швидкості. У відповідності з § 3.2 для регульованих механізмів відцентрового типу з $D=2:1$ дозволяється застосовувати прості варіанти регульованого асинхронного електропривода [2].

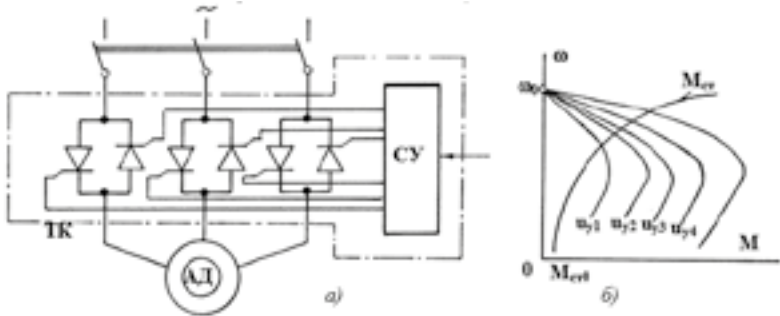


Рисунок 3.10 – Система ТК–Д з вентиляторним навантаженням на валу:
а) схема; б) механічні характеристики

Для установок порівняно невеликої потужності (7–10 кВт) задача регулювання успішно вирішується за допомогою системи регулятор напруги – асинхронний двигун з короткозамкненим ротором. Останнім часом як регулятор напруги все частіше застосовується тиристорний комутатор (рис. 3.10, а). Вентиляторна механічна характеристика навантаження дозволяє забезпечити тривалу роботу електропривода за системою ТК–АД в достатньо широкому діапазоні швидкості без зворотних зв'язків (рис – 3.10, б).

Зазвичай зміна технологічного режиму, в якому бере участь регульований електропривод, протікає достатньо повільно і не вимагає від приводу високої швидкодії. Тому, як регулятор напруги може бути використаний і трифазний магнітний підсилювач МП, що вмикається в коло статора (рис. 3.11). Цей пристрій, хоч йому властива певна електромагнітна інерційність, відрізняється простотою виконання і високою надійністю в роботі. Магнітний підсилювач МП з внутрішнім

додатнім зворотним зв'язком за струмом (з самопідмагнічуванням) працює в режимі, близькому до режиму регулятора напруги. Тому механічні характеристики такої системи приводу аналогічні характеристикам системи ТК – АД.

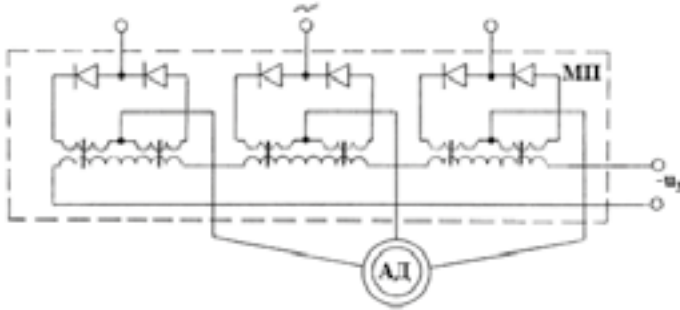


Рисунок 3.11 – Схема системи МП–АД

Напівпровідникова техніка дозволяє достатньо просто реалізувати імпульсний спосіб регулювання швидкості асинхронного двигуна. На рис. 3.12, а наведена принципова схема включення асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором з імпульсною зміною активного опору його статорного кола.

Тиристорний ключ ТК, замикаючись на час t_3 і розмикаючись на час t_0 , змінює середнє за цикл комутації $T_k = t_3 + t_0$ значення додаткового опору $R_{д.ср.}$. Опір $R_{д.ср.}$ пропорційний скважності широтно-імпульсної модуляції $\gamma = t_3/T_k$

$$R_{д.ср.} = R_d \gamma. \quad (3.31)$$

Регулюючи скважність γ , можна отримати множини механічних характеристик електропривода, зображених штриховими лініями на рис. 3.12, б, причому $R_{д.ср.} = R_d$ при $\gamma = 0$ і $R_{д.ср.} = 0$ при $\gamma = 1$. Параметр γ залежить від керуючої напруги u_k на вході системи керування

в якості датчика зворотного зв'язку за швидкістю застосовуються тахогенератори змінного струму.

При виконанні системи керування тиристорним ключем на постійному струмі керуюча обмотка **ОК** двохфазного тахогенератора **ТГ** з'єднується з системою керування тиристорним ключем **ТК** через узгоджуючий елемент **УЕ**, що в найпростішому випадку для нереверсивного приводу є випрямляючим мостом.

Загальним недоліком розглянутих варіантів регульованого електропривода є виділення втрат ковзання при зниженні швидкості в самому двигуні. Ці втрати викликають додатковий нагрів двигуна і потребують відповідного завищення встановленої потужності двигуна. Питання про визначення необхідного завищення номінальної потужності приводу для даного класу механізму буде розглянуте нижче.

В установках, де за умовами експлуатації допустиме застосування асинхронного двигуна з фазним ротором, можливості регульованого електропривода розширюються. Введення додаткового опору в коло ротора дозволяє відвести частину втрат ковзання з обмоток двигуна. Завдяки цьому зменшується необхідне завищення габариту двигуна і з'являється можливість розширити діапазон потужностей приводу при розглянутих вище способах регулювання швидкості. Наприклад, імпульсний спосіб регулювання виявиться більш доцільним при комутації додаткового опору в роторному колі (рис. 3.13, *а*).

При цьому механічні характеристики приводу забезпечують стійку роботу в достатньо широкому діапазоні швидкостей при розімкнутій системі електропривода (рис. 3.13, *б*). За своїми характеристиками такий спосіб аналогічний реостатному. Його перевага у порівнянні з реостатним способом – можливість плавного регулювання опору.

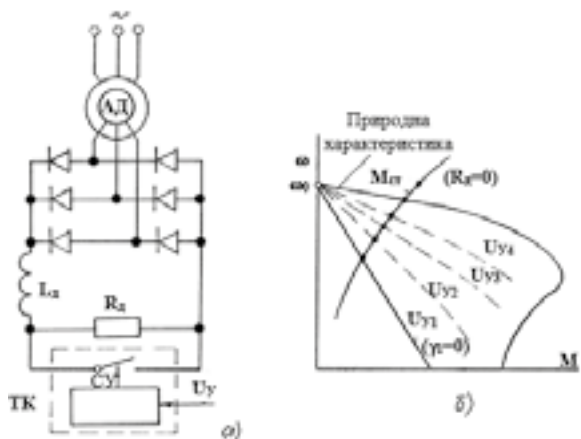


Рисунок 3.13 – Система імпульсного регулювання опору роторного кола:
 а) електрична схема; б) механічні характеристики

Для потужних приводів застосовують асинхронні та синхронні двигуни в поєднанні з регульованими муфтами ковзання. У варіанті електропривода з гідروмуфтою кутова швидкість веденої півмуфти змінюється за рахунок зміни подачі рідини в порожнину муфти. За економічністю цей спосіб регулювання аналогічний реостатному. Втрати потужності ковзання відводяться при цьому з роторного кола двигуна і виділяються в муфті. Механічні характеристики електропривода з гідромуфтою представлені на рис. 3.14. Швидкість ведучої півмуфти, з'єднаної з валом двигуна, змінюється у відповідності з його механічною характеристикою. Швидкість веденої півмуфти, з'єднаної з валом механізму, змінюється згідно з його характеристикою і характеристикою муфти.

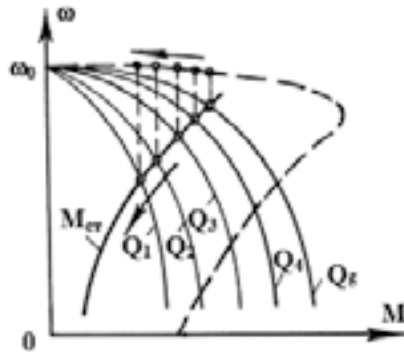


Рисунок 3.14 – Механічні характеристики електропривода з гідромuftою

В усіх розглянутих варіантах мають місце значні втрати ковзання, що розсіюються у вигляді теплоти в обмотках двигуна, в регулювальних опорах або в муфті ковзання, і ККД електропривода виявляється низьким. Тому для електроприводів таких механізмів потужністю в сотні і тисячі кіловат застосовуються каскадні варіанти регулювання швидкості, в яких втрати ковзання повертаються в мережу або на вал двигуна.

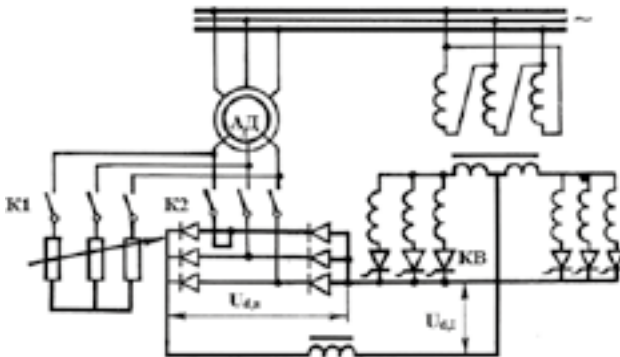


Рисунок 3.15 – Схема асинхронно–вентильного каскаду

На рис. 3.15 наведена схема вентильного каскаду з поверненням втрат ковзання в мережу. Ця схема знайшла застосування для електропривода

газодувок. Напряга ротора приводного асинхронного двигуна випрямляється за допомогою некерованих вентилів **В**, зібраних за трифазною мостовою схемою. Випрямлена напруга подається на групу керованих вентилів **КВ**, що працюють в інверторному режимі і включені в шестифазну схему.

$$U_{d,B} = 1,35E_{2\kappa}s - 2\Delta U_B - I_d \left(\frac{x_d s}{\pi/3} + 2R_d \right)$$

$$U_{d,I} = 1,17E_{2\tau} \cos\beta + \Delta U_B + I_d \left(\frac{x_\tau}{\pi/3} + R_\tau \right).$$

$$I_d = \frac{1,35E_{2\kappa}s - 1,17E_{2\tau} \cos\beta - 3\Delta U_B}{\frac{x_d s + x_\tau}{\pi/3} + 2R_d + R_\tau}, \quad (3.32)$$

де $E_{2\kappa}$ - напруга на кільцях ротора при $s=1$;

$E_{2\tau}$ - фазна напруга вторинної обмотки трансформатора;

ΔU_B - падіння напруги на вентилі;

R_d, x_d - активний та індуктивний опір двигуна, приведені до ротора;

R_τ, x_τ - активний та індуктивний опір трансформатора, приведені до його вторинної обмотки;

β - кут випередження відкриття інвертора.

Нехай двигун працює в усталеному режимі з певною швидкістю і напругою інвертора і зростає струм в проміжному колі. Відповідно збільшується і струм ротора, а значить, і момент двигуна. Швидкість електропривода починає зростати. Із зростанням швидкості знижується ковзання і разом з ним напруга ротора. Це призводить до зменшення струму і прискорення двигуна. Настає новий усталений режим при більшому значенні швидкості.

Механічні характеристики електропривода показані на рис – 3.16. Менша жорсткість характеристик у порівнянні з природною характеристикою двигуна пояснюється додатковими падіннями напруги у випрямлячі та інверторі. Мінімальне ковзання, що має місце за відсутності навантаження, визначається падінням напруги на вентилях:

$$s_{0\min} = 3\Delta U_v / 1,35E_{2к} . \quad (3.33)$$

Максимальне ковзання без врахування навантаження залежить від вторинної напруги трансформатора:

$$s_{0\max} \approx 1,17 E_{2т} / 1,35E_{2к} . \quad (3.34)$$

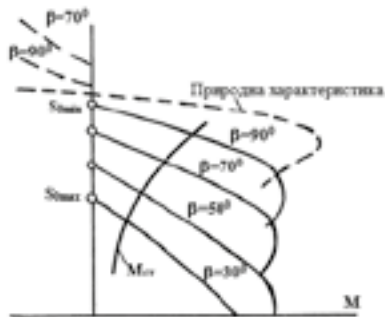


Рисунок 3.16 – Механічні характеристики асинхронно–вентильного каскаду з вентиляторним навантаженням на валу

З зростанням $s_{0\max}$, тобто з розширенням діапазону регулювання швидкості, росте напруга в роторному колі, а разом з ним і встановлена потужність трансформатора і вентилів. При цьому знижуються ККД і $\cos\phi$ електропривода. Тому найбільший діапазон регулювання швидкості для даної каскадної схеми не перевищує 2: 1.

При більших діапазонах регулювання ($D > 2$) і високих вимогах до жорсткості механічних характеристик електропривода перспективна система тиристорний перетворювач частоти – асинхронний двигун з короткозамкненим ротором (ТПЧ–АД).

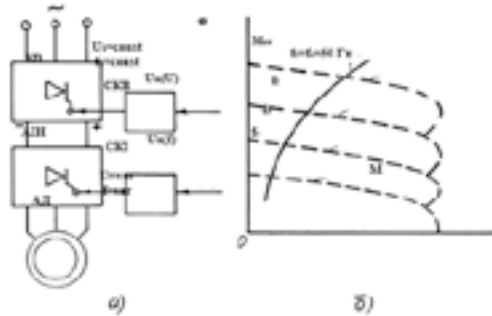


Рисунок 3.17 – Система ТПЧ–АД:

а) схема; б) механічні характеристики

Відсутність необхідності електричного гальмування і реверсу приводу механізмів відцентрового типу спрощує структуру ТПЧ і дозволяє виконати його на базі автономного інвертора напруги АІН і керованого випрямляча КВ (рис. 3.17, а). Жорсткість механічних характеристик приводу в такій системі в діапазоні регулювання швидкості 2–3 і при законі управління $u/f \approx \text{const}$ (рис. 3.17, б) забезпечує достатню стабільність регульованої швидкості. Тому в системі електропривода не потрібні зворотні зв'язки, що спрощує її структуру. До переваг системи ТПЧ–АД слід віднести також відсутність додаткових втрат при регулюванні швидкості.

Після стислого огляду систем, що застосовуються для електропривода механізмів даної групи, перейдемо до питання визначення номінальної потужності регульованого асинхронного двигуна механізмів відцентрового типу. За критерій вибору двигуна приймемо умову [2]:

$$\Delta P_{2дв.макс} \leq \Delta P_{2ном}, \quad (3.35)$$

де $\Delta P_{2дв.мах}$ – максимальні втрати потужності в обмотці ротора в заданому діапазоні регулювання швидкості;

$\Delta P_{2ном}$ – номінальні втрати потужності в обмотці ротора.

Умова (3.35) не враховує зміни тепловіддачі і співвідношення втрат в статорній і роторній обмотках двигуна при зміні швидкості. Дані фактори можуть бути враховані при повірочному розрахунку попередньо вибраного двигуна. Визначимо залежність втрат ковзання асинхронного двигуна ΔP_{2s} від швидкості для механізму відцентрового типу. В загальному випадку, коли $H_{cr} \neq 0$, скористаємося аналітичною апроксимацією залежності моменту опору від ω (см рис. 3.4):

$$M_{cr} = M_{cr,мах} \left(\frac{\omega}{\omega_{cr,мах}} \right)^k,$$

За максимальні значення моменту і швидкості прийнемо їх значення на природній характеристиці двигуна $M_{cr,мах} = M_{cr,п}$; $\omega_{мах} = \omega_{c.п.}$. Тоді втрати ковзання визначаються:

$$\Delta P_{2s} = M_{cr}(\omega_0 - \omega) = M_{cr,п} \left(\frac{\omega}{\omega_{c.п.}} \right)^k (\omega_0 - \omega). \quad (3.36)$$

Знайдемо максимум втрат за умови, що швидкість ідеального холостого ходу двигуна ω_0 не змінюється в процесі регулювання. Диференціювання (3.36) по ω дасть:

$$\frac{d\Delta P_{2s}}{d\omega} = \frac{M_{cr,п}}{\omega_{c.п.}^k} [k\omega_0\omega^{k-1} - (k-1)\omega^k].$$

З умови $d\Delta P_{2s}/d\omega = 0$ визначимо швидкість ω_m і ковзання s_m , що відповідають максимальним втратам $\Delta P_{2s,max}$:

$$\omega_m = \frac{k}{k+1} \omega_0; s_m = \frac{1}{k+1}, \quad (3.37)$$

$$\Delta P_{2s,max} = \frac{k^k}{(k+1)^{k+1}} \left(\frac{\omega_0}{\omega_{c.n.}}\right)^k M_{cт.п} \omega_0. \quad (3.38)$$

Для механізмів, що працюють без статичного напору ($H_{ст} = 0$), $k=2$ і відповідно:

$$\omega_m = \frac{2}{3} \omega_0; s_m = \frac{1}{3}, \quad (3.39)$$

$$\Delta P_{2s,max} = \frac{4}{27} \left(\frac{\omega_0}{\omega_{c.n.}}\right)^2 M_{cт.п} \omega_0. \quad (3.40)$$

Графік зміни ΔP_{2s} від s показаний на рис. 3.18. Втрати ковзання водночас є і втратами в роторі для двигунів з короткозамкненим ротором при $\omega_0 = \text{const}$, тобто для способів регулювання зміною напруги U_m або параметрів R_1 і x_1 статорного кола. Для реостатного і частотного способів регулювання втрати в обмотці ротора визначимо за формулою:

$$\Delta P_{2r} = 3I_2^2 R_2 = \Delta P_{2н} (I_2/I_{2н})^2, \quad (3.41)$$

де $I_{2н}$ і $\Delta P_{2н}$ – значення струму і втрат в роторі, що відповідають природній характеристиці двигуна.

Приймаючи, що момент пропорційний струму, одержуємо:

$$\Delta P_{2r} = \Delta P_{2н} (M/M_{cт.п})^2 = \Delta P_{2н} (\omega/\omega_{c.n.})^{2k}. \quad (3.42)$$

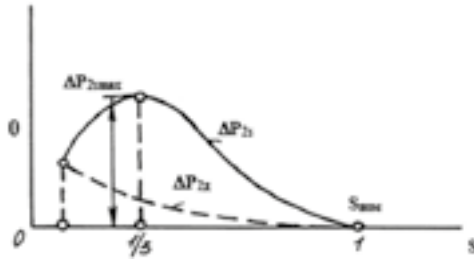


Рисунок 3.18 – Залежність втрат в роторному колі від ковзання для асинхронного двигуна з вентиляторним моментом на валу

З (3.42) випливає, що при зниженні швидкості (збільшенні ковзання) втрати в обмотці ротора різко зменшуються від свого максимального значення $\Delta P_{2s,max} = \Delta P_{2n}$ на природній характеристиці до нуля при $\omega = 0$ (штрихова лінія на рис. 3.18). Таким чином, регулювання швидкості при реостатному і частотному способах не приводять до збільшення втрат в двигуні. Умова (3.35) виконується, якщо максимальний момент опору дорівнює номінальному моменту двигуна. Отже, номінальна потужність двигуна як для нерегульованого, так і регульованого електропривода однакова:

$$P_{ном} \geq P_{с.п.}; M_{ном} \geq M_{с.п.} \quad (3.43)$$

Для способів регулювання швидкості зміною U_m, R_1, x_1 при виборі двигуна в відповідності з (3.35) і (3.38) повинна виконуватися умова:

$$\frac{\Delta P_{2s,max}}{\Delta P_{2ном}} = \varphi_k \left(\frac{\omega_0}{\omega_{с.п.}} \right)^k \frac{M_{с.п.}}{M_{ном}} \frac{1}{s_{ном}} \leq 1, \quad (3.44)$$

$$\text{де } \varphi_k = k^k / (k+1)^{k+1}.$$

При цьому мається на увазі, що в діапазон регулювання швидкості входить ω_m . Приймаючи близько $\omega_0 \approx \omega_{с.п.}$, одержуємо умови для оцінки

необхідного завищення номінального моменту двигуна $M_{\text{ном}}$ над максимальним моментом механізму:

$$\lambda_3 = \frac{M_{\text{ном}}}{M_{\text{ст.п.}}} > \varphi_k \frac{1}{s_{\text{ном}}} \quad (3.45)$$

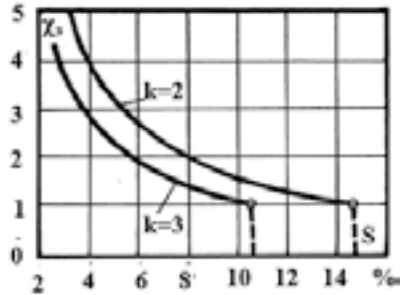


Рисунок 3.19 – Залежність коефіцієнта завищення номінального моменту від номінального ковзання двигуна

Для механізмів з $H_{\text{ст}} = 0$

$$\lambda_3 = \frac{M_{\text{ном}}}{M_{\text{ст.п.}}} > \frac{4}{27} \frac{1}{s_{\text{ном}}} \quad (3.46)$$

Вираз (3.45) показує, що коефіцієнт запасу λ_3 за номінальним моментом, а значить, і потужністю для регульованого зазначеними способами двигуна залежить як від виду характеристики механізму (показник параболі k), так і від номінального ковзання двигуна.

На рис 3.19 побудовані граничні залежності λ_3 від $s_{\text{ном}}$ для $k=2$ і $k=3$, що відповідають правій частини (3.45). Наприклад, для $s_{\text{ном}} < 0,07; \lambda_3 > 1,5$ при $k=3$ і $\lambda_3 > 2$ при $k=2$. Завищення встановленої потужності немає ($\lambda_3 = 1$) при $s_{\text{ном}} = 0,105$ для $k=3$ і при $s_{\text{ном}} = 0,148$ для $k=2$. Чим більша потужність двигуна, тим менше його номінальне ковзання і тим більше завищення потужності вимагається для регульованого електропривода.

Тому способи регулювання швидкості двигуна шляхом зміни напруги або параметрів його статорного кола виявляються прийнятними лише для електроприводів малої потужності. При цьому двигуни доцільно вибирати з серії з підвищеним ковзанням або застосовувати спеціальні двигуни з масивним ротором.

3.3.3. Порівняльний аналіз способів регулювання подачі відцентрових насосів

Відомо [13], що регулювання подачі механізмів відцентрового типу з асинхронним короткозамкненим електродвигуном можна здійснювати або зміною частоти (частотне керування) або амплітуди (фазове керування) напруги живлення. При зменшенні подачі зменшується і необхідний напір, що призводить до зниження статичної потужності, необхідної для роботи насоса з заданими витратами у порівнянні з дросельним регулюванням [2].

Як показано в [4] (без врахування втрат в сталі і втрат струму холостого ходу) ККД при фазовому керуванні:

$$\eta_{\text{л}} = \frac{1 - S}{aS + 1}, \quad (3.47)$$

де $a = \frac{r_1}{r_2}$ – відношення активних опорів фази статора (r_1) і ротора (r_2);

S – ковзання.

При частотному керуванні, що реалізується при сталості абсолютного ковзання:

$$\eta_{\text{л}} = \frac{1}{1 + \frac{\omega_n}{\omega} \frac{S_n}{(1 - S_n)} (1 + a)}, \quad (3.48)$$

де $S_{\text{н}}$ – номінальне ковзання двигуна.

При регулюванні дросельною заслінкою, коли $\omega = \omega_{\text{н}} = \text{const}$, $\eta_1 = \text{const}$ і обчислюється таким чином:

$$\eta_1 = \frac{1-S}{aS+1}. \quad (3.49)$$

Оскільки характеристику насоса достатньо точно можна представити у виді [13]:

$$H = H_{0\text{н}} \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{н}}} \right)^2 - cQ^2, \quad (3.50)$$

де $\omega_{\text{н}}$ – номінальна частота обертання електродвигуна;

$H_{0\text{н}}$ – напір насоса при $Q = 0$ і $\omega = \omega_{\text{н}}$;

$c = \frac{H_{0\text{н}} - H}{Q_{\text{н}}^2}$ – конструктивний коефіцієнт насоса;

$Q_{\text{н}}, H_{\text{н}}$ – номінальні витрати і напір.

Характеристика магістралі визначається:

$$H = H_c + RQ^2, \quad (3.51)$$

де H_c – статичний напір;

$R = \frac{H_{\text{н}} - H_c}{Q_{\text{н}}^2}$ – коефіцієнт опору магістралі.

Для отримання всіх розрахункових виразів у функції витрат, ковзання двигуна можна виразити через витрати. Для цього в (3.50) замінюють

$(\omega/\omega_n)^2$ на $((1-S)/(1-S_n))^2$ і, вирішивши його спільно з (3.51) відносно S , отримаємо:

$$S = 1 - (1 - S_n) \sqrt{h_c + q^2(1 - h_c)} = 1 - (1 - S_n)A \quad (3.52)$$

$$\text{де } h_c = \frac{H_c}{H_{0n}}; q = \frac{Q}{Q_n}; A = \sqrt{h_c + q^2(1 - h_c)}.$$

Залежність моменту на валу турбомеханізму при роботі його на мережу з постійними параметрами має вид [12]:

$$\frac{M}{M_{\text{сmax}}} = 0,4 \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + 0,6 \frac{\omega}{\omega_n} \sqrt{\frac{(\omega/\omega_n)^2 - h_c}{1 - h_c}}, \quad (3.53)$$

де $M_{\text{сmax}}$ – механічний момент навантаження на валу турбомеханізму ($M_{\text{сmax}}$ має місце при $\omega = \omega_n$).

При виведенні (3.53) приймаємо, що момент на валу при $q = 0$ (закрита заслінка) і $\omega = \omega_n$ для більшості турбомеханізмів можна прийняти рівним 40% максимального.

Отримані вирази дозволяють представити момент, ККД, швидкість і потужність, що споживається з мережі, в функції витрат при заданому протитиску. Для універсальності розрахункових формул доцільно визначати потужність, що споживається насосною установкою з мережі:

$$P_1 = \frac{P_c}{\eta_1},$$

де $P_c = M_c \omega$ – потужність на валу двигуна насоса;

M_c – статичний момент навантаження на валу двигуна;

η_1 – ККД двигуна,

У відносних одиницях $P_{1^*} = \frac{P_1}{P_6}$, прийнявши за базове значення потужності (P_6) максимальну статичну потужність на валу двигуна ($P_{\text{стmax}}$) при $\omega = \omega_n$, тобто $P_6 = P_{\text{стmax}} = M_{\text{стmax}} \cdot \omega_n$. Вирази для P_{1^*} при різних способах регулювання подачі набувають вигляду:

– при регулюванні заслінкою (РЗ)

$$P_{1^*} = \frac{(0,4 + 0,6q)(1 - S_n)}{(1 + aS_n)}; \quad (3.54)$$

– при фазовому керуванні (ФК)

$$P_{1^*} = (0,4A^3 + 0,6A^2q) \left[\frac{1 + a}{(1 - S_n)A} - a \right]; \quad (3.55)$$

– при частотному керуванні (ЧК)

$$P_{1^*} = (0,4A^3 + 0,6A^2q) \left[1 + \frac{S_n(1 + a)}{(1 - S_n)A} \right]. \quad (3.56)$$

Порівнюючи різні способи регулювання за енергоспоживанням, необхідно також враховувати, що при фазовому керуванні короткозамкненого асинхронного двигуна (через збільшення втрат в машині при зниженні швидкості) доводиться завищувати встановлену потужність двигуна у порівнянні з максимальною потужністю статичного навантаження $P_{\text{стmax}}$ [14]. Для оцінки цього завищення доцільно ввести коефіцієнт завищення номінальної потужності (P_n) регульованого двигуна:

$$\lambda_p = \frac{P_n}{P_{\text{стmax}}}, \text{ тобто } \lambda_p = \frac{M_n}{M_{\text{стmax}}}.$$

Для кількісної оцінки різних способів регулювання подачі визначені [14] значення P_{1*} і λ_p (при ФК) при використанні для приводу насосів АД єдиної серії 4А основного виконання. Значення $P_{1*} = f(q)$ наведені в табл. 3.1. В табл. 3.2 – наведені необхідні значення коефіцієнта λ_p при ФК, припускаючи, що двигун може тривало працювати при будь-яких витратах q , які змінюються від 0 до 1.

При малих значеннях h_c необхідно істотно завищувати номінальну потужність регульованого двигуна, що керується зміною напруги. Тому при $h_c < 0,4$ найбільш доцільно використовувати частотне керування.

При зростанні статичного напору (коли $h_c > 0,6$) відмінність в P_{1*} при різних способах регулювання подачі зменшується, але при частотному керуванні величина P_{1*} мінімальна, коефіцієнт $\lambda_p \leq 2 \div 3$, тому при більших протитисках в магістралі ($h_c > 0,6$) може виявитися, що доцільно (технічно і економічно) використовувати фазове керування для регулювання подачі, особливо якщо час роботи насосної установки при $q < 1$ незначний.

Таблиця 3.1

q	PЗ	$h_c = 0$		$h_c = 0,2$		$h_c = 0,4$		$h_c = 0,6$		$h_c = 0,8$	
		ФК	ЧК	ФК	ЧК	ФК	ЧК	ФК	ЧК	ФК	ЧК
0	0.43	0	0	0.18	0.04	0.3	0.11	0.38	0.2	0.42	0.31
0.2	0.56	0.11	0.01	0.33	0.08	0.46	0.18	0.53	0.3	0.56	0.42
0.4	0.69	0.38	0.08	0.6	0.16	0.63	0.28	0.7	0.41	0.7	0.55
0.6	0.82	0.71	0.24	0.78	0.35	0.82	0.45	0.84	0.58	0.84	0.7
0.8	0.95	0.98	0.56	0.98	0.64	0.99	0.67	0.99	0.8	0.99	0.87
1	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08	1.08

Таблиця 3.2

h_c	0	0.2	0.4	0.6	0.8
λ_p	6.2	5.4	4.2	3.0	1.9

3.4. Електропривод механізмів безперервної дії з навантаженням, що залежить від часу. Аналіз навантажень. Вибір типу електропривода

В загальному випадку навантаження електроприводів таких механізмів може носити детермінований характер циклічного, ударного, позиційного при $\omega_{\text{сеп}} = \text{const}$ або випадкового, крива двох типів. До механізмів з детермінованим змінним навантаженням відносяться механізми поршневих компресорів і насосів, ткацьких верстатів, пресів, ковальських машин тощо. Випадкове навантаження характерне для механізмів шарових млинів, кам'яних дробарок, свердлильних установок, сільськогосподарських молотарок та інших подібних робочих машин.

Через обмеженість обсягу розглянемо лише електроприводи механізмів з детермінованим змінним навантаженням позиційного і ударного типу.

а) Електропривод механізмів з навантаженням позиційного типу.

Аналіз навантажень таких електроприводів проведений на прикладі роботи поршневого компресора, схема дії якого представлена на рис. 3.20, а). Одноступінчастий компресор простої дії має відкритий з одного боку циліндр **1**, в якому рухається поршень **2**, що приводиться в дію кривошипно-шатунним механізмом. На іншому боці циліндра в його кришці розміщені всмоктувальний **3**, що відкривається в сторону поршня, і нагнітальний **4**, що відкривається в сторону нагнітального трубопроводу, клапани.

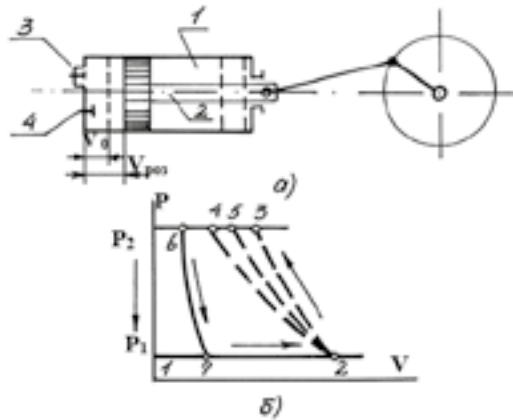


Рисунок 3.20 – Поршневий компресор:

а) схема роботи; б) індикаторна діаграма; в) зовнішній вигляд

Індикаторна діаграма на рис.3.20, б відображає роботу компресора за один цикл, що затрачується на процеси всмоктування, стиску і нагнітання. Теоретично робочий процес здійснюється таким чином. При русі поршня праворуч через клапан 3 відбувається всмоктування повітря (лінія 1–2 на діаграмі). Тиск P_1 при цьому дорівнює атмосферному. При зворотному ході поршня всмоктувальний клапан закривається, відбувається стиск

повітря в циліндрі за лінією 2–3 при адіабатному процесі (процес йде без охолодження), за лінією 2–4 при ізотермічному процесі (при сталості температури при повному охолодженні повітря) або за лінією 2–5 при політропному, що має місце в дійсності при охолодженні циліндра, процесі. Після закінчення процесу стиску при тиску P_2 клапан 4 відкривається, стиснуте повітря виштовхується з циліндра в нагнітальний трубопровід. Лінія 5–6 називається лінією нагнітання.

Реальний процес відрізняється від теоретичного внаслідок впливу ряду факторів, зокрема, так званого шкідливого простору (об'єм V_0), зумовленого наявністю в циліндрі всмоктувальних і нагнітальних клапанів, опору клапанів при всмоктуванні і нагнітанні тощо. Шкідливий простір зменшує продуктивність компресора, тому що стиснуте повітря, що залишалося в ньому до кінця процесу нагнітання, розширюється (лінія 6-7) при русі поршня праворуч. Процес всмоктування починається при досягненні тиском значення P_1 , при цьому кількість повітря зменшується на об'єм $V_{роз}$. Відмінність реального процесу від теоретичного оцінюється величиною об'ємного ККД η_0 .

Площа діаграми 7–2–5–6–7 дорівнює в масштабі роботі A_x (н·м) компресора, що затрачується на отримання стиснутого повітря, що визначається таким чином:

$$A_x = \frac{m}{m-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_0}, \quad (3.57)$$

де m – показник політрони згідно рівняння $PV^m = const$,

P_1 і P_2 – початкове і кінцеве значення тиску, Н/м²,

V_1 – початковий об'єм повітря (робочий об'єм циліндра), м³.

Для заданих значень продуктивності компресора Q_k ($\text{м}^3/\text{с}$) і P_1 середня потужність компресора P_k (кВт) може бути визначена так:

$$P_k = \frac{m}{m-1} \frac{P_1 Q_k}{\eta_0 \eta_{\text{мех}}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \cdot 10^{-3}, \quad (3.58)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ - ККД механічної частини компресора.

Якщо відома індикаторна діаграма робочого циклу компресора, то

$$P_k = \frac{A_{\text{інд}} Q_k}{V_1 \eta_{\text{мех}}} \cdot 10^{-3} = \frac{P_{\text{сеп}} Q_k}{\eta_{\text{мех}}} \cdot 10^{-3}, \quad (3.59)$$

де $A_{\text{інд}}$ – робота, що виконується компресором за один цикл, Нм;

$P_{\text{сеп}}$ – середній тиск за цикл, $\text{Н}/\text{м}^2$.

За індикаторною діаграмою

$$P_{\text{сеп}} = \frac{F}{\ell M}, \quad (3.60)$$

де F – площа діаграми, мм^2 ;

ℓ – довжина діаграми, мм;

M – масштаб, $(\text{мм} \cdot \text{м}^2) / \text{Н}$.

Потужність приводного двигуна компресора з урахуванням коефіцієнта запасу k визначається аналогічно виразу (3.16):

$$P_d = k P_k. \quad (3.61)$$

Для насосів поршневого типу середня потужність приводу (кВт) дорівнює:

$$P_d = k \frac{PQ}{\eta} \cdot 10^{-3}, \quad (3.62)$$

де P – тиск, що створює насос, H/m^2 ;

Q – продуктивність, m^3/c ;

$\eta = \eta_{\text{мех}} \eta_0 \eta_c$ – повний ККД насоса, що визначається аналогічно насосам відцентрового типу.

Потужність і момент на валу механізму поршневого типу зв'язані зі швидкістю обертання ω приводу наступним чином. При роботі на магістраль, де підтримується постійний напір H , поршень при кожному ході долає постійне середнє зусилля незалежно від швидкості. Якщо врахувати, що продуктивність (m^3/c) механізму:

$$Q = \frac{FS_n n_n}{60} = c_1 \omega, \quad (3.63)$$

де F – площа поршня, m^2 ;

S_n – хід поршня, m ;

$n_n = 30\omega/\pi$ – число подвійних ходів поршня, $хв$,

то середня потужність механізму при $H = \text{const}$ зв'язана зі швидкістю ω таким чином:

$$P_c = c_n Q = c_2 \omega.$$

Середнє значення моменту при постійному протитиску не залежить від швидкості:

$$M_c = \frac{P_c}{\omega} = \frac{c_2 \omega}{\omega} = \text{const}.$$

Відзначимо, що миттєві значення потужності і моменту залежать від положення поршня і кривошипно–шатунного механізму.

На рис. 3.21 представлені криві зміни моменту M_c протягом циклу роботи механізмів одинарної (рис. 3.21, а) і подвійної (рис. 3.21, б) дії. В першому наближенні зміни M_c носять синусоїдальний характер.

Для згладжування навантажень, особливо в компресорах одинарної дії, використовують маховик. Розглянемо розрахунок потужності приводного двигуна маховикового електропривода .

Якщо непотрібно згладжувати навантаження вибір типу електропривода для механізмів позиційного дії може бути виконаний на основі рекомендацій, для механізмів з моментом навантаження, що залежать від швидкості.

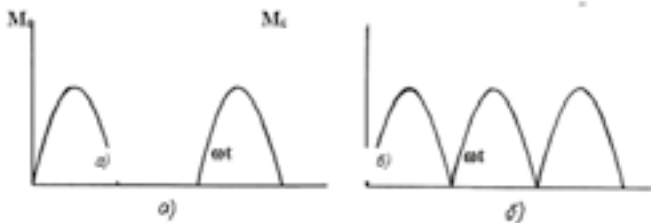


Рисунок 3.21 – Зміна моменту навантаження механізму поршневого типу:
а) одинарної; б) подвійної дії

Розглянемо ще один вид досліджуваних механізмів на прикладі роботи електропривода ротаційних вакуум-насосів.

Вакуумні установки на підприємствах АПК найчастіше застосовуються в тваринництві для забезпечення роботи доїльних установок. Для створення вакууму при машинному доїнні, застосовуються уніфіковані вакуумні установки УВУ-60/45 (рис. 3.22) з приводом від електродвигуна через клинопасову передачу. Номінальна подача 60/45 м³/год при швидкостях обертання 1430/1220 об/хв і потужності 4 кВт на вищій швидкості та 3 кВт на нижчій. Робочим органом такої установки є ротаційний вакуум-насос УВД, принцип дії якого зображений на рис. 3.23.

Ротаційний вакуум-насос служить для створення у вакуум-проводі установки розрідження, необхідного для роботи доїльних установок. В чотирьох пазах ротора 2 насоса вільно рухаються в радіальному напрямку лопатки 3. Під час руху ротора лопатки під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні циліндра корпусу 1. Через ексцентричне розташування

ротора в циліндрі лопатки поперемінно заходять в пази і виходять з них, змінюючи об'єм вільного простору, що обмежений циліндром, ротором і двома сусідніми лопатками, який в зоні всмоктуючої камери 4 збільшується, а в зоні вихлопної камери 5 зменшується. Завдяки цьому здійснюється відкачування повітря з вакуум-провода [4].

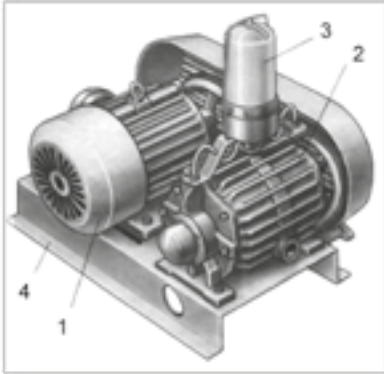


Рисунок 3.22 – Вакуумна установка УВУ60/45 (1 – двигун; 2 – вакуум-насос; 3 – маслянка; 4 – рама.)



Рисунок 3.23 – Схема ротаційного вакуум-насоса УВД (1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопатка; 4 – патрубок всмоктування; 5 – патрубок нагнітання).

Потрібна подача Q_n (м³/ч) вакуум-насоса

$$Q_n = k \cdot q \cdot n_a,$$

де $k = 2...3$ – коефіцієнт, який враховує неповну герметизацію системи;

q – витрати повітря одним доїльним апаратом, при 60 пульсаціях в хвилину $q = 1,8 \text{ м}^3/\text{год}$;

n_a – число доїльних апаратів в установці.

Подача ($\text{м}^3/\text{с}$) чотирилопатевого ротаційного вакуум-насоса:

$$Q = 0,98 \cdot e \cdot D \cdot L \cdot \omega \cdot \varphi_n \cdot \eta_m,$$

де e – ексцентриситет, м;

D – діаметр циліндра корпусу, м;

L – довжина ротора, м;

ω – кутова швидкість обертання, рад/с;

φ_n – ступінь наповнення всмоктуючої камери;

η_m – манометричний коефіцієнт (0,32...0,52).

Потужність двигуна (Вт) привода ротаційного вакуум-насоса:

$$P = Q \cdot H / (\eta_n \cdot \eta_n),$$

де Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – вакуум, що розвивається насосом, Па;

η_n – коефіцієнт корисної дії передачі;

η_n – коефіцієнт корисної дії передачі вакуум-насоса (0,2...0,25).

Навантажувальна діаграма вакуум-насоса рівномірна, не залежить від температури вакуум-насоса, режим роботи тривалий. Механічна характеристика вакуум-насоса має слабо виражений вентиляторний вид. Момент зрушення знаходиться в межах (0,75...1,0· $M_{ном}$).

Тривалість роботи приводів вакуум-насосів доїльної установки за одне доїння:

$$t = \frac{k \cdot t_0 \cdot n_k}{n_a} + \Delta t$$

де $k = 0,88$ – відносне число корів, що дояться в стаді;

t_0 - тривалість доїння однієї корови (7...9 хв);

n_k - загальне число корів в стаді;

n_a - число доїльних апаратів в установці;

Δt - час промивки молокопроводів і апаратів (20...30 хв).

б) Електропривод механізмів з ударним характером навантаження.

Ударний характер навантаження виникає в механізмах таких робочих машин, як ковальські преси, молоти, ножиці тощо. Приблизна кінематична схема таких механізмів представлена на рис – 3.24. Поступальний рух робочого органу **1** здійснюється через кривошипно–шатунний механізм, що зв'язаний з приводним двигуном **2** через клиноремінну передачу **3**, редуктор **4** і муфту **5**. На вхідному валу редуктора розміщений маховик **6**.



а)

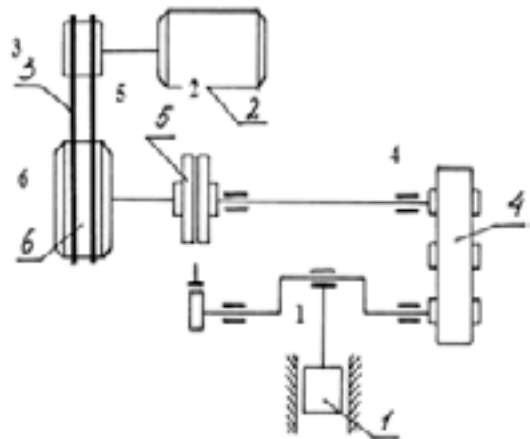


Рисунок 3.24 – Механізм з ударним характером навантаження

а) зовнішній вигляд; б) кінематична схема

На рис. 3.25, *а* наведений наближений графік зміни моменту навантаження в залежності від кута повороту φ валу кривошипа. Через

малу величину відношення $\varphi_p/(2\pi)$ характер зміни статичного моменту M_c в межах кута φ_p робочого періоду істотного значення не має, тому графік навантаження може бути приведений до прямокутного (рис. 3.25, б).

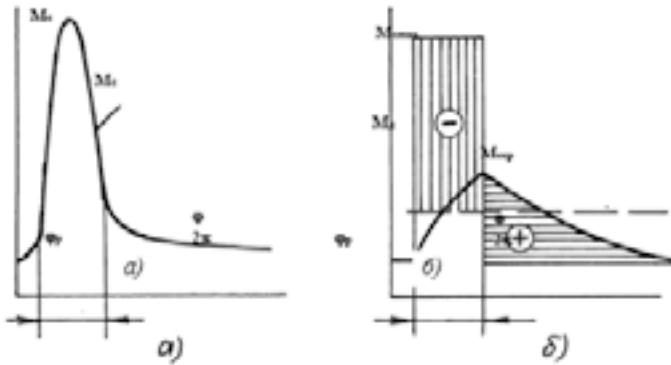


Рисунок 3.25 – Зміна моменту навантаження механізму в залежності від кута повороту кривошипа а) реального; б) ідеалізованого виду

Для графіка навантаження характерна різка зміна M_c протягом робочого періоду. Для більшості механізмів, що розглядаються відношення максимального значення моменту навантаження $M_{c\text{max}}$ до моменту M_c на холостому ході складає величину біля 10–30.

На рис. 3.26 наведений графік залежності $M_c = f(t)$ Там же показані криві зміни моменту і швидкості двигуна, побудовані в припущенні лінійності механічної його характеристики і при знехтуванні електромагнітною інерцією ($T_x = 0$) на підставі [4] виразів:

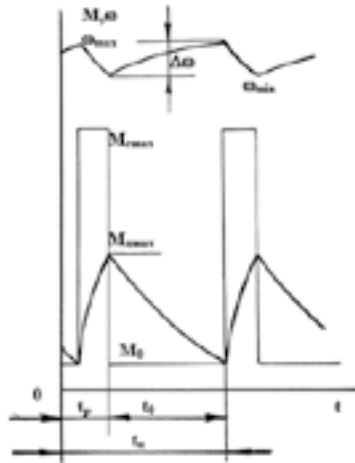


Рисунок 3.26 – Залежність моменту навантаження механізму від часу
На робочій ділянці

$$M_p = (M_{pn} - M_{pucr})e^{-\frac{t}{T_n}} + M_{pucr}; \quad (3.64)$$

$$\omega = (\omega_{pn} - \omega_{pucr})e^{-\frac{t}{T_n}} + \omega_{pucr}. \quad (3.65)$$

На ділянці холостого ходу

$$M_0 = (M_{0n} - M_{0ucr})e^{-\frac{t}{T_n}} + M_{0ucr}, \quad (3.66)$$

$$\omega_0 = (\omega_{0n} - \omega_{0ucr})e^{-\frac{t}{T_n}} + \omega_{0ucr}. \quad (3.67)$$

Для усталеного циклу роботи на основі (3.64), (3.66) можна записати:

$$M_{pn} = M_{0кін} = M_{дмін} = (M_{дмах} - M_0)e^{-\frac{t_0}{T_n}} + M_0, \quad (3.68)$$

$$M_{pкін} = M_{0н} = M_{дмах} = (M_{дмін} - M_{смах})e^{-\frac{t_0}{T_n}} + M_{смах}. \quad (3.69)$$

З врахуванням (3.68) і (3.69) максимальне значення моменту двигуна

$$M_{\text{дmax}} = \frac{M_{\text{сmax}}(1 - e^{-\frac{t_p}{T_m}}) + M_0(1 - e^{-\frac{t_0}{T_m}})e^{-\frac{t_p}{T_m}}}{1 - e^{-\frac{t_0}{T_m}}}. \quad (3.70)$$

З (3.70) випливає, що $M_{\text{дmax}}$ істотно залежить від величини електромеханічної сталої часу приводу T_m . При $T_m \rightarrow \infty M_{\text{дmax}} = M_{\text{ср}}$, при $T_m \rightarrow 0 M_{\text{дmax}} \rightarrow M_{\text{сmax}}$.

Механічна інерція приводу згладжує навантаження двигуна. Малі її значення при відзначених різких коливаннях моменту навантаження може призвести до істотного завищення (наприклад, в 6-10 раз) потужності вибраного двигуна, недовикористання його за нагрівом, різким стрибкам моменту і струму та істотної нерівномірності обертання приводу. Збільшити T_m з метою згладжування навантаження можна зменшуючи жорсткість β характеристики двигуна при даному сумарному моменті інерції J_Σ , бо $T_m = J_\Sigma / \beta$. Однак, тоді зростає коливання швидкості і знижується її середнє значення.

Найбільш радикальним способом збільшення механічної інерції приводу є введення додаткових махових мас – застосування маховика б (рис. 3.24). Маховик, як акумулятор кінетичної енергії, при збільшенні навантаження віддає частину (заштрихована на рис. 3.25, б) площа графіка $M_c = f(\varphi)$ зі знаком “-“ накопиченої на холостому ході енергії (площа зі знаком “+”). Збільшення махових мас приводу призводить до зниження потужності. В ідеальному випадку при $J_\Sigma \rightarrow \infty$, $M_d \rightarrow M_{\text{ср}}$, $\Delta\omega \rightarrow 0$. Однак на практиці інерційність маховика обмежується конструктивними можливостями (розмірами і міцністю кінематичних ланок).

Вибір двигуна, що повністю використовується за нагрівом і перевантажувальною здатністю, і визначення моменту інерції маховика не є однозначними.

Оптимальне рішення дає розрахунок, що ґрунтується на найкращому використанні двигуна за нагрівом і переважувальною здатністю, повному використанні маховика, забезпеченні допустимої нерівномірності обертання приводу, отриманні найменших експлуатаційних і капітальних затрат. Окрім того, критерієм правильності вибору двигуна і моменту інерції маховика є рівність швидкостей і моментів двигуна на початку і кінці циклу, рівність затраченої в робочому періоді і запасеної протягом періоду холостого ходу кінетичної енергії.

Рішення вказаної задачі істотно спрощується, якщо заздалегідь вибрати двигун, виходячи з необхідного значення середньої швидкості механізму $\omega_{\text{ср}}$ і моменту $M_{\text{срр}}$ за навантажувальною діаграмою тобто, прийняти, що номінальний момент двигуна дорівнює:

$$M_{\text{н}} = 1,1 - 1,3M_{\text{срр}}.$$

Енергія, що витрачається на здійснення технологічної операції протягом робочого періоду t_p циклу $t_{\text{ц}}$ (рис. 3.25, б) і яка задається зазвичай технологами, в загальному випадку визначається роботою двигуна і махових мас приводу, тобто

$$A_p = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M d\varphi + J_{\Sigma} \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2}, \quad (3.71)$$

де φ_1 і φ_2 – початкові і кінцеві положення механізму при здійсненні робочого періоду циклу.

Різниця $\varphi_2 - \varphi_1 = \Delta\varphi = \varphi_p$, як відзначалося, для таких механізмів незначна у порівнянні з повним циклом 2π (5–10%) і може бути з достатнім ступенем точності прийнята рівною 0 ($\varphi_p = 0$).

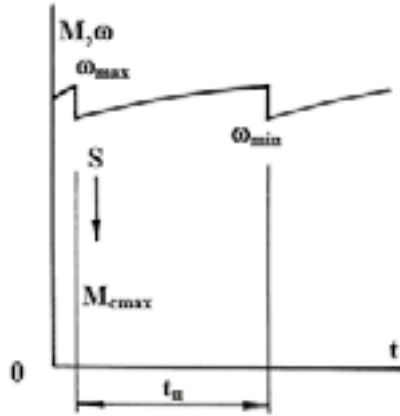


Рисунок 3.27 – Ідеальний графік навантаження механізму

Якщо припустити, що $M_0 = 0$, то графік зміни навантаження механізму представляється у вигляді, згідно з рис. 3.27. У такому випадку протягом робочого періоду робота по подоланню сил опору здійснюється тільки маховими масами і, оскільки $\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M d\varphi = 0$, визначається так:

$$A_p = J_{\Sigma} \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = J_{\Sigma} \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} (\omega_{\max} - \omega_{\min}) = J_{\Sigma} \cdot \omega_{\text{сеп}}^2 j, \quad (3.72)$$

де $j = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}}$ – нерівномірність ходу.

Повний момент інерції J_{Σ} , виходячи з (3.72), дорівнює

$$J_{\Sigma} = \frac{A_p}{\omega_{\text{сеп}}^2 j}. \quad (3.73)$$

Якщо врахувати, що величини максимальної і мінімальної швидкостей для лінійних механічних характеристик:

$$\omega_{\max} = \omega_0(1 - s_{\min}), \quad (3.74)$$

$$\omega_{\min} = \omega_0(1 - s_{\max}), \quad (3.75)$$

то (3.72) можна записати так:

$$A_p = J_{\Sigma} \frac{\omega_0^2}{2} (s_{\max} - s_{\min})(2 - s_{\max} - s_{\min}). \quad (3.76)$$

Протягом холостого ходу енергія махових мас приводу повинна повністю відновлюватись, що при досягненні $M_0 = 0$ і на основі рівності $M = J_{\Sigma} d\omega/dt$ може бути представлена так:

$$t_{\pi} = \int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} J_{\Sigma} \frac{d\omega}{M}, \quad (3.77)$$

або з урахуванням $\omega = \omega_0(1 - s)$

$$t_{\pi} = - \int_{s_{\min}}^{s_{\max}} J_{\Sigma} \omega_0 \frac{ds}{M}. \quad (3.78)$$

Третьою умовою при розрахунку і виборі електропривода маховика, що повинна виконуватись разом з умовами (3.73) і (3.78), є вимога допустимості втрат, тобто втрати протягом циклу не повинні перевищувати номінальні:

$$\int_0^{t_{\pi}} M \omega_0 s dt = M_{\pi} \omega_0 s_{\pi} t_{\pi}. \quad (3.79)$$

На основі (3.76), (3.78) і (3.79) визначаються повний момент інерції J_{Σ} , величини максимальної ω_{\max} і мінімальної ω_{\min} швидкостей, тобто нерівномірність ходу j .

Для реального графіку навантаження (рис. 3.25, а) при $\varphi_p \neq 0$ повний момент інерції приводу дорівнює:

$$J_{\Sigma} = k_{\phi} \frac{A_p}{\omega_{\text{сеп}}^2 j}, \quad (3.80)$$

де $k_{\phi} = 1 - \frac{\varphi_p}{2\pi}$ – коефіцієнт форми.

Момент інерції маховика:

$$J_{\max} = J_{\Sigma} - J_{\text{пр}}, \quad (3.81)$$

де $J_{\text{пр}}$ – момент інерції електропривода за винятком маховика.

Попередньо вибраний двигун в подальшому перевіряється за нагрівом і перевантажувальною здатністю згідно побудованої, з врахуванням розрахованої величини моменту інерції маховика, навантажувальної діаграми електропривода $M=f(t)$ (рис. 3.26).

Якщо неможливо забезпечити необхідні значення ковзання попередньо вибраним двигуном, то потрібно застосовувати або асинхронний короткозамкнений двигун з підвищеним ковзанням, або асинхронний двигун з фазним ротором, або двигун постійного струму з введеним в його якірне коло додатковим опором. Оскільки при роботі на штучній механічній характеристиці через втрати знижується потужність на валу двигуна, номінальна його потужність P_n вибирається таким чином:

$$P_u = k_m \cdot P_p, \quad (3.82)$$

де P_p - розрахункова статична потужність;

k_m - коефіцієнт, що враховує підвищення втрат і погіршення вентиляції при роботі на штучній характеристиці:

$$k_m = \frac{1 - s_u}{1 - s_m} \sqrt{\frac{1 - s_u}{1 - s_m}}, \quad (3.83)$$

де s_m – ковзання на штучній характеристиці.

Однак наявність постійно увімкнених опорів в цілому ряді випадків, наприклад багатоступінчастому графіку з нерівномірним розподілом навантаження за ступенями, не забезпечує потрібного вирівнювання навантаження двигуна. Відзначений недолік можна усунути застосувавши регулятори навантаження в електроприводах маховика. Один із прикладів таких регуляторів наведений в [12]. На рис. 3.28, а) - представлена принципова схема електропривода з рідинним регулятором 1, в якому можна змінювати відстані між нерухомими 2 і рухомими 3 контактами, що дозволяє регулювати опір в колі ротора двигуна. При збільшенні навантаження на валу двигуна 4 зростає струм його статора і, як наслідок, момент допоміжного двигуна 5, що здійснює переміщення траверси з контактами 3. Опір в роторному колі збільшується, і двигун починає працювати на штучній характеристиці, що характеризується більшим перепадом швидкості $\Delta\omega$ і, отже, більш повним використанням енергії маховика (рис. 3.28, б) з кращим вирівнюванням навантаження двигуна. Переміщення вниз траверси з електродами 3 здійснюється під дією її власної ваги.

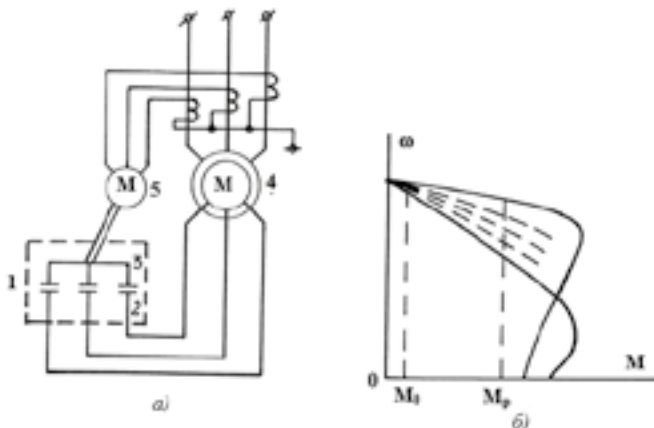


Рисунок 3.28 – Застосування регулятора навантаження:

а) принципова схема електропривода; б) механічні характеристики

Відзначимо, що використання такого типу регулятора навантаження внаслідок значної його інерційності і достатньо складного обслуговування обмежене. На практиці знаходять застосування регулятори, де регулювання величини опору в роторному колі здійснюється за допомогою релейно-контакторної апаратури. Ще більший ефект можна отримати в замкнутих системах автоматичного регулювання за наявності різного роду зворотних зв'язків (наприклад, за струмом, швидкістю тощо).

3.5. Приклади схем електропривода механізмів відцентрового і поршневого типів

На рис. 3.29, а представлена технологічна схема насосів водовідливної установки, призначеної для відкачування ґрунтових вод. До складу установки входять два насоси 1Н і 2Н з заливними бачками 1Б і 2Б, що забезпечують постійну заливку насосів. Насоси обертаються асинхронними двигунами з короткозамкненим ротором 1Д і 2Д, що для більшої надійності підключені до різних секцій шин знижувальної підстанції (рис. 3.29, б). Якщо рівень води в ямі нижче робочого рівня, то

насоси воду не відкачують. При перевищенні водою робочого рівня вводиться в роботу один з насосів. Коли рівень води перевищує аварійний, то в роботу включається другий, резервний насос. Схема електропривода дозволяє здійснювати різноманітне керування двигунами насосів: автоматичне в залежності від рівня води в ємності, резервуарі та інше, дистанційне (з диспетчерської), місцеве за допомогою кнопок керування, що розташовані безпосередньо біля насосів. Вибір автоматичного **АК** і дистанційного **ДК** керувань здійснюється універсальними перемикачами **1УП** і **2УП**. Перемикачі **1ПП** і **2ПП** дозволяють вибрати для кожного двигуна спосіб керування: дистанційний **ДК** і місцевий за допомогою кнопок **1КК** і **2КК**.

Перемикач **ПО** дозволяє з метою рівномірного зношування обладнання почергово використовувати як робочий двигун **1Д** і **2Д**.

Автоматичне вмикання двигуна робочого насоса здійснюється за допомогою поплавкового реле **1ПР**, контролює робочий рівень води. Двигун резервного насоса включається поплавковим реле **2ПР**, що контролює аварійний рівень. Якщо через час затримки реле **1РУ** або **2РУ** насос не створить необхідний напір, то двигун відключається від мережі. Двигун не запуститься і тоді, коли насос не повністю залитий водою (недостатній рівень води в заливному бачку і контакти реле контролю заливки **1ВР** або **2ВР** розімкнуті).

На рис. 3.30 наведена схема автоматизованого електропривода поршневого компресора. Асинхронний двигун компресора може запускатися з місця установки компресора за допомогою кнопки **2КП**, а також з диспетчерської за допомогою кнопки **1КП**. Дозвіл на запуск дається за допомогою реле **2РП**, якщо тиск в повітря збірнику (ресивері) менший норми. При цьому замикаючий контакт реле тиску **1РТ** в колі реле **2РП** замкнутий, котушка реле **2РП** обтікається струмом і замикаючий контакт **2РП** в колі лінійного контактора **КЛ** замкнутий. Після вмикання контактора **КЛ** одержує живлення котушка електрогідравлічного клапана

1КЕГ, що подає охолоджуючу воду в компресор. Через затримку часу реле **РЧ** одержує живлення реле **4РП**, що включає клапан **2КЕГ**. Цей клапан закриє вихід повітря з компресора в атмосферу (див. рис. 3.30). Затримка часу реле **РЧ** перевищує час пуску двигуна, завдяки чому клапан **2КЕГ** відкритий, і пуск двигуна полегшується.

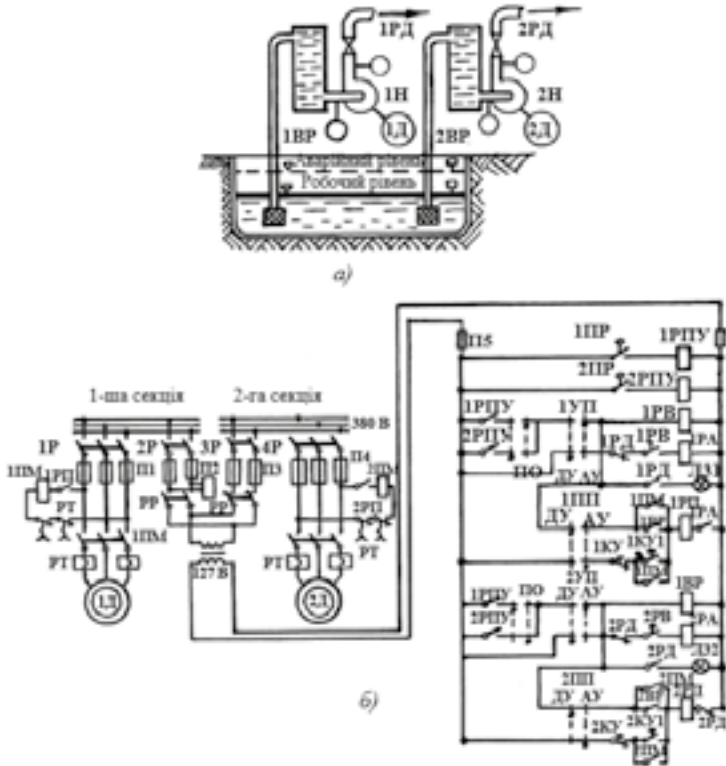


Рисунок 3.29 – Схема водовідливної установки:
 а) водовідливна установка; б) схема електропривода

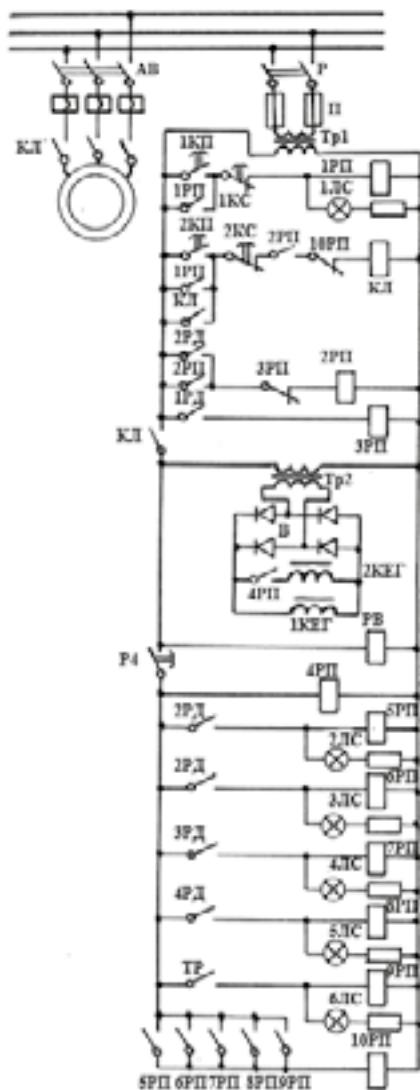


Рисунок 3.30 – Схема електропривода поршневого компресора

Якщо витрати повітря невеликі і тиск в ресивері перевищує норму, то замикається контакт **1РТ** в колі реле **3РП**. Це реле своїм розмикаючим контактом відключає реле **2РП**. Коло контактора **КЛ** втрачає живлення, і двигун відключається від мережі. Коли споживання повітря зростає і тиск в

ресивері знизиться у порівнянні з нормою, реле тиску замкне свій верхній контакт **1РТ** і включить реле **2РП**. Котушка контактора **КЛ** знову отримує живлення, і компресор включиться в роботу аналогічно.

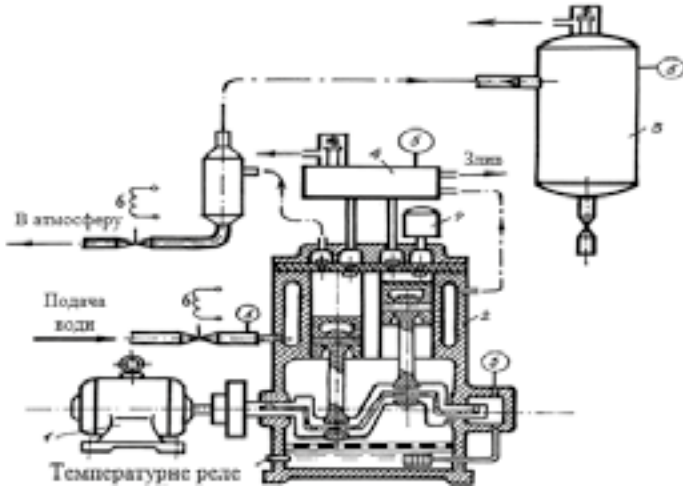


Рисунок 3.31 – Розташування елементів компресорної установки:

- 1 – асинхронний двигун; 2 – компресор; 3 – ресивер; 4 – холодильник; 5 – реле тиску; 6 – електричний клапан;
7 – повітряний фільтр

Схема забезпечує автоматичне відключення двигуна, якщо виходять за межі норми тиск повітря в холодильнику, тиск охолоджувальної води і масла, що підводиться до корінних підшипників, а також температура масла (див. рис. 3.31). Ці параметри контролюються за допомогою реле тиску **2РТ**, **3РТ**, **4РТ** і температурного реле **ТР**. Сигнали на відключення двигуна подаються через реле **5РП–9РП** на реле **10РП**, що здійснює аварійне відключення контактора **КЛ**.

Важливим фактором дотримання умов ведення технологічних процесів на сільськогосподарських об'єктах, у виробничих і складських приміщеннях є підтримання на певному рівні параметрів типу

температури, вмісту газових домішок, парів тощо. Виконання вказаних умов можливе при застосуванні вентиляційної установки, електропривод якої представлений на рис. 3.32. Привідні двигуни **1,4М** вентиляторів поділені на дві групи: **1,2М** і **3,4М**. Перша група підключена постійно на затискачі автотрансформатора, підключення другою здійснюється через контакти контактора **4К** або вручну за допомогою перемикача **ПК2** (замкнуті контакти **1–2**), або автоматично при замиканні контакту **3Р**.

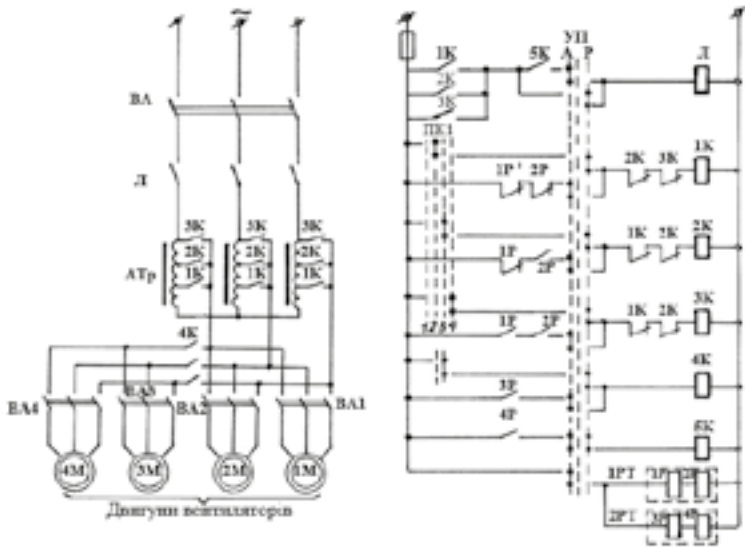


Рисунок 3.32 – Схема керування електроприводом вентиляційної установки

Регулювання швидкості двигунів з метою, наприклад, підтримання сталості температури в приміщенні здійснюється зміною напруги на їх затискачах через автотрансформатор в автоматичному або ручному режимах роботи. Вибір режимів роботи здійснюється перемикачем **КП** при установленні його у відповідне положення.

При ручному керуванні (положення “Р” КП) зміна швидкості двигунів здійснюється перемикачем ПК1, що має чотири положення. В першому положенні всі двигуни відключені від мережі. В другому положенні включаються контактори 1К і Л, що підключають двигуни до пониженої напруги. Вентилятори працюють з мінімальною швидкістю. В третьому положенні (замкнуті контакти контактора 2К) напруга на затискачах двигунів збільшується, що веде до підвищення швидкості їх обертання. Продуктивність вентиляторів збільшується. В четвертому положенні ПК1 двигуни працюють з номінальною швидкістю при максимальній продуктивності вентиляторів.

При автоматичному керуванні (положення “А” КП) переключення двигунів на відповідну швидкість здійснюється в залежності від величини температури в приміщенні, що контролюється реле 1–4Р пристроїв регуляторів температури 1,2РТ (при мінімальній температурі t_4 вмикається реле 4Р – замкнутий його контакт в колі 5К, при $t_3 > t_4$ – 3Р, при нормальній температурі $t_2 > t_3$ – 2Р і при підвищеній температурі $t_1 > t_2$ – 1Р).

Для приводних електродвигунів потужністю 5.5–315 кВт насосних установок перспективні енергозберігаючі транзисторні електроприводи змінного струму серії РЭН з програмованим законом зміни напруги від частоти (рис. 3.33).

Система керування електроприводом РЭН постійно контролює стан схемної частини і навантаження електропривода щоб запобігти виникненню аварійних ситуацій, виходу з ладу обладнання. Всі види аварій супроводжуються виведенням повідомлень на пульт керування електроприводом, зупинкою приводного електродвигуна, видачею контактних сигналів для звукової і світлової сигналізації оператору.

Керування електроприводом РЭН може здійснюватися:

- з пульта керування, що знаходиться на передній панелі шафи;
- з виносного пульта керування;

- каналами послідовного або паралельного інтерфейсу від АСУ ТП;
- з пристроїв технологічного керування, що підключаються до аналогових і цифрових входів.

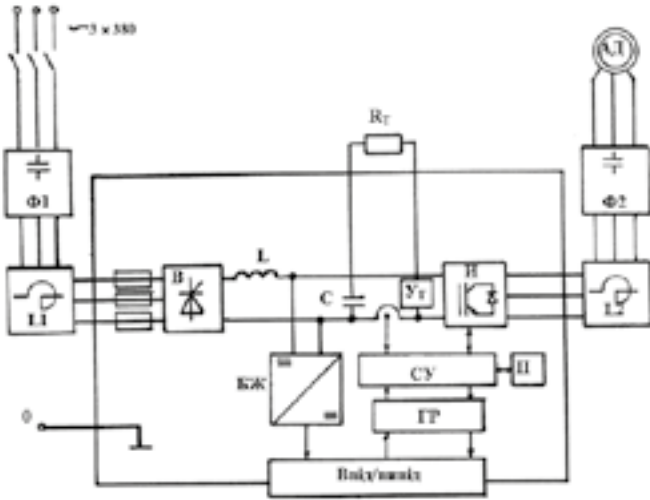


Рисунок 3.33 – Блок-схема електропривода РЭН:

В – вхідний напівкерований випрямляч ; **І** – транзисторний інвертор;
СК – мікропроцесорна система керування; **БЖ** – блок живлення; **П** –
 пульт керування; **ГР** – гальванічні розв'язки для введення і виведення
 аналогових і цифрових сигналів; **ДС** – давач струму; **Φ1, Φ2** – вхідний і
 вихідний фільтри радіоперешкод; **L1, L2** – вхідний і вихідний реактори;
ВГ – вузол гальмування; **R_r**– гальмівний резистор; **АД** – приводний
 двигун.

Режими роботи електропривода РЭН окрім автоматичного регулювання частоти вихідної напруги передбачають економічний режим з автоматичною зміною уставок протягом доби, що доцільно для мережі гарячого водопостачання.

Питання для самоконтролю

1. ЕП механізмів безперервної дії зі змінним навантаженням.
2. Розрахунок навантаження для ЕП механізмів відцентрового типу.
3. Розрахунок навантаження для ЕП механізмів поршневого типу.
4. Механічні характеристики механізмів відцентрового типу.
5. Розрахунок потужності ЕП механізмів відцентрового та поршневого типів.
6. ЕП механізмів безперервної дії з моментом навантаження, що залежить від швидкості.
7. Механічний спосіб регулювання продуктивності механізмів з навантаженням, що залежить від швидкості.
8. Електричний спосіб регулювання продуктивності механізмів з навантаженням, що залежить від швидкості.
9. Регулювання продуктивності механізмів введенням додаткових опорів в коло ротора електродвигуна.
10. Регулювання продуктивності механізмів за допомогою системи РН–АД.
11. Регулювання продуктивності механізмів за допомогою імпульсного регулювання швидкості АД.
12. Регулювання продуктивності механізмів електроприводами з гідромуфтою.
13. Регулювання продуктивності механізмів за допомогою асинхронних вентильних каскадів (АВК).
14. Регулювання продуктивності механізмів за допомогою системи ТПЧ–АД.
15. Визначення потужності ЕП для механізмів з навантаженням, що залежить від швидкості.
16. Порівняльний аналіз способів регулювання подачі відцентрових насосів.

17. ЕП безперервної дії з навантаженням, що залежить від часу.
18. ЕП механізмів з навантаженням позиційного типу.
19. ЕП механізмів з ударним коректором навантаження.
20. Вирівнювання навантаження ЕП з нерівномірним навантаженням.
21. Робота схеми керування ЕП відцентрового типу.
22. Робота схеми керування ЕП поршневого типу.
23. Робота схеми керування енергозберігаючого ЕП типу РЭН.
24. Застосування регулятора навантаження для електроприводів в агропромисловому комплексі.
25. Особливості роботи електроприводів ротаційних вакуум-насосів.
26. Визначення потужності двигуна для ЕП механізмів відцентрового типу.
27. Визначення потужності двигуна для ЕП механізмів поршневого типу.
28. Паралельна робота насосів.
29. Визначення потужності двигуна для ЕП механізмів з ударним характером навантаження.
30. Залежності тиску (напору), продуктивності (подачі) і потужності від швидкості обертання.
31. Застосування маховика для ЕП механізмів із змінним навантаженням.

Розділ 4. Побудова сучасних систем керування електроприводами

4.1. Загальний підхід до побудови замкнених систем керування

Сучасні системи електроприводів передбачають велику кількість впливів та взаємодій, що є досить складною задачею при реалізації систем керування. Розімкнуті системи керування не забезпечують достатньо високого рівня регулювання основних координат електропривода.

Реалізація сучасних вимог технологічного процесу реалізується як правило в замкнених системах керування, що реалізують основні закони регулювання та забезпечують виконання базових показників якості керування.

Показники якості керування та типові структури систем керування електроприводами

Розрізняють статичні та динамічні показники якості керування. Процес вважається статичним, коли при незмінних завданні і збуреннях координати об'єкту залишаються сталими. Перехідний процес – перехід із одного статичного режиму в інший при зміні завдання або збурень.

На рис. 4.1 зображено три типових перехідних процеси, на прикладі яких розглянемо основні показники якості керування.

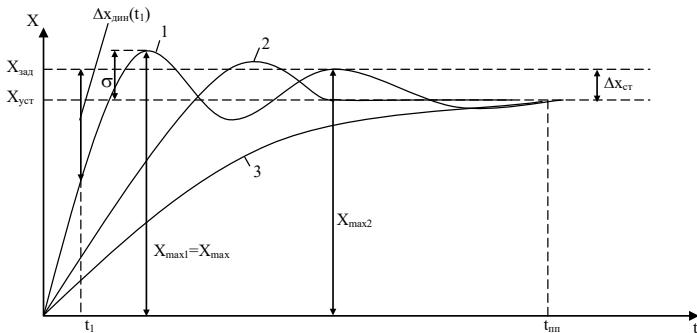


Рис. 4.1 – Характерні перехідні процеси

Виділимо наступні **статичні показники** якості керування:

1. Статична похибка $\Delta X_{ст}$ – різниця між завданням і усталеним значенням

$$\Delta X_{ст} = X_{зад} - X_{уст} \text{ (в абсолютних величинах);}$$

$$\varepsilon_{ст} = \frac{\Delta X_{ст}}{X_{зад}} 100\% \text{ (у відносних величинах);}$$

2. Діапазон регулювання – відношення максимально-можливого усталеного значення до мінімально-можливого

$$D_x = \frac{X_{\max уст}}{X_{\min уст}}.$$

Розрізняють наступні **динамічні показники** якості керування:

1. t_{nn} – час перехідного процесу. Процес вважається усталеним, якщо вихідна координата X відрізняється від усталеного значення не більше ніж на 5%. Швидкодія – зворотна до часу перехідного процесу величина.

2. Характер перехідного процесу (рис. 4.1):

тип 1 – коливальний, при якому похідна за часом dX/dt змінює свій знак більше одного разу;

тип 2 – аперіодичний, при якому dX/dt змінює знак лише одного разу;

тип 3 – монотонний, при якому dX/dt не змінює свій знак.

3. Динамічна похибка – часова функція різниці між завданням та реальним значенням

$$\Delta X_{дин}(t) = X_{зад} - X(t).$$

При $t \geq t_{nn} \Delta x_{дин} = \Delta x_{ст}$.

4. Перерегулювання – максимальне відхилення X від $X_{уст}$ виражене у відсотках

$$\sigma = \frac{X_{уст \max}}{X_{уст}}.$$

5. Кількість коливань за перехідний процес або ступінь затухання:

$$\Psi = \left(1 - \frac{X_{\max 2} - X_{уст}}{X_{\max 1} - X_{уст}} \right) 100\%.$$

Типові налаштування систем керування електроприводами

На рис. 4.2 зображено структурну схему системи керування з **підсумовуючим підсилювачем**. Особливість системи полягає в тому, що керуючою дією є сигнал, пропорційний алгебраїчній сумі завдання та усіх зворотних зв'язків за координатами об'єкта керування (X_1, X_2, X_3)

$$X_{\text{вих}} = k_n (X_{\text{зад}} \pm k_{331} X_1 \pm k_{332} X_2 \pm k_{333} X_3),$$

де k_n – коефіцієнт підсилення підсумовуючого підсилювача Π ,
 k_{33i} – коефіцієнти зворотних зв'язків за відповідними координатами.

На схемі ВО позначає передаточну функцію виконавчого органу. Об'єкт керування розбито на три послідовно-з'єднані передаточні функції. Зворотні зв'язки у системі можуть бути як додатними, так і від'ємними.

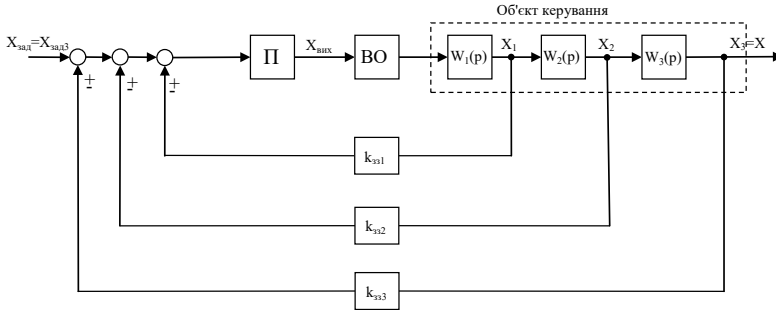


Рис. 4.2 – Структурна схема системи за структурою з підсумовуючим підсилювачем

Основною перевагою системи є простота реалізації та висока швидкодія, оскільки регулятор (підсилювач) реагує одразу на зміну будь-якої з координат.

Основним недоліком є неможливість незалежного керування окремими координатами та складність налаштування.

На рис. 4.3 зображено структурну схему системи з **незалежним регулюванням координат**.

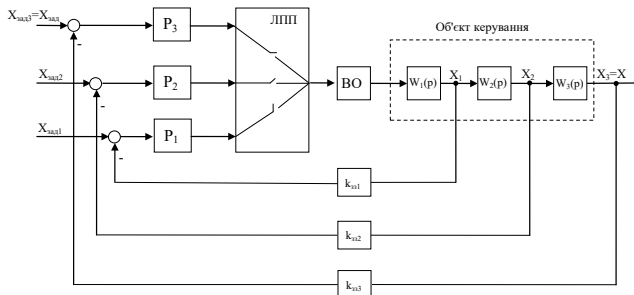


Рис. 4.3 – Структурна схема системи з незалежним регулюванням координат

Особливістю системи є те, що для кожної координати об'єкту організовано свій контур керування з відповідним регулятором P_i . Проте, ці контури не можуть працювати одночасно. Який контур замикається в даний момент часу, визначає логічний перемикаючий пристрій ЛПП. Регулювання координат є незалежним, оскільки в кожному контурі є своє завдання.

Перевагами системи є можливість незалежного регулювання координат, простота настроювання кожного контуру та висока швидкодія.

Основний недолік – складність розробки і реалізації ЛПП.

Найбільш розповсюдженою структурою керування електроприводами на даний час залишається структура з **підпорядкованим регулюванням координат** (рис. 4.4).

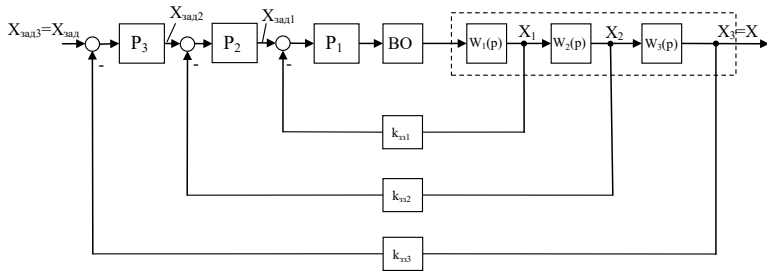


Рис. 4.4 - Структурна схема системи з підпорядкованим регулюванням координат

Особливість керування полягає в тому, що вихідний сигнал регулятора кожного зовнішнього контуру є завданням для внутрішнього.

Основні переваги – простота настроювання і наладки, можливість простого обмеження координат за рахунок обмеження вихідних сигналів регуляторів та висока якість керування.

Основні недоліки – зменшення швидкодії системи зі збільшенням числа контурів.

Найбільш часто на практиці застосовуються налаштування контурів за аперіодичним законом та на модульний і симетричний оптимуми.

При **аперіодичному налаштуванні** необхідно звести передаточну функцію замкненого контуру до аперіодичної ланки.

Приклад. Здійснити налаштування системи (рис. 4.5) за аперіодичним законом.

Об'єкт керування представлено послідовним з'єднанням інтегратора та аперіодичної ланки з коефіцієнтом передачі $k_{об}$ та сталою часу $T_{об}$. Виконавчий орган – без інерційна ланка (підсилювач) $k_{во}$.

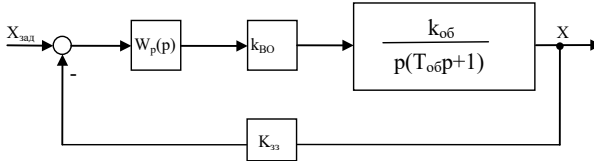


Рис. 4.5 – Структурна схема системи керування

Необхідно знайти передаточну функцію регулятора $W_p(p)$, що забезпечує аперіодичне настроювання контуру. Для цього необхідно підібрати такий регулятор, щоб в прямому каналі отримати інтегратор.

Тобто, бажана передаточна функція прямого каналу має бути у вигляді

$$W_{баж}(p) = \frac{k_{баж}}{p} = W_p(p) \frac{k_{во} k_{об}}{p(T_{об} p + 1)}$$

де $k_{баж}$ – бажаний коефіцієнт підсилення прямого каналу.

Тоді передаточна функція регулятора буде наступною

$$W_p(p) = \frac{k_{баж} p(T_{об} p + 1)}{p k_{во} k_{об}} = \frac{k_{баж}}{k_{во} k_{об}} (T_{об} p + 1)$$

Передаточна функція замкненого контуру (Рис. 4.5) знаходиться як

$$W_{зам}(p) = \frac{W_{баж}(p)}{1 + W_{баж}(p) k_{зз}} = \frac{1}{W_{баж}^{-1}(p) + k_{зз}}$$

Підставимо $W_{баж}(p)$ в останнє рівняння і отримаємо

$$W_{зам}(p) = \frac{1}{\frac{p}{k_{баж}} + k_{зз}} = \frac{1/k_{зз}}{\frac{1}{k_{зз} k_{баж}} p + 1}$$

Тобто, контур налаштовано за аперіодичним законом. Величиною $k_{баж}$ задається бажана швидкодія контуру.

Розглянемо настроювання на модульний та симетричний оптимуми.

Для настроювання на **модульний оптимум** структурну схему замкнутого контуру керування необхідно привести до наступного вигляду (Рис. 4.6).

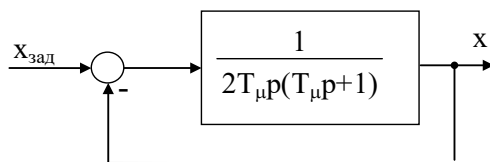


Рис. 4.6 – Структурна схема контуру при настроюванні на модульний оптимум

На схемі T_μ позначає якусь довільну малу сталу часу.

У цьому випадку перехідна характеристика контуру буде наступною (рис. 4.7).

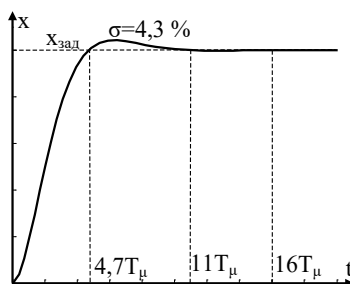


Рис. 4.7 – Перехідна характеристика контуру при настроюванні на модульний оптимум

Для настроювання на симетричний оптимум структурну схему контуру керування необхідно трансформувати до вигляду, як показано на рис. 4.8.

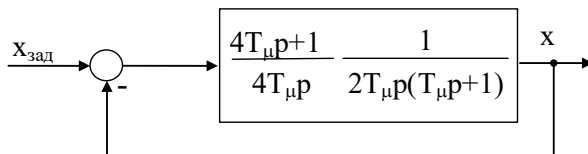


Рис. 4.8 – Структурна схема контуру при настроюванні на симетричний оптимум

Перехідна характеристика контуру з настроюванням на симетричний оптимум має перерегулювання 43% (рис. 4.9).

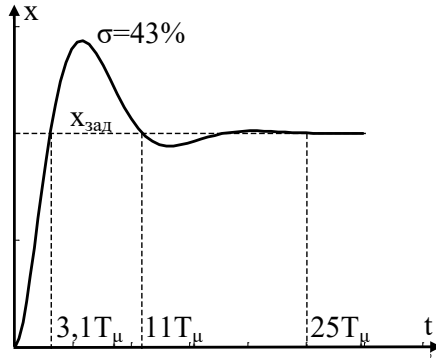


Рис. 4.9 – Перехідна характеристика контуру з настроюванням на симетричний оптимум

Настроювання на симетричний оптимум, як правило, використовують в контурах, які містять послідовне з'єднання аперіодичної ланки та інтегратора, щоб забезпечити в контурі нульову статичну похибку. В цьому випадку отримують ПІ-регулятор.

Настроювання на модульний оптимум застосовують в контурах, які складаються з двох послідовних аперіодичних ланок, і в результаті отримують ПІ-регулятор та нульову статичну похибку системи.

Застосування настроювання на модульний оптимум в контурах з послідовним з'єднанням аперіодичної ланки та інтегратора дає ПІ-регулятор і тому є допустимим в системах з певною статичною помилкою.

Розглянемо приклад процедури настроювання для контуру на рис. 4.10.

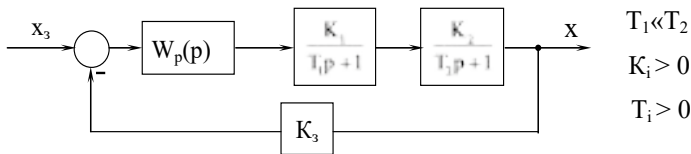


Рис. 4.10 – Структурна схема прикладу процедури настроювання

Необхідно здійснити настроювання контуру на модульний оптимум. Тобто, визначити передаточну функцію регулятора та її параметри.

Зведемо контур до вигляду з одиничним зворотним зв'язком (рис. 4.11).

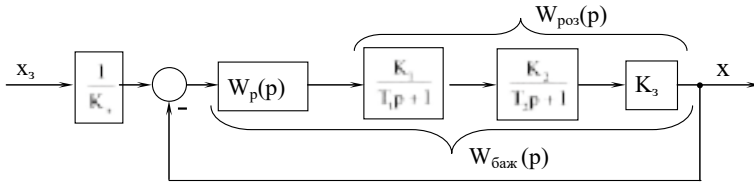


Рис. 4.11 – Структурна схема контуру, приведеного до одиничного зворотного зв'язку

Передаточна функція розімкненого незкорегованого (без урахування регулятора) контуру

$$W_{\text{роз}}(p) = \frac{K_1}{T_1 p + 1} \frac{K_2}{T_2 p + 1} K_3.$$

Тоді бажана передаточна функція зкорегованого контуру

$$W_{\text{баж}}(p) = W_p(p) W_{\text{роз}}(p).$$

Прийемо, що $T_1 = T_\mu$ є малою сталою часу. Тоді

$$W_{\text{баж}}(p) = \frac{1}{2T_1 p (T_1 p + 1)}.$$

Передаточна функція регулятора визначається як

$$W_p(p) = \frac{W_{\text{баж}}(p)}{W_{\text{роз}}(p)} = \frac{1}{2T_1 p (T_1 p + 1)} \frac{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}{K_1 K_2 K_3} = \frac{T_2 p + 1}{2T_1 K_1 K_2 K_3 p}.$$

Засоби технічної реалізації замкнених систем керування електроприводами

Розглянемо типові регулятори систем керування електроприводами.

П-регулятор (пропорційний регулятор)

Структурна схема П-регулятора подана на рис. 4.12.

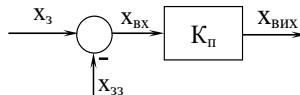


Рис. 4.12 – Структурна схема П-регулятора

Вхідний сигнал регулятора $x_{\text{вх}}$ є різницею сигналу завдання x_3 та сигналу зворотного зв'язку x_{33} .

Вихідний сигнал регулятора з коефіцієнтом передачі K_n визначається рівнянням

$$x_{\text{вих}} = K_{\text{п}}(x_3 - x_{33}).$$

Передаточна функція регулятора:

$$W_p(p) = K_{\text{п}}.$$

Технічна реалізація П-регулятора з використанням операційного підсилювача показана на рис. 4.13.

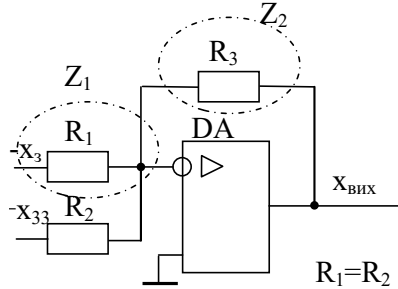


Рис. 4.13 – Схема технічної реалізації П-регулятора

Передаточна функція схеми

$$W_{\text{ex}}(p) = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{R_3}{R_1}.$$

Для того, щоб реалізувати заданий коефіцієнт передачі, необхідно щоб виконувалась рівність:

$$K_{\text{п}} = \frac{R_3}{R_1}.$$

Задаються величиною R_1 або R_3 , а іншу знаходять з останнього рівняння.

Перехідна характеристика регулятора показана на рис. 4.14.

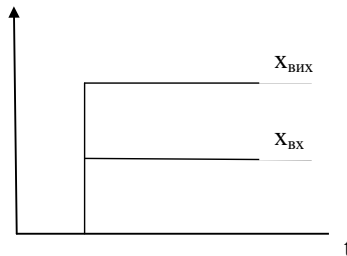


Рис. 4.14 – Перехідна характеристика П-регулятора

П-регулятор має наступні переваги:

- простота реалізації;
- висока швидкодія системи з П-регулятором.

Основними недоліками контуру з П-регулятором є:

- наявність статичної помилки в системі;
- збільшення коливальності контуру зі збільшенням K_n .

I-регулятор (інтегральний регулятор)

Вихідний сигнал інтегрального регулятора є інтеграл за часом від вхідного сигналу

$$x_{\text{вих}} = \frac{1}{T_p} \int_0^t x_{\text{вх}} dt = \frac{1}{T_p} \int_0^t (x_+ - x_-) dt,$$

де T_p – стала інтегрування.

Отже,

$$X_{\text{вих}} = \frac{1}{T_p p} X_{\text{вх}}.$$

Тому передаточна функція I-регулятора буде наступною

$$W_p(p) = \frac{1}{T_p p}.$$

Структурна схема регулятора показана на рис. 4.15, а його перехідна характеристика на рис. 4.16.

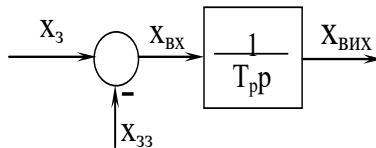


Рис. 4.15 – Структурна схема I-регулятора

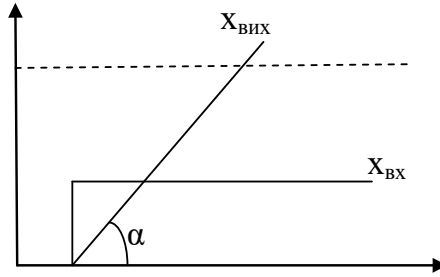


Рис. 4.16 – Перехідна характеристика I-регулятора

Вихідний сигнал наростає лінійно у функції часу з кутом α , який визначається сталою інтегрування. Збільшення T_p відповідає зменшенню α .

В реальних регуляторах вихідний сигнал не росте до нескінченності, а обмежується фізичними можливостями регулятора на певному рівні (штрихова лінія).

При технічній реалізації на основі операційного підсилювача схема I-регулятора має наступний вигляд.

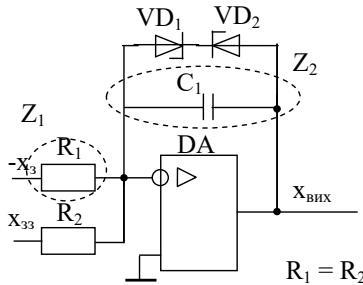


Рис. 4.17 – Схема реалізації I-регулятора

Передаточна функція схеми

$$W_{cx}(p) = -\frac{Z_2(p)}{Z_1(p)} = -\frac{1}{R_1} = -\frac{1}{R_1 C_1 p}$$

Порівняємо передаточні функції схеми і регулятора. Висновок – необхідно виконувати умову

$$T_1 = R_1 C_1$$

Для цього, як правило, задаються $C_1=1\mu\text{кФ}$ і R_1 знаходять з останнього рівняння.

Якщо напруга на конденсаторі C_1 (рис. 4.17) перевищує номінальну напругу стабілотронів VD_1 і VD_2 , то вони відкриваються і закорочують C_1 . В результаті конденсатор розряджається, напруга на ньому знижується і стає нижчою, ніж номінальна напруга стабілотронів, після чого стабілотрони розривають контур розряду конденсатора.

Стабілотрони використовуються для точного обмеження вихідної напруги регулятора на певному рівні.

Перевага I-регулятора полягає в забезпеченні відсутності статичної помилки в контурі.

Недоліком є суттєве зменшення запасу стійкості за фазою, через що збільшується коливальність контурів.

III-регулятор (пропорційно-інтегральний регулятор)

Вихідний сигнал III-регулятора складається з двох доданків: одного, пропорційного вхідному сигналу, та другого, пропорційного часовому інтегралу від вхідного сигналу

$$x_{вих} = K_p x_{вх} + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t x_{вх} dt = K_p (x_3 - x_{33}) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t (x_3 - x_{33}) dt,$$

де T_i стала часу регулятора.

Для статичності режиму необхідно, щоб $x_{вих} = \text{const}$. Це можливо лише в одному випадку, коли підінтегральна функція $(x_3 - x_{33}) = 0$. Тобто, в статичному режимі виконується рівність $x_3 = x_{33}$.

Таким чином, статична помилка буде відсутньою для будь-якого регулятора, який містить інтегральну складову.

Отримаємо передаточну функцію III-регулятора.

$$X_{вих} = K_p X_{вх} + \frac{K_p}{T_i p} X_{вх} = \frac{K_p T_i p + K_p}{T_i p} X_{вх} = K_p \frac{T_i p + 1}{T_i p} X_{вх}.$$

Тобто

$$W_p(p) = K_p \frac{T_i p + 1}{T_i p}.$$

Перехідна характеристика ІІІ-регулятора зображена на рис. 4.18. Штриховою лінією показано обмеження, яке не може перевищити вихідний сигнал, викликане фізичними можливостями схеми регулятора.

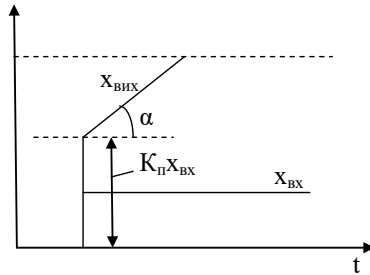


Рис. 4.18 – Перехідна характеристика ІІІ-регулятора

Схема на основі операційного підсилювача, яка реалізує ІІІ-регулятор, показана на рис. 4.19.

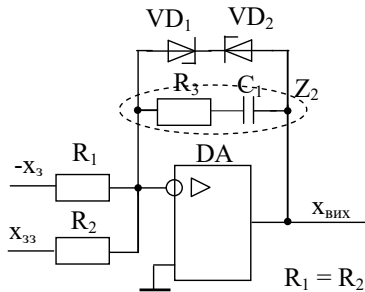


Рис. 4.19 – Схема реалізації ІІІ-регулятора

Передаточна функція схеми має наступний вигляд

$$W_{cx}(p) = -\frac{R_3 + \frac{1}{C_1 p}}{R_1} = -\frac{R_3 C_1 p + 1}{R_1 C_1 p} = -\left[\frac{R_3}{R_1} + \frac{1}{R_1 C_1 p} \right].$$

Передаточну функцію регулятора можливо записати як суму пропорційної та інтегральної складових

$$W_p(p) = K_n + \frac{K_n}{T_i p}.$$

Прирівнюючи відповідні складові передаточних функцій, отримаємо умови для розрахунку опорів та ємностей

$$\begin{cases} K_n = \frac{R_3}{R_1}, \\ \frac{K_n}{T_i} = \frac{1}{R_1 C_1}. \end{cases}$$

Система складається з двох рівнянь, але містить три змінні. Тому задаються однією з них, наприклад $C_1=1\text{мкФ}$, а R_3 і R_1 знаходять із системи рівнянь.

ПІД-регулятор (пропорційно-інтегрально-диференціальний регулятор)

Вихідний сигнал регулятора є сумою пропорційної, інтегральної та диференціальної складових

$$x_{\text{вих}} = K_n x_{\text{вх}} + \frac{K_n}{T_i} \int x_{\text{вх}} dt + K_n T_d \frac{dx_{\text{вх}}}{dt} = K_n (x_{\text{вх}}) + \frac{K_n}{T_i} \int (x_{\text{вх}} - x_{\text{ст}}) dt + K_n T_d \frac{d(x_{\text{вх}} - x_{\text{ст}})}{dt},$$

де T_d – стала диференціювання.

В операторному вигляді

$$x_{\text{вих}} = \left(K_n + \frac{K_n}{T_i p} + K_n T_d p \right) x_{\text{вх}}.$$

Передаточна функція ПІД-регулятора

$$W_p(p) = K_n + \frac{K_n}{T_i p} + K_n T_d p = K_n \left(\frac{T_i p + 1 + T_d T_i p^2}{T_i p} \right).$$

Перехідна характеристика ПІД-регулятора представлена на рис. 4.20.

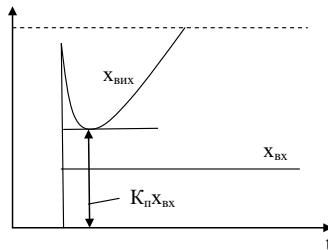


Рис. 4.20 – Перехідна характеристика ПІД-регулятора

Технічна реалізація ПІД-регулятора показана на рис. 4.21.

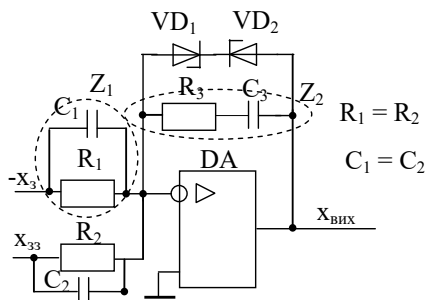


Рис. 4.21 – Схема для технічної реалізації ПІД-регулятора

Відповідно передаточна функція схеми буде

$$\begin{aligned}
 W_{\text{сх}}(p) &= - \frac{R_3 + \frac{1}{C_3 p}}{\frac{R_1 \frac{1}{C_1 p}}{R_1 + \frac{1}{C_1 p}}} = - \frac{\frac{R_3 C_3 p + 1}{C_3 p}}{\frac{R_1}{R_1 C_1 p + 1}} = - \frac{(R_3 C_3 p + 1)(R_1 C_1 p + 1)}{R_1 C_3 p} = \\
 &= - \left[R_3 C_1 p + \frac{R_3 C_3 + R_1 C_1}{R_1 C_3} + \frac{1}{R_1 C_3 p} \right].
 \end{aligned}$$

Щоб передаточні функції регулятора та схеми збігалися, необхідно щоб виконувались умови

$$\begin{cases}
 K_n T_d = R_3 C_1, \\
 \frac{K_n}{T_i} = \frac{1}{R_1 C_3}, \\
 K_n = \frac{R_3}{R_1} + \frac{C_1}{C_3}.
 \end{cases}$$

Система складається з трьох рівнянь і містить чотири змінні. Однією необхідно задатися, а інші знайти із системи.

Розглянемо типові вузли зворотних зв'язків, які використовуються в системах керування електроприводами.

Вузли зворотного зв'язку за швидкістю

Схему принципову електричну вузла зворотного зв'язку за швидкістю на основі **тахогенератора** показано на рис. 4.22.

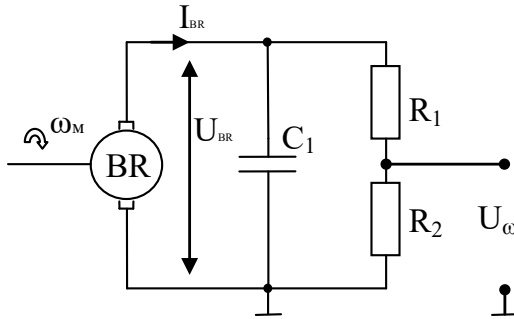


Рис. 4.22 – Схема електрична принципова вузла зворотного зв'язку за швидкістю

Основною ланкою вузла є тахогенератор BR, напруга на виході якого пропорційна швидкості. Основною характеристикою тахогенератора з точки зору систем автоматичного керування є крутизна наростання його вихідної напруги U_{BR}

$$\beta = \frac{\Delta U_{BR}}{\Delta \omega_{BR}},$$

де ω_{BR} – швидкість обертання тахогенератора, яка дорівнює швидкості обертання двигуна ω_M .

Вузол зворотного зв'язку за швидкістю розраховується на основі трьох умов:

1) Умова механічної міцності – тахогенератор не може бути вибраний з номінальною швидкістю, меншою ніж швидкість двигуна

$$\omega_{HBR} \geq \omega_{HM}.$$

2) Умова неперегрівання тахогенератора – статичний струм тахогенератора не повинен перевищувати своє номінальне значення

$$I_{BR} \leq I_{HBR}.$$

Напруга на виході тахогенератора

$$U_{BR} = \beta \omega_{BR}.$$

Зі схеми струм тахогенератора

$$I_{BR} = \frac{U_{BR}}{R_1 + R_2} = \frac{\beta \omega_{BR}}{R_1 + R_2}.$$

Тоді необхідно, щоб виконувалась умова

$$\frac{\beta\omega_{BR}}{R_1+R_2} \leq I_{HBR}.$$

З останнього виразу випливає, що

$$R_1 + R_2 \geq \frac{\beta\omega_{BR}}{I_{HBR}}.$$

Прийемо, що швидкість двигуна не перевищує номінального значення.

Тоді

$$R_1 + R_2 \geq \frac{\beta\omega_{HM}}{I_{HBR}}.$$

3) Умова забезпечення необхідного коефіцієнта зворотного зв'язку за швидкістю.

Коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю

$$k_\omega = \frac{U_\omega}{\omega_M}.$$

Значить

$$k_\omega = \frac{I_{BR}R_2}{\omega_M} = \frac{\beta\omega_M}{\omega_M} \frac{R_2}{R_1+R_2} = \frac{\beta R_2}{R_1+R_2}.$$

Тоді

$$\frac{1}{k_\omega} = \frac{R_1+R_2}{\beta R_2} = \frac{1}{\beta} \left(\frac{R_1}{R_2} + 1 \right),$$

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{\beta}{k_\omega} - 1.$$

Задавшись R_1 , можливо знайти R_2 , або навпаки.

Конденсатор C_1 виконує роль фільтра для завад, які виникають при переході щіток тахогенератора з однієї пластини колектора на іншу.

Більш сучасним є варіант вузла зворотного зв'язку за швидкістю на основі **фотоімпульсного датчика** швидкості (рис. 4.23).

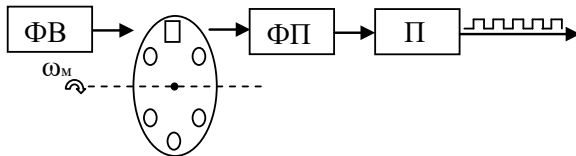


Рис. 4.23 – Фотоімпульсний датчик швидкості

Принцип дії датчика ґрунтується на використанні диска з прорізами на периферії. Коли диск обертається на валу двигуна, світловий сигнал з фото-

випромінювача ФВ попадає на фотоприймач ФП у випадку, якщо між ними з'являється проріз. В результаті, на час проходження світла, підсилювач П формує відповідний електричний імпульс. При обертанні виникає послідовність імпульсів, кількість яких пропорційна зміні положення валу двигуна, а частота – швидкості. Для того щоб визначити швидкість, необхідно полічити кількість імпульсів за певний інтервал часу і розділити на цей час. Дана схема є нереверсивною.

Для врахування реверсу на диску ставлять другий ряд прорізів, зсунутих на 90 електричних градусів. В результаті отримують дві послідовності імпульсів – косинусну та синусну, зсунуті на 90°. В залежності від того, яка послідовність випереджає іншу, визначають напрямок обертання.

Більший за площею проріз (лише один на периферії) дозволяє фіксувати повний оберт і боротися з явищем накопичення помилки вимірювання.

Основна характеристика датчика швидкості – це кількість імпульсів на один оберт. Чим більша кількість, тим більша точність, але вимагається лічильник більшого об'єму для підрахунку імпульсів.

Вузли зворотного зв'язку за струмом

На рис. 4.24 показано реалізацію вузла зворотного зв'язку за струмом на основі шунта та операційного підсилювача.

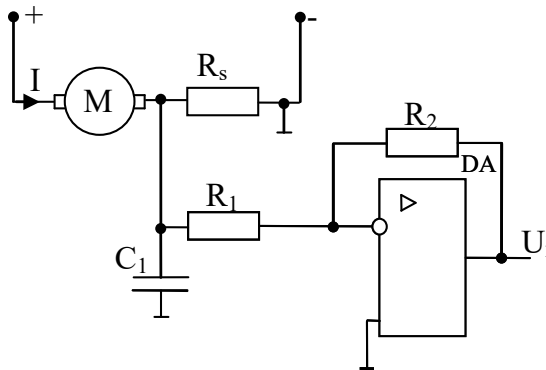


Рис. 4.24 – Вузол зворотного зв'язку за струмом на базі шунта та операційного підсилювача

Напруга на шунті

$$U_S = R_S I.$$

Вихідна напруга датчика струму

$$U_i = -\frac{R_2}{R_1} U_S = -\frac{R_2}{R_1} R_S I.$$

Схема повинна забезпечувати заданий коефіцієнт зворотного зв'язку за струмом

$$k_i = \frac{U_i}{I}.$$

Тобто

$$k_i = \frac{R_2}{R_1} R_S.$$

Переваги схеми є наступними:

- 1) простота реалізації;
- 2) зміна полярності U_i при зміні напрямку протікання струму.

Основні недоліки – низька завадостійкість, яка дещо підвищується за рахунок фільтру C_1 , та відсутність гальванічної розв'язки між силовими та керуючими колами.

На рис. 4.25 зображено схему вузла зворотного зв'язку за струмом з сумішним згладжуючим дроселем.

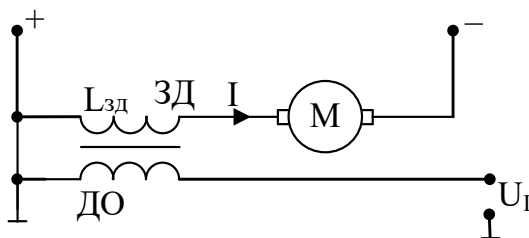


Рис. 4.25 – Вузол зворотного зв'язку за струмом на базі згладжуючого дроселя

Додаткову обмотку ДО намотують на тому ж осерді, що і згладжуючий дросель ЗД. При цьому напруга U_i буде пропорційна I , а співвідношення кількості витків вибирають таким, щоб забезпечити заданий коефіцієнт зворотного зв'язку k_i . Даний тип датчика використовується в комплектному електроприводі БУ3509.

Основні переваги даної реалізації датчика:

- 1) простота реалізації;
- 2) врахування напрямку протікання струму;
- 3) висока завадостійкість.

Основні недоліки:

- 1) висока вартість;
- 2) високі масогабаритні показники.

На рис. 4.26 показано схему вузла зворотного зв'язку за струмом з **непрямим вимірюванням струму**.

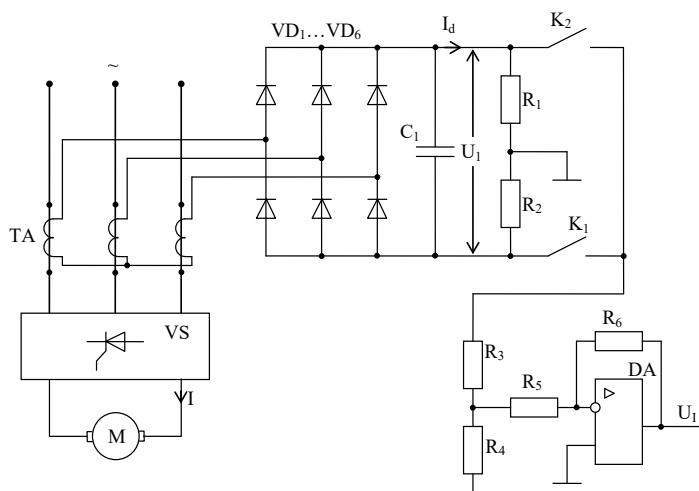


Рис. 4.26 – Вузол зворотного зв'язку за струмом з непрямим вимірюванням струму

Ідея полягає в тому, що амплітуда синусоїдного струму на вході тиристорного перетворювача VS пропорційна струму якоря I .

Тому амплітуда напруги на вторинних обмотках трансформатора ТА також пропорційна струму якоря. Оскільки системи керування працюють на постійному струмі, то ця трифазна напруга випрямляється за допомогою випрямляча $VD_1 - VD_6$ та фільтра C_1 . Напруга U_1 на резисторах R_1 та R_2 буде $U_1/2$, але різної полярності.

Тиристорний випрямляч є реверсивним і складається з двох керованих мостів, включених зустрічно-паралельно. Для забезпечення необхідної полярності на обмотці якоря включається один з мостів, інший виключається.

При необхідності реверсу навіпаки. Тому для сигналізації включення мостів використовують реле К1 та К2, які непрямим шляхом дозволяють вибрати полярність напруги зворотного зв'язку U_f . Далі напруга понижується до необхідного рівня дільником R3-R4 та забезпечується заданий k_f вибором відношення R6/R5.

4.2. Системи керування електроприводами постійного струму

Одноконтурна система керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням

Функціональна схема одноконтурної системи керування швидкістю двигуна постійного струму представлена на рис. 4.27.

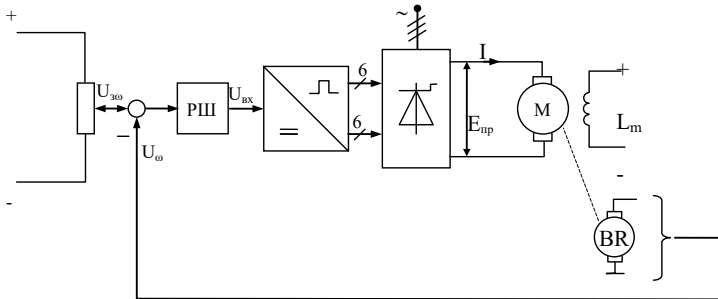


Рис. 4.27 – Функціональна схема одноконтурної системи керування швидкістю двигуна постійного струму

Обмотка якоря двигуна М живиться від керованого випрямляча, напруга на виході якого $E_{пр}$ у статичному режимі пропорційна напрузі завдання перетворювача $U_{вк}$. У системі реалізовано замкнений контур регулювання швидкості за допомогою тахогенератора BR, при цьому регулятор швидкості РШ забезпечує необхідні статичні та динамічні показники якості.

Структурна схема системи керування, відповідно до функціональної на рис. 4.27, подана на Рис. 4.28.

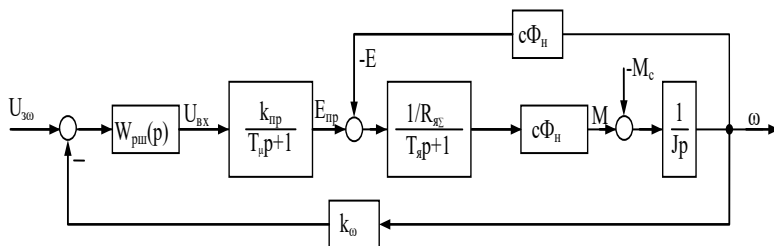


Рис. 4.28 – Структурна схема одноконтурної системи керування швидкістю двигуна постійного струму

На схемі прийнято наступні позначення:

- сумарний активний опір якірного кола (сума опорів якоря та згладжуючого дроселя) $R_{яс} = R_{я} + R_{др}$;

- сумарна індуктивність якірного кола (сума індуктивностей якоря та згладжуючого дроселя) $L_{яс} = L_{я} + L_{др}$;

- стала часу якоря (електромагнітна стала часу) $T_{я} = \frac{L_{яс}}{R_{яс}}$;

- приведений до валу двигуна момент інерції J ;

- момент двигуна M ;

- момент опору на валу двигуна M_c ;

- добуток конструктивної сталої двигуна на номінальний потік

$$c\Phi_H = \frac{U_H - I_H R_{я}}{\omega_H}$$

Номінальний струм якоря двигуна можливо знайти через паспортні дані двигуна (номінальні потужність P_H , напругу U_H та коефіцієнт корисної дії η)

$$I_H = \frac{P_H}{U_H \eta}$$

У випадку, якщо немає паспортного значення активного опору якоря, його приблизно можливо розрахувати наступним чином

$$R_{\text{я}} = 0.5 \frac{U_{\text{н}}}{I_{\text{н}}} (1 - \eta).$$

Коефіцієнт передачі перетворювача визначається відношенням максимально-можливої напруги на його виході (як правило 230 чи 460 В) до максимально-можливої напруги його завдання (вхідної напруги системи імпульсно-фазового керування СІФК, як правило 10 В)

$$k_{\text{пр}} = \frac{E_{\text{прmax}}}{U_{\text{вхmax}} = \frac{230(460)}{10}}.$$

Стала часу перетворювача T_{μ} - мала некомпенсована стала часу, яка враховує наявність фільтрів в СІФК, а також запізнення при відкриванні тиристорів. Оскільки для забезпечення різної напруги необхідний різний кут відкривання тиристорів, який визначає час необхідний для зміни величини напруги, то T_{μ} виявляється плаваючою величиною, яка залежить від напруги. Чим менша напруга, тим більша T_{μ} . З метою спрощення розрахунків T_{μ} приймають константою (0.01 с для тиристорних перетворювачів, 0.001 с для транзисторних).

Коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю визначається рівнянням

$$k_{\omega} = \frac{U_{\omega}}{\omega} \left[\frac{B}{\text{рад/с}} \right].$$

Його величина знаходиться як відношення максимально-можливого значення сигналу зворотного зв'язку (максимально-можливого завдання, як правило 10 В) та максимальної швидкості

$$k_{\omega} = \frac{U_{\omega\text{max}}}{\omega_{\text{max}}} = \frac{10}{k_3 \omega_{\text{н}}},$$

де k_3 – коефіцієнт запасу.

При великих завданнях швидкості $U_{3\omega}$ та великому навантаженні M_C вихідний сигнал регулятора швидкості, як правило, попадає в зону обмеження, що змінює вид статичних і динамічних характеристик. Наприклад, при ПІ регуляторі швидкості з'являється статична помилка. Тому в формулу для k_{ω} вводять коефіцієнт запасу $k_3 = 1.2 \div 1.4$.

Розглянемо процедуру **синтезу системи керування**.

Отримаємо передаточну функцію двигуна при $M_c=0$.

$$W_{\text{дв}}(p) = \frac{\omega(p)}{E_{\text{пр}}(p)} = \frac{\frac{1}{T_{\text{я}}p + 1} c\Phi_{\text{H}} \frac{1}{Jp}}{1 + \frac{1}{T_{\text{я}}p + 1} c\Phi_{\text{H}} \frac{1}{Jp} c\Phi_{\text{H}}} = \frac{\frac{c\Phi_{\text{H}}}{R_{\text{я}\Sigma}}}{(T_{\text{я}}p + 1)Jp + \frac{(c\Phi_{\text{H}})^2}{R_{\text{я}\Sigma}}} =$$

$$= \frac{\frac{1}{c\Phi_{\text{H}}}}{\frac{R_{\text{я}\Sigma}}{(c\Phi_{\text{H}})^2} (T_{\text{я}}p + 1)Jp + 1} = \frac{\frac{1}{c\Phi_{\text{H}}}}{T_{\text{М}}T_{\text{я}}p^2 + T_{\text{М}}p + 1},$$

де $T_{\text{М}} = J \frac{R_{\text{я}\Sigma}}{(c\Phi_{\text{H}})^2}$ - механічна стала часу приводу.

З урахуванням цього структурна схема системи керування матиме одноконтурний вигляд (рис. 4.29).

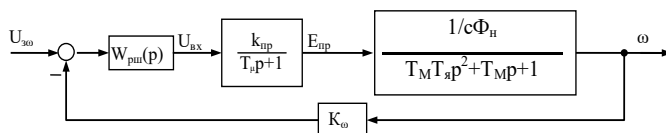


Рис. 4.29 – Одноконтурна структурна схема системи керування

Приведемо структурну схему до вигляду з одиничним зворотним зв'язком (рис. 4.30).

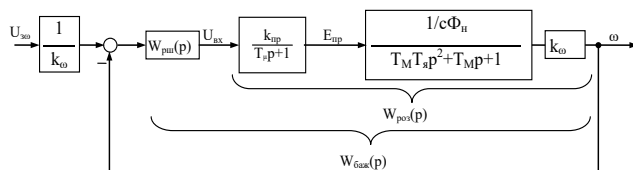


Рис. 4.30 – Структурна схема системи керування, приведена до одиничного зворотного зв'язку

Передаточна функція регулятора швидкості при настроюванні контуру на модульний оптимум

$$W_{рш}(p) = \frac{W_{баж}(p)}{W_{роз}(p)} = \frac{1}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p + 1)} \frac{T_{\mu}p + 1}{k_{np}} \frac{T_M T_{я} p^2 + T_{MP} + 1}{\frac{1}{c\Phi_H}} \frac{1}{k_{\omega}} =$$

$$= \frac{T_M T_{я} p^2 + T_{MP} + 1}{2T_{\mu} k_{np} k_{\omega} \frac{1}{c\Phi_H} p}.$$

Отримано ПД регулятор, стандартна форма запису якого є наступною

$$W_{рш}(p) = k_p \left(1 + T_d p + \frac{1}{T_{ip}} \right) = k_p \frac{T_d T_{ip} p^2 + T_{ip} + 1}{T_{ip}},$$

де $k_p = \frac{c\Phi_H T_M}{2T_{\mu} k_{np} k_{\omega}}$; $\frac{k_p}{T_i} = \frac{c\Phi_H}{2T_{\mu} k_{np} k_{\omega}}$ (тобто $T_i = T_M$); $k_p T_d = \frac{T_M T_{я} c\Phi_H}{2T_{\mu} k_{np} k_{\omega}}$ (тобто $T_d =$

$T_{я}$).

Отримаємо **статичні характеристики** системи керування.

Умовою статичності режиму є нульове значення похідних усіх координат двигуна. Тому вихідний сигнал ПД-регулятора повинен бути постійним. Така умова задовольняється лише тоді, коли на вході регулятора сигнал дорівнює нулю.

$$U_{з\omega} - U_{\omega} = 0 \text{ або } U_{з\omega} - k_{\omega}\omega = 0.$$

Звідси рівняння статичної характеристики буде наступним

$$\omega = \frac{1}{k_{\omega}} U_{з\omega}.$$

Як видно з рівняння, швидкість двигуна не залежить від моменту навантаження і однозначно визначається напругою завдання $U_{з\omega}$, тобто характеристика є абсолютно жорсткою. Сімейство характеристик при різних завданнях швидкості показано на рис. 4.31. При зміні моменту навантаження статичне значення швидкості не змінюється.

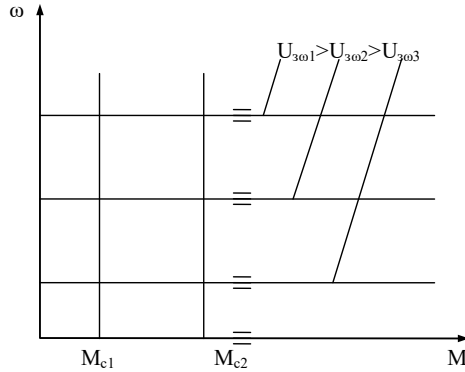


Рис. 4.31 – Статичні характеристики системи керування

Перехідні процеси в системі керування при пуску без навантаження та стрибкоподібному накиданні навантаження представлені на рис. 4.32.

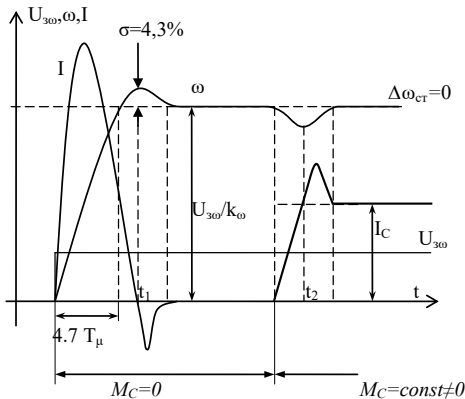


Рис. 4.32 – перехідні процеси в системі керування

При подачі стрибкоподібного завдання швидкості на холостому ходу (без навантаження) перехідні процеси в контурі швидкості протікають згідно стандартного настроювання на модульний оптимум.

При цьому вихідний сигнал ПІД-регулятора не повинен потрапляти в зону обмеження. При усталеному значенні швидкості на холостому ході, струм повинен дорівнювати нулю.

Під час розгону на кривій швидкості існує точка максимуму (при $t=t_1$). Згідно положень дослідження функцій на екстремум у цій точці похідна по часу

(прискорення) повинна дорівнювати нулю. Тому виходячи з рівняння руху валу $J \frac{d\omega}{dt} = c\Phi_n(I - I_c)$ струм повинен дорівнювати нулю, оскільки $I_c=0$.

При накиданні моменту навантаження швидкість просідає і через деякий час повертається до попереднього значення, якщо вихід регулятора не знаходиться в зоні обмеження. Точка мінімуму швидкості відповідає моменту, коли крива струму досягає рівня I_c (при $t=t_2$). Після завершення перехідних процесів $I=I_c$.

Схема електрична, принципова, спрощена системи керування показана на рис. 4.33.

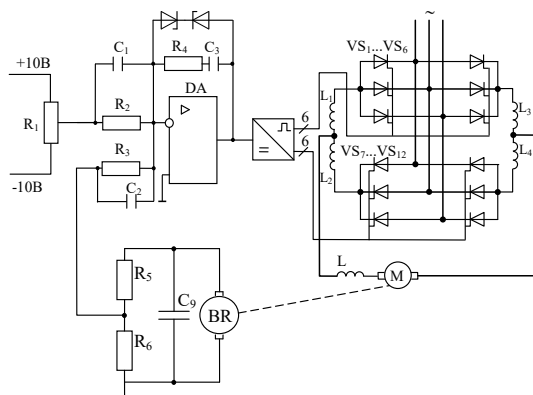


Рис. 4.33 – Схема електрична принципова системи керування

Перетворювач напруги складається з двох комплектів тиристорів, включених зустрічно-паралельно, що дозволяє реалізувати реверс. Можливі два основні способи керування комплектами: роздільний та узгоджений.

При роздільному способі керуючі імпульси подаються лише на один з комплектів, інший комплект – відключений. При необхідності реверсу блокують подачу імпульсів на працюючий комплект, очікують поки струм через комплект спаде до нуля і лише після цього подаються керуючі імпульси на тиристори іншого комплекту. Для оцінки спадання струму до нуля використовують датчики провідності вентилів. Через неідеальність тиристорів і датчика провідності вентилів можливе виникнення ситуації, коли один з комплектів вже включився,

а інший ще не відключився. В результаті виникає коротке замикання обох комплектів між собою. Врівноважуючі дроселі L_1, L_2, L_3, L_4 обмежують швидкість наростання струму, навіть у випадку короткого замикання, а за цей час другий комплект встигає відключитись.

При узгодженому керуванні – керуючі імпульси подаються одночасно на обидва комплекти. При цьому кути відпирання вибираються такими, щоб напруга на виходах комплектів була однаковою. У цьому випадку L_1, L_2, L_3, L_4 також здійснюють захист від короткого замикання, яке виникає у випадках, коли під час перехідних процесів, напруги комплектів можуть бути неоднакові.

Основний недолік одноконтурної системи керування – відсутність обмеження струму під час перехідних процесів. Обмежити струм під час перехідних процесів можливо, наприклад, плавно змінюючи завдання за допомогою R_1 . Але це призведе до збільшення часу перехідного процесу. Одним з альтернативних варіантів є застосування нелінійного зворотного зв'язку за струмом якоря.

Система керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням зі зворотним зв'язком за швидкістю і струмовим відсіканням

Функціональна схема системи керування представлена на рис. 4.34.

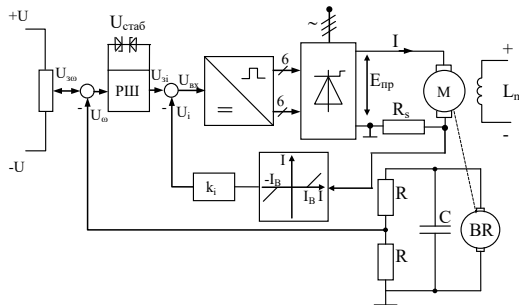


Рис. 4.34 – Функціональна схема системи керування зі зворотним зв'язком за швидкістю і струмовим відсіканням

У порівнянні з одноконтурною системою у даній системі додатково використовуються нелінійний від'ємний зв'язок за струмом якоря. Під час перехідних процесів, коли струм якоря перевищує по модулю струм відсікання

I_B , то контур струму замикається, що призводить до пом'якшення механічної характеристики двигуна, тобто обмеження струму.

Якщо ж під дією навантаження струм і далі зростає, то вихід регулятора швидкості (РШ) попадає в зону обмеження, а двигун працює на характеристиці стопоріння (ще більш м'яка, ніж попередня). Коли перехідний процес завершується, струм якоря стає меншим I_e , контур струму розмикається і система працює як звичайна одноконтурна система швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням.

Отримаємо **статичні характеристики** системи. Напряга зворотного зв'язку за струмом якоря, враховуючи нелінійність типу “нечутливість”, описується системою рівнянь

$$U_i = \begin{cases} 0 & |I| \leq |I_B| \\ k_i(I - I_B) & |I| > |I_B| \end{cases}'$$

де k_i – коефіцієнт зворотного зв'язку за струмом якоря

$$k_i = \frac{U_{i\max}}{I_{\max} - \frac{10}{\lambda I_H}}$$

Нелінійний зв'язок повинен діяти лише під час перехідних процесів. В статичному режимі двигун повинен витримувати номінальне навантаження. Тому струм відсікання вибирається в наступних межах

$$I_H < I_B < \lambda I_H.$$

Перепишемо останню систему у вигляді

$$U_i = k_i(I - I_B); \quad \begin{cases} k_i = 0 & |I| \leq |I_B| \\ k_i \neq 0 = \text{const} & |I| > |I_B| \end{cases}'$$

Остання математична формалізація зроблена для того, щоб вивести загальне рівняння статичної характеристики, в якому для умови $|I| \leq |I_e|$ достатньо буде прийняти $k_i=0$.

Рівняння електромеханічної характеристики двигуна є наступним

$$\omega = \frac{E_{np}}{c\Phi_H} - \frac{R_{я\Sigma}}{c\Phi_H} I,$$

де $R_{я\Sigma} = R_{я} + R_{др} + R_s$.

Для статичного режиму справедлива рівність

$$E_{np} = k_{np} U_{вх} = k_{np} (U_{зi} - U_i) = k_{np} (U_{зi} - k_i (I - I_B)).$$

Прийmemo, що регулятор швидкостi пропорцiональний

$$W_{pш}(p) = k_{pш}.$$

Тодi вихiдний сигнал регулятора швидкостi (а також $U_{зi}$)

$$U_{pш} = U_{зi} = k_{pш} (U_{з\omega} - k_{\omega} \omega).$$

Пiдставимо останнiй вираз у рiвняння для E_{np}

$$E_{np} = k_{np} (k_{pш} (U_{з\omega} - k_{\omega} \omega) - k_i (I - I_B)).$$

Далi пiдставимо значення E_{np} у рiвняння електромеханiчної характеристики, помноживши при цьому рiвняння на $c\Phi_n$

$$c\Phi_n \omega = k_{np} k_{pш} U_{з\omega} - k_{np} k_{pш} k_{\omega} \omega - k_{np} k_i I + k_{np} k_i I_B - R_{я\Sigma} I.$$

Перенесемо усi доданки зi швидкiстю лiво, а всi решту вправо

$$\omega (c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}) = k_{np} k_{pш} U_{з\omega} - (k_{np} k_i + R_{я\Sigma}) I + k_{np} k_i I_B.$$

В результатi рiвняння статичної характеристики набуде вигляду

$$\omega = \frac{k_{np} k_{pш}}{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}} U_{з\omega} - \frac{k_{np} k_i + R_{я\Sigma}}{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}} I + \frac{k_{np} k_i}{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}} I_B.$$

Розглянемо можливі випадки роботи системи.

1) Струм якоря менший струму відсікання $|I| \leq |I_B|$ (тобто $k_i = 0$)

У даному випадку дiє лише вiд'ємний зворотний зв'язок за швидкiстю.

Тодi рiвняння статичної характеристики набуває такого вигляду

$$\omega = \omega_{01} - \frac{1}{\beta_1} I_1,$$

$$\text{де } \omega_{01} = \frac{k_{np} k_{pш}}{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}} U_{з\omega}; \beta_1 = \frac{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}}{R_{я\Sigma}}.$$

2) Струм якоря перевищує струм відсікання $|I| > |I_B|$ (тобто $k_i \neq 0$)

У цьому випадку дiють обидва зворотнi зв'язки – за швидкiстю та за струмом. Рiвняння статичної характеристики аналогiчне

$$\omega = \omega_{02} - \frac{1}{\beta_2} I,$$

$$\text{де } \omega_{02} = \omega_{01} + \frac{k_{np} k_i}{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}} I_B, \beta_2 = \frac{c\Phi_n + k_{np} k_{pш} k_{\omega}}{k_{np} k_i + R_{я\Sigma}}.$$

Якщо порiвняти ω_{01} та ω_{02} , то зрозумiло, що $\omega_{02} > \omega_{01}$. Також очевидно, що $\beta_2 < \beta_1$, тобто характеристика для другої дiлянки є бiльш м'якою.

3) Діє зворотний зв'язок за струмом, а вихідний сигнал регулятора швидкості знаходиться в зоні обмеження, тобто $|I| > |I_B|$ і $U_{PШ} = U_{обм} = const$.

Тоді рівняння електромеханічної статичної характеристики матиме вигляд

$$c\Phi_H \omega = k_{пр}(U_{PШ} - U_I) - R_{я\Sigma} I = k_{пр}(U_{обм} - k_i(I - I_B)) - R_{я\Sigma} I.$$

Звідки швидкість виразиться як

$$\omega = \frac{k_{пр}}{c\Phi_H} U_{обм} + \frac{k_{пр}k_i}{c\Phi_H} I_B - \frac{k_{пр}k_i + R_{я\Sigma}}{c\Phi_H} I.$$

Отже, рівняння характеристики стопоріння

$$\omega = \omega_{03} - \frac{1}{\beta_3} I,$$

$$\text{де } \omega_{03} = \frac{k_{пр}}{c\Phi_H} U_{обм} + \frac{k_{пр}k_i}{c\Phi_H} I_B; \beta_3 = \frac{c\Phi_H}{k_{пр}k_i + R_{я\Sigma}} < \beta_2$$

Оскільки $k_{PШ}U_{3\omega}$ не може перевищувати $U_{обм}$, то

$$\frac{k_{пр}}{c\Phi_H} U_{обм} > \omega_{01} = \frac{k_{пр}k_{PШ}}{c\Phi_H + k_{пр}k_{PШ}k_\omega} U_{3\omega}$$

і

$$\frac{k_{пр}k_i}{c\Phi_H} I_B > \frac{k_{пр}k_i}{c\Phi_H + k_{пр}k_{PШ}k_\omega} I_B,$$

Тобто $\omega_{03} > \omega_{02}$.

В даному режимі роботи двигун працює на характеристиці стопоріння. Для перших двох режимів в рівняннях для ω_0 входило $U_{3\omega}$. Тому існувало сімейство характеристик паралельних між собою. У випадку характеристики стопоріння $U_{3\omega}$ не входить в ω_{03} . Тому існує лише одна характеристика і при збільшенні моменту навантаження двигун гальмується по цій характеристиці.

Підставляючи $\omega=0$ та $I=I_{стоп}$ в рівняння характеристики стопоріння, отримуємо:

$$I_{стоп} = \frac{k_{пр}U_{обм} + k_{пр}k_i I_B}{k_{пр}k_i + R_{я\Sigma}}.$$

Чим більший струм відсікання I_θ , тим більший струм стопоріння.

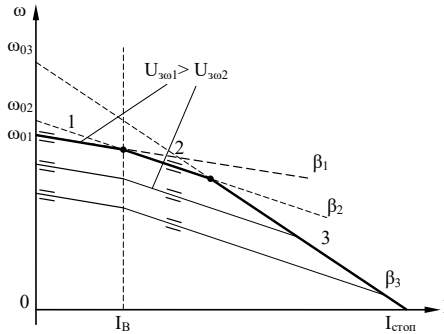


Рис. 4.35 – Статичні характеристики системи керування зі зворотним зв’язком за швидкістю і струмовим відсіканням

Двоконтурна система підпорядкованого керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням

Функціональна схема двоконтурної системи підпорядкованого керування (СПР) швидкістю ДПС з НЗ показана на рис. 4.36.

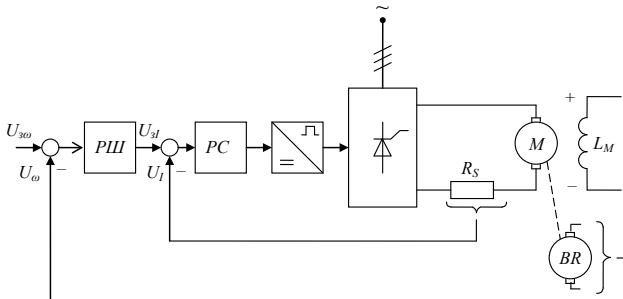


Рис. 4.36 – Функціональна схема двоконтурної СПР швидкістю ДПС з НЗ

Система керування включає два контури:

- внутрішній контур струму якоря з регулятором струму РС;
- зовнішній контур швидкості з регулятором швидкості РШ.

Вихідний сигнал регулятора швидкості є завданням контуру струму U_{31} . Це дозволяє за рахунок обмеження вихідного сигналу РШ обмежувати струм якоря під час перехідних процесів.

Настроювання системи здійснюють послідовно, починаючи з внутрішнього контуру. Тобто, спочатку настроюють контур струму без

урахування контуру швидкості, а потім настроюють контур швидкості з урахуванням оптимізованого контуру струму.

Структурна схема системи керування представлена на рис. 4.37.

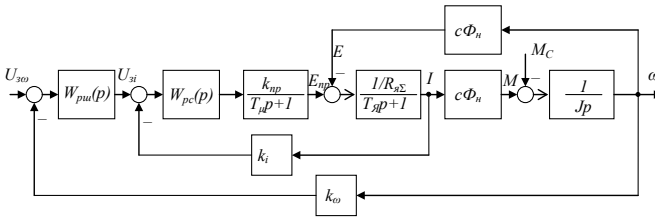


Рис. 4.37 – Структурна схема двоконтурної СПР швидкістю ДПС з НЗ

Як видно зі схеми, контур струму є зв'язаним з контуром швидкості через ЕРС двигуна. Проте, оскільки струм змінюється значно швидше ніж ЕРС, яка змінюється синхронно з ω , то на час перехідних процесів в контурі струму ЕРС можна вважати постійною. Математична модель контуру струму є лінійною, тому синтез контуру можна проводити при $E=0$.

Також зауважимо, що коефіцієнти зворотних зв'язків за швидкістю і струмом якоря знаходяться наступним чином

$$k_{\omega} = \frac{U_{300\max}}{\omega_{\max} = \frac{10}{(1,1+1,4)\omega_H}}$$

$$k_i = \frac{U_{zi\max}}{I_{\max} = \frac{10}{\lambda_H}}$$

Розглянемо **процедуру синтезу контуру струму якоря**.

Структурна схема контуру струму, приведеного до одиничного зворотного зв'язку, має вигляд (рис. 4.38).

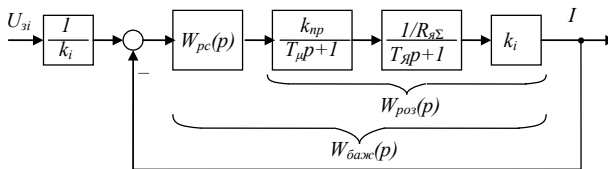


Рис. 4.38 – Структурна схема контуру струму якоря

Тоді передаточна функція регулятора струму при настроюванні контуру на модульний оптимум буде наступною.

$$W_{PC}(p) = \frac{W_{баж}(p)}{W_{роз}(p)} = \frac{1}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p + 1)} \frac{T_{\mu}p + 1}{k_{np}} \frac{T_{я}p + 1}{\frac{1}{R_{я\Sigma}}} \frac{1}{k_i} =$$

$$= \frac{T_{я}p + 1}{2T_{\mu}k_{np}k_i \frac{1}{R_{я\Sigma}} p} = k_{PC} \frac{T_{PC}p + 1}{T_{PC}p},$$

де $T_{PC} = T_{я}$, $k_{PC} = \frac{T_{я}R_{я\Sigma}}{2T_{\mu}k_{np}k_i}$.

Отримано ІІІ-регулятор струму.

Такий регулятор дає настроювання на модульний оптимум.

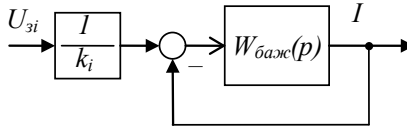


Рис. 4.39 – Структурна схема оптимізованого контуру струму якоря

Передаточна функція замкненого оптимізованого контуру струму (рис. 4.39) записується у вигляді

$$W_{зам1}(p) = \frac{I(p)}{U_{zi}(p)} = \frac{1}{k_i} \frac{W_{баж}(p)}{1 + W_{баж}(p)} = \frac{1/k_i}{W_{баж}^{-1}(p) + 1} = \frac{1/k_i}{2T_{\mu}p(T_{\mu}p + 1) + 1} =$$

$$= \frac{1/k_i}{2T_{\mu}^2 p^2 + 2T_{\mu}p + 1} \approx \frac{1/k_i}{T_v p + 1}$$

При спрощенні враховано, що $2T_{\mu}^2 \ll 2T_{\mu}$, а також введено нову малу сталу часу $T_v = 2T_{\mu}$.

Розглянемо **процедуру синтезу контуру швидкості**.

Вважаємо, що на час перехідного процесу в контурі швидкості $M_c = \text{const}$, і, враховуючи лінійність моделі контуру швидкості, при синтезі приймаємо $M_c = 0$.

Тоді структурна схема контуру швидкості, приведеного до одиничного зворотного зв'язку матиме вигляд (рис. 4.40).

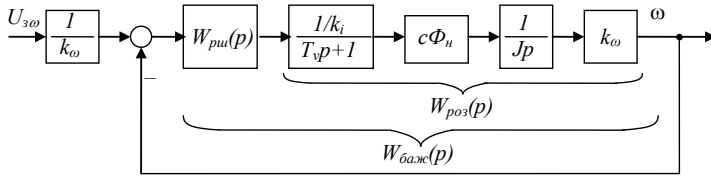


Рис. 4.40 – Структурна схема контуру швидкості

Налаштуємо контур швидкості на модульний оптимум. Тоді передаточна функція регулятора швидкості

$$W_{рш}(p) = \frac{W_{баж}(p)}{W_{роз}(p)} = \frac{1}{2T_v p(T_v p + 1)} \frac{T_v p + 1}{1/k_i} \frac{1}{c\Phi_n} Jp \frac{1}{k_{\omega}} = \frac{k_i J}{2T_v c\Phi_n k_{\omega}} = k_{рш}.$$

У результаті отримано П-регулятор.

При настроюванні контуру швидкості на симетричний оптимум отримують ПІ-регулятор

$$W_{рш}(p) = \frac{W_{баж}(p)}{W_{роз}(p)} = \frac{4T_v p + 1}{4T_v p} \frac{1}{2T_v p(T_v p + 1)} \frac{1}{W_{роз}(p)} = k_{рш} \frac{T_{рш} p + 1}{T_{рш} p},$$

де $T_{рш} = 4T_v$.

Одержимо статичні характеристики системи керування.

При П-регуляторі швидкості згідно з рис. 4.1 струм якоря буде наступним

$$I = \frac{1}{k_i} \frac{1}{T_v p + 1} U_{з\omega} = \frac{1/k_i}{T_v p + 1} k_{рш} (U_{з\omega} - k_{\omega} \omega).$$

Статичне значення струму (при $p=0$)

$$I = \frac{k_{рш}}{k_i} (U_{з\omega} - K_{\omega} \omega).$$

З останнього рівняння отримуємо рівняння статичної характеристики системи

$$U_{з\omega} - k_{\omega} \omega = \frac{k_i}{k_{рш} c\Phi_n} M,$$

$$\omega = \frac{U_{з\omega}}{k_{\omega}} - \frac{k_i}{k_{рш} c\Phi_n k_{\omega}} M.$$

Підставимо значення $k_{рш}$, розраховане при настроюванні на модульний оптимум,

$$\omega = \frac{U_{3\omega}}{k_{\omega}} - \frac{k_i}{k_{\omega} c\Phi_n} \left(\frac{4T_{\mu} c\Phi_n k_{\omega}}{Jk_i} \right) M,$$

$$\omega = \frac{U_{3\omega}}{K_{\omega}} - \frac{4T_{\mu}}{J} M.$$

Електромеханічна стала двигуна

$$T_M = J \frac{R_{я\Sigma}}{(c\Phi_n)^2}.$$

Механічна характеристика двигуна описується рівнянням

$$\omega = \frac{E_{np}}{c\Phi_n} - \frac{R_{я\Sigma}}{(c\Phi_n)^2} M,$$

де $(c\Phi_n)^2/R_{я\Sigma} = \beta_{np}$ - жорсткість природної механічної характеристики двигуна.

Очевидно, що

$$T_M \beta_{np} = J.$$

Тому рівняння статичної характеристики системи в кінцевому вигляді

$$\omega = \frac{U_{3\omega}}{k_{\omega}} - \frac{4T_{\mu}}{T_M \beta_{np}} M.$$

Сімейство статичних характеристик системи при настроюванні на модульний оптимум зображено на рис. 4.41.

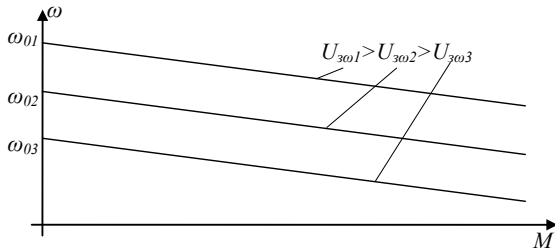


Рис. 4.41 – Статичні характеристики системи при настроюванні на модульний оптимум

Жорсткість характеристик у даному випадку не залежить від параметрів регуляторів і зворотних зв'язків, а визначається співвідношенням сталої часу

перетворювача, електромеханічної сталості привода та жорсткості природної механічної характеристики двигуна.

Розглянемо **характеристики системи при III-регуляторі швидкості**. При III-регуляторі статичний режим настає тоді, коли на його вході сигнал дорівнює нулю

$$U_{3\omega} - k_{\omega}\omega = 0$$

Тоді

$$\omega = \frac{1}{k_{\omega}} U_{3\omega}$$

Тобто, характеристики паралельні осі моментів (рис. 4.42). Величина статичної швидкості не залежить від навантаження, а однозначно визначається величиною завдання. Звісно, що регулятори системи не повинні попадати в зони обмежень, оскільки це викличе появу статичної похибки.

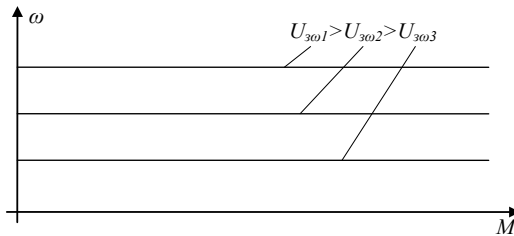


Рис. 4.42 – Статичні характеристики системи при настроюванні на симетричний оптимум

На рис. 4.43 представлено процеси пуску системи без навантаження та накидання навантаження при настроюванні контуру швидкості на модульний оптимум та урахуванні обмежень на виходах регуляторів швидкості та струму і обмеження інтегральної складової регулятора струму.

В момент часу t_0 відбувається скачок завдання $U_{3\omega}$. Оскільки, в початковий момент часу струм і швидкість дорівнюють нулю, то на вході П-регулятора швидкості сигнал $U_{3\omega}$. Вихід ПШ $U_{3i} = k_{рш} U_{3\omega}$ практично одразу попадає в зону обмеження і представляє собою максимально можливе завдання для контуру струму якоря. Тому струм якоря наростає нелінійно, враховуючи інерційність

контуру струму, до максимального значення λI_n (інтервал часу $t_0 - t_1$). При цьому швидкість також росте нелінійно.

На ділянці $t_1 - t_2$ вихід *PIII* знаходиться в зоні обмеження, тому $I = const = \lambda I_n$. При цьому прискорення також константа

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} c\Phi_n I = \frac{1}{J} c\Phi_n \lambda I_n = \text{const.}$$

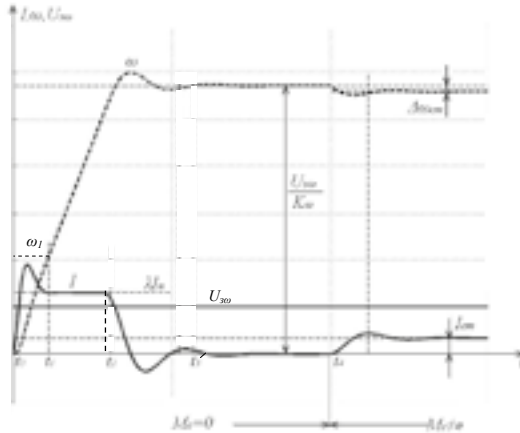


Рис. 4.43 – Перехідні процеси при пуску та накиданні навантаження при настроюванні контуру швидкості на модульний оптимум

Тому швидкість на цій ділянці наростає лінійно

$$\omega = \int_{t_1}^t d\omega + \omega_1 = \int_{t_1}^t \frac{1}{J} c\Phi_n \lambda I_n dt + \omega_1 = \frac{1}{J} c\Phi_n \lambda I_n (t - t_1) + \omega_1.$$

Як тільки величина зворотного зв'язку за швидкістю $K_\omega \omega$ стане такою, що вихід *PIII* вийде із зони обмеження, то зменшиться завдання струму якоря і сам струм.

В момент часу t_4 відбувається накидання навантаження. Внаслідок цього швидкість просідає і в системі виникає статична помилка.

Аналогічні перехідні процеси в системі, як і на рис. 4.43, при настроюванні на симетричний оптимум показані на рис. 4.44.

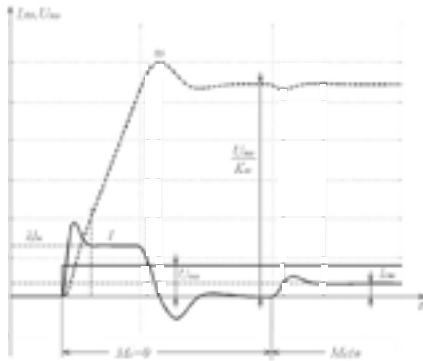


Рис. 4.44 – Перехідні процеси при пуску та накиданні навантаження при настроюванні контуру швидкості на симетричний оптимум

Через наявність інтегральної складової регулятора швидкості вноситься деяка інерційність в процеси керування, тому збільшується величина перерегулювання швидкості та величина стрибків струму. Після накидання навантаження швидкість просідає пропорційно величині M_C і повертається до попереднього значення. Статична помилка за швидкістю відсутня.

Система керування швидкістю двигуна постійного струму за структурою з підсумовуючим підсилювачем

Функціональна схема системи показана на рис. 4.45.

Вхідний сигнал підсилювача формується як сума завдання швидкості $U_{\omega 0}$ і зворотних зв'язків за напругою U_u , струмом U_i та швидкістю U_{ω} .

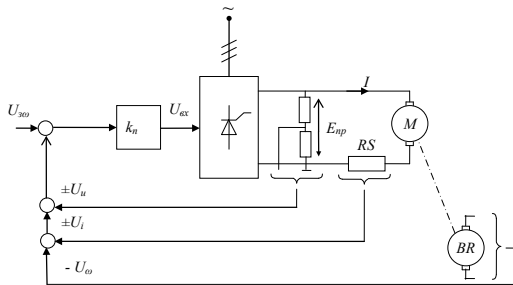


Рис. 4.45 - Функціональна схема системи за структурою з підсумовуючим підсилювачем

В попередніх схемах тиристорний перетворювач розглядався як ідеальне джерело напруги. В реальності, вихідна напруга перетворювача зменшується зі збільшенням струму, який протікає через перетворювач. Апроксимуємо статичну залежність вихідної напруги перетворювача від його струму лінійною залежністю (рис. 4.46).

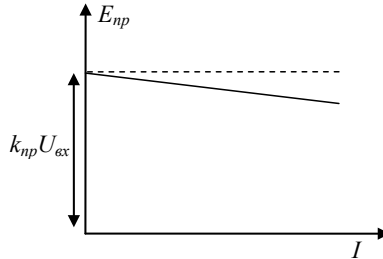


Рис. 4.46 - Статична залежність напруги перетворювача від його струму
Цю лінійну залежність опишемо рівнянням прямої

$$E_{np} = k_{np} U_{вх} - IR_{п},$$

де $R_{п}$ – внутрішній опір перетворювача.

Далі отримаємо рівняння **статичної характеристики** системи керування.

Напруга на виході підсилювача

$$U_{вх} = k_{п}(U_{з\omega} \pm U_{u} \pm U_{i} - U_{\omega}),$$

де знак “+” береться при додатних зворотних зв’язках, а “-“ при від’ємних.

Представимо рівняння у вигляді

$$\frac{1}{k_{п}} U_{вх} = U_{з\omega} \pm k_{u} E_{np} \pm k_{i} I - k_{\omega} \omega.$$

Врахуємо, що згідно другого закону Кірхгофа для якірного кола двигуна

$$E_{np} = E + IR_{я\Sigma},$$

де E – ЕРС двигуна; $R_{я\Sigma}$ - сумарний опір якірного кола (без перетворювача).

Підставимо останнє рівняння в рівняння для $U_{вх}$. Тоді

$$\frac{1}{k_{п}} U_{вх} = U_{з\omega} \pm k_{u}(c\Phi_{п}\omega + IR_{я\Sigma}) \pm k_{i} I - k_{\omega} \omega.$$

З апроксимованої характеристики перетворювача знаходимо $U_{вх}$

$$U_{вх} = \frac{E_{нр} + IR_n}{k_{нр}} = \frac{1}{k_{нр}} (c\Phi_n \omega + IR_{я\Sigma} + IR_n).$$

З урахуванням цього передостаннє рівняння міститиме залежність швидкості від струму якоря

$$\frac{1}{k_n k_{нр}} (c\Phi_n \omega + IR_{я\Sigma} + IR_n) = U_{з\omega} \pm k_u (c\Phi_n \omega + IR_{я\Sigma}) \pm k_i I - k_\omega \omega.$$

Перенесемо усі доданки зі швидкістю вліво, а решту – вправо, та помножимо обидві частини на $k_n k_{нр}$

$$\begin{aligned} c\Phi_n \omega \mp k_u k_n k_{нр} c\Phi_n \omega + k_\omega k_n k_{нр} \omega = \\ = k_n k_{нр} U_{з\omega} \pm k_u k_n k_{нр} IR_{я\Sigma} \pm k_i k_n k_{нр} I - I(R_{я\Sigma} + R_n). \end{aligned}$$

У результаті отримаємо рівняння **статичної характеристики** системи керування

$$\omega = \frac{k_n k_{нр}}{c\Phi_n \mp k_u k_n k_{нр} c\Phi_n + k_\omega k_n k_{нр}} U_{з\omega} - \frac{R_{я\Sigma} + R_n \mp k_u k_n k_{нр} R_{я\Sigma} \mp k_i k_n k_{нр}}{c\Phi_n \mp k_u k_n k_{нр} c\Phi_n + k_\omega k_n k_{нр}} I.$$

Зауважимо, що верхній знак береться при додатному відповідному зворотному зв'язку, а нижній – при від'ємному.

Розглянемо найбільш типові варіанти системи.

Випадок 1. Діє лише від'ємний зв'язок за напругою.

Тоді $k_\omega = 0$, $k_i = 0$, $k_u \neq 0$ і береться нижній знак перед k_u .

Отже,

$$\omega = \frac{k_n k_{нр}}{c\Phi_n + k_u k_n k_{нр} c\Phi_n} U_{з\omega} - \frac{R_{я\Sigma} + R_n + k_u k_n k_{нр} R_{я\Sigma}}{c\Phi_n + k_u k_n k_{нр} c\Phi_n} I,$$

або

$$\omega = \omega_{0u} - \frac{1}{\beta_u} I.$$

Для розімкненої системи $k_u = 0$. Тоді

$$\omega = \frac{k_n k_{нр}}{c\Phi_n} U_{з\omega} - \frac{R_{я\Sigma} + R_n}{c\Phi_n} I,$$

або

$$\omega = \omega_{0роз} - \frac{1}{\beta_{роз}} I.$$

Порівняємо ω_{0u} та $\omega_{0роз}$

$$\omega_{0u} = \omega_{0роз} \frac{1}{1 + k_u k_n k_{нр}} < \omega_{0роз}.$$

Порівняємо жорсткості характеристик β_u та β_{p03}

$$\beta_u = \beta_{p03} \frac{1+k_u k_n k_{np}}{1+k_u k_n k_{np} \frac{R_{я\Sigma}}{R_{я\Sigma}+R_n}} > \beta_{p03}.$$

Таким чином, організація від'ємного зворотного зв'язку за напругою зменшує швидкість холостого ходу двигуна, проте збільшує жорсткість електромеханічної характеристики.

Гранична жорсткість, яку можна отримати в цьому випадку, досягається при $k_u = \infty$

$$\lim_{k_u \rightarrow \infty} \beta_u = \beta_{p03} \frac{\frac{1}{k_u} + k_n k_{np}}{\frac{1}{k_u} + k_n k_{np} \frac{R_{я\Sigma}}{R_{я\Sigma}+R_n}} = \beta_{p03} \left(1 + \frac{R_n}{R_{я\Sigma}}\right).$$

При великих значеннях k_u для забезпечення заданої швидкості необхідна значно більша $U_{з\omega}$. Статичні характеристики для даного випадку зображені на рис. 4.47.

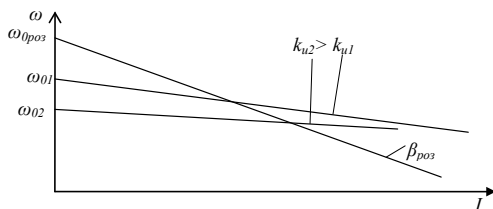


Рис. 4.47 – Статичні характеристики системи при наявності лише від'ємного зворотного зв'язку за напругою

Випадок 2. Діє лише додатний зв'язок за струмом якоря.

Тоді $k_u = 0$, $k_\omega = 0$, $k_i \neq 0$, і береться верхній знак перед k_i .

Рівняння статичної характеристики системи буде

$$\omega = \frac{k_n k_{np}}{c\Phi_n} U_{з\omega} - I \frac{R_{я\Sigma} + R_n - k_i k_n k_{np}}{c\Phi_n},$$

або

$$\omega = \omega_{0i} - \frac{1}{\beta_i} I.$$

Таким чином, введення додатного зворотного зв'язку за струмом не змінює швидкість холостого ходу $\omega_{0i} = \omega_{0p03}$.

Жорсткість характеристики

$$\beta_i = \frac{c\Phi_n}{R_{я\Sigma} + R_n - k_i k_n k_{нр}} = \frac{c\Phi_n}{(R_{я\Sigma} + R_n) \left(1 - \frac{k_i k_n k_{нр}}{R_{я\Sigma} + R_n}\right)} = \beta_{роз} \frac{1}{1 - \frac{k_i k_n k_{нр}}{R_{я\Sigma} + R_n}}$$

При збільшенні зворотного зв'язку до нескінченності

$$\lim_{k_i \rightarrow \infty} \beta_i = -0.$$

Знайдемо k_i , при якому жорсткість буде абсолютною,

$$1 - \frac{k_i k_n k_{нр}}{R_{я\Sigma} + R_n} = 0.$$

Тобто, для забезпечення абсолютно жорсткої характеристики необхідно

$$k_i = \frac{R_{я\Sigma} + R_n}{k_n k_{нр}}.$$

Статичні характеристики для даного випадку показані на рис. 4.48.

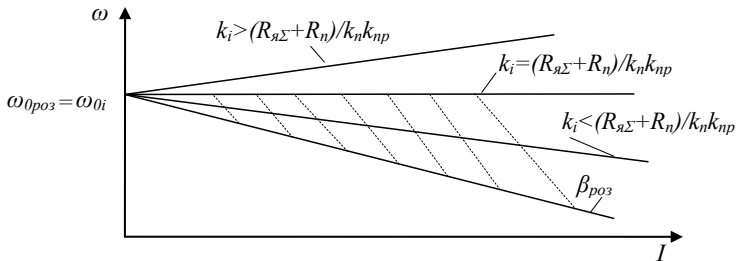


Рис. 4.48 – Статичні характеристики системи при наявності лише додатного зворотного зв'язку за струмом

Величина k_i має вибиратися такою, щоб характеристики були в заштрихованій області. Інакше будуть виникати нестійкі процеси.

Випадок 3. Діє лише від'ємний зв'язок за швидкістю.

Тоді $k_u = 0$, $k_i = 0$, $k_\omega \neq 0$.

Отже, рівняння статичної характеристики набуде вигляду

$$\omega = \frac{k_n k_{нр}}{c\Phi_n \left(1 + k_\omega k_n k_{нр} \frac{1}{c\Phi_n}\right)} U_{з\omega} - \frac{R_{я\Sigma} + R_n}{c\Phi_n \left(1 + k_\omega k_n k_{нр} \frac{1}{c\Phi_n}\right)} I.$$

Тоді швидкість холостого ходу

$$\omega_{0\omega} = \omega_{0роз} \frac{1}{1 + k_\omega k_n k_{нр} \frac{1}{c\Phi_n}} < \omega_{0роз}.$$

Оцінимо жорсткість характеристики:

$$\beta_{\omega} = \beta_{\text{роз}} \left(1 + k_{\omega} k_n k_{\text{нр}} \frac{1}{c\Phi_n} \right) > \beta_{\text{роз}}$$

Абсолютна жорсткість досягається при нескінченно великому значенні коефіцієнта зворотного зв'язку

$$\lim_{k_{\omega} \rightarrow \infty} \beta_{\omega} = \infty,$$

але при цьому до нуля зменшується швидкість холостого ходу

$$\lim_{k_{\omega} \rightarrow \infty} \omega_{0\omega} = 0.$$

Тобто, необхідно значно піднімати напругу завдання швидкості.

Статичні характеристики системи для даного випадку показані на рис. 4.49.

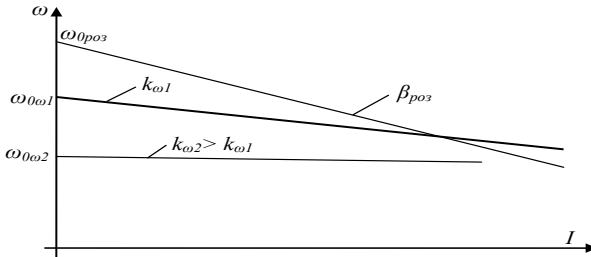


Рис. 4.49 – Статичні характеристики системи при наявності лише від'ємного зворотного зв'язку за швидкістю

Випадок 4- Діють від'ємний зв'язок за напругою та додатний за струмом.

Тоді $k_u \neq 0$, $k_{\omega} = 0$, $k_i \neq 0$ - У рівнянні статичної характеристики береться верхній знак перед k_i та нижній перед k_u -

Рівняння характеристики приймає вигляд

$$\omega = \frac{k_n k_{\text{нр}}}{c\Phi_n (1 + k_u k_n k_{\text{нр}})} U_{з\omega} - \frac{R_{я\Sigma} + R_n + k_u k_n k_{\text{нр}} R_{я\Sigma} - k_i k_n k_{\text{нр}}}{c\Phi_n (1 + k_u k_n k_{\text{нр}})} I -$$

Швидкість холостого ходу в даному випадку зменшується в порівнянні з розімкненою системою за рахунок зворотного зв'язку за напругою

$$\omega_{0iu} = \omega_{0роз} \frac{1}{1 + k_u k_n k_{\text{нр}}} < \omega_{0роз}$$

Жорсткість характеристики визначається рівнянням

$$\beta_{iu} = \frac{c\Phi_n (1 + k_u k_n k_{\text{нр}})}{(R_{я\Sigma} + R_n)(1 + k_u k_n k_{\text{нр}} R_{я\Sigma} / (R_{я\Sigma} + R_n) - k_i k_n k_{\text{нр}} / (R_{я\Sigma} + R_n))}$$

Тобто

$$\beta_{iu} = \beta_{\text{роз}} \frac{1 + k_u k_n k_{np}}{1 + k_u k_n k_{np} R_{я\Sigma} / (R_{я\Sigma} + R_n) - k_i k_n k_{np} / (R_{я\Sigma} + R_n)}$$

Знайдемо умову, коли жорсткість характеристики є абсолютною, тобто $\beta_{iu} = \infty$ - Для цього необхідно, щоб

$$1 + k_u k_n k_{np} \frac{R_{я\Sigma}}{R_{я\Sigma} + R_n} - k_i k_n k_{np} \frac{1}{R_{я\Sigma} + R_n} = 0-$$

Звідки

$$R_{я\Sigma} + R_n + k_u k_n k_{np} R_{я\Sigma} - k_i k_n k_{np} = 0,$$

а значить повинно забезпечуватись наступне співвідношення між коефіцієнтами зворотних зв'язків

$$k_i = \frac{R_{я\Sigma} + R_n}{k_n k_{np}} + k_u R_{я\Sigma}$$

Статичні характеристики системи для даного випадку показані на рис. 4. 50. Прийнято, що у всіх випадках вибиралась така напруга завдання швидкості, щоб швидкості холостого ходу усіх характеристик збігались.

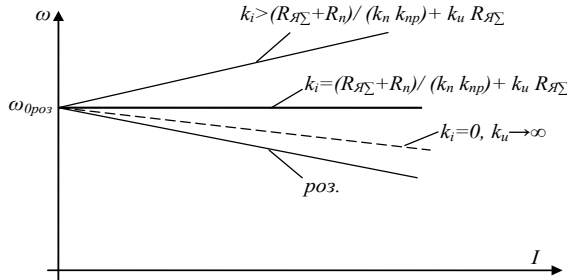


Рис. 4.50 – Статичні характеристики системи при наявності від'ємного зворотного зв'язку за напругою та додатного за струмом

Характеристики при $k_i > (R_{я\Sigma} + R_n) / (k_n k_{np}) + k_u R_{я\Sigma}$ на практиці не використовуються через їх нестійкість-

Випадок 5- Діють від'ємний зв'язок за швидкістю та додатний за струмом-

Тоді $k_u = 0$, $k_\omega \neq 0$, $k_i \neq 0$ - У рівнянні статичної характеристики береться верхній знак перед k_i -

Рівняння статичної характеристики запишеться у вигляді

$$\omega = \frac{k_n k_{np}}{c\Phi_n \left(1 + k_\omega k_n k_{np} \frac{1}{c\Phi_n}\right)} U_{3\omega} - \frac{R_{я\Sigma} + R_n - k_i k_n k_{np}}{c\Phi_n \left(1 + k_\omega k_n k_{np} \frac{1}{c\Phi_n}\right)} I -$$

Швидкість холостого ходу в даному випадку зменшується в порівнянні з розімкненою системою за рахунок зворотного зв'язку за швидкістю

$$\omega_{0i\omega} = \omega_{0роз} \frac{1}{1+k_{\omega}k_n k_{np} \frac{1}{c\Phi_n}} < \omega_{0роз}$$

$$\beta_{i\omega} = \frac{c\Phi_n(1+k_{\omega}k_n k_{np} \frac{1}{c\Phi_n})}{(R_{я\Sigma}+R_n)\left(1-k_i k_n k_{np} \frac{1}{R_{я\Sigma}+R_n}\right)} = \beta_{роз} \frac{1+k_{\omega}k_n k_{np} \frac{1}{c\Phi_n}}{1-k_i k_n k_{np} \frac{1}{R_{я\Sigma}+R_n}}$$

Для забезпечення абсолютної жорсткості характеристики ($\beta_{i\omega} = \infty$) необхідно, щоб

$$k_i = \frac{R_{я\Sigma}+R_n}{k_n k_{np}}$$

Статичні характеристики для даного випадку представлені на рис. 4.51. Прийнято, що у всіх випадках вибиралась така напруга завдання швидкості, щоб швидкості холостого ходу усіх характеристик збігались.

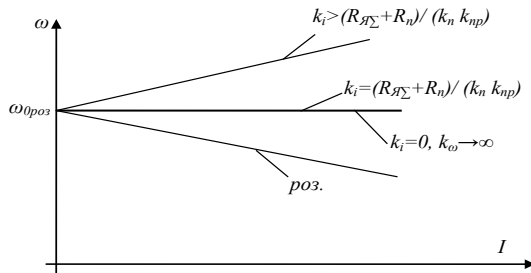


Рис. 4.51 – Статичні характеристики системи при наявності від’ємного зворотного зв’язку за швидкістю та додатного за струмом

Характеристики при $k_i > (R_{я\Sigma} + R_n)/(k_n k_{np})$ на практиці не використовуються через їх нестійкість-

Система двозонного керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням

Розглянемо **принцип організації двозонного керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням** (рис. 4.52)

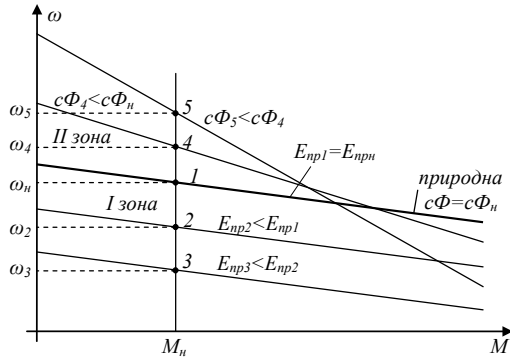


Рис. 4.52 – Механічні характеристики двигуна при двозонному керуванні Керування швидкістю нижче номінального значення відбувається за рахунок зменшення напруги на якорі при постійному потоці збудження (характеристики 2, 3)- Таке керування називають керуванням в I зоні.

При необхідності керувати швидкістю вище номінального значення напруга на якорі або ЕРС двигуна залишається сталою, а швидкість збільшується за рахунок зменшення магнітного потоку згідно рівняння механічної характеристики.

$$\omega = \frac{E_{нр}}{c\Phi} - \frac{R_{я\Sigma}}{(c\Phi)^2} M$$

Система повинна автоматично розпізнавати в якій зоні працює двигун і відповідно змінювати напругу якоря або напругу збудження.

Для автоматичного переходу між зонами використовується порівняння ЕРС $E = c\Phi\omega$ з номінальним значенням.

У I зоні для того, щоб двигун не перегрівався в усьому діапазоні швидкостей $0 \leq \omega \leq \omega_n$, необхідно, щоб $P \leq P_n$, де $P = M\omega$. потужність, яка споживається двигуном. Для цього достатньо, щоб момент навантаження не перевищував номінального значення $M \leq M_n$ Часто керування в I зоні називають керуванням зі сталим моментом.

У II зоні, коли $\omega > \omega_n$, споживана потужність $P = M\omega \leq P_n$. Тобто, необхідно обмежувати навантаження відповідно залежності $M \leq \frac{P_n}{\omega}$

На рис. 4.53 представлено геометричне місце робочих точок при двозонному керуванні.

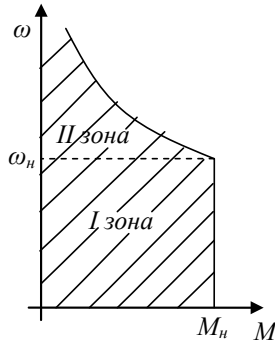


Рис. 4.53 – Геометричне місце робочих точок при двозонному керуванні

Для реалізації двозонного керування необхідний датчик ЕРС (інша назва тахометричний міст). Схема електрична принципова датчика подана на рис. 4.54.

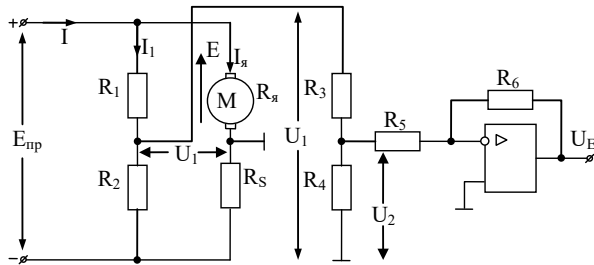


Рис. 4.54 – Схема електрична принципова датчика ЕРС

Вихідна напруга датчика пропорційна ЕРС

$$U_E = k_E E,$$

де k_E – коефіцієнт зворотного зв'язку за ЕРС.

Щоб кола вимірювання практично не впливали на силове коло, необхідно забезпечити

$$R_1 + R_2 \gg R_я + R_5 \text{ та } R_3 + R_4 \gg R_2 + R_5$$

Струм, який протікає через дільник $R_1 - R_2$,

$$I_1 = \frac{E_{np}}{R_1 + R_2}$$

Струм, що протікає через коло якоря,

$$I_{я} = \frac{E_{np} - E}{R_{я} + R_S}$$

Тоді напруга U_1 згідно другого закону Кірхгофа

$$\begin{aligned} U_1 &= I_1 R_2 - I_{я} R_S = E_{np} \frac{R_2}{R_1 + R_2} - (E_{np} - E) \frac{R_S}{R_{я} + R_S} = \\ &= E_{np} \left(\frac{R_2}{R_1 + R_2} - \frac{R_S}{R_{я} + R_S} \right) + E \frac{R_S}{R_{я} + R_S}. \end{aligned}$$

Для того, щоб напруга U_1 була пропорційна ЕРС, необхідно, щоб доданок з E_{np} дорівнював нулю. Це можливо при забезпеченні умови

$$\frac{R_2}{R_1 + R_2} - \frac{R_S}{R_{я} + R_S} = 0$$

В іншому вигляді умова запишеться як (умова рівноваги моста)

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_{я}}{R_S}$$

Напруга U_2 , враховуючи значний вхідний опір операційного підсилювача,

$$U_2 = U_1 \frac{R_4}{R_3 + R_4}$$

Тоді вихідний сигнал датчика ЕРС

$$U_E = -\frac{R_6}{R_5} U_2 = -\frac{R_6}{R_5} \frac{R_4}{R_3 + R_4} \frac{R_S}{R_{я} + R_S} E$$

Коефіцієнт зворотного зв'язку за ЕРС

$$k_E = \frac{R_6}{R_5} \frac{R_4}{R_3 + R_4} \frac{R_S}{R_{я} + R_S}$$

Функціональна схема двозонної системи керування швидкістю представлена на рис. 4.55

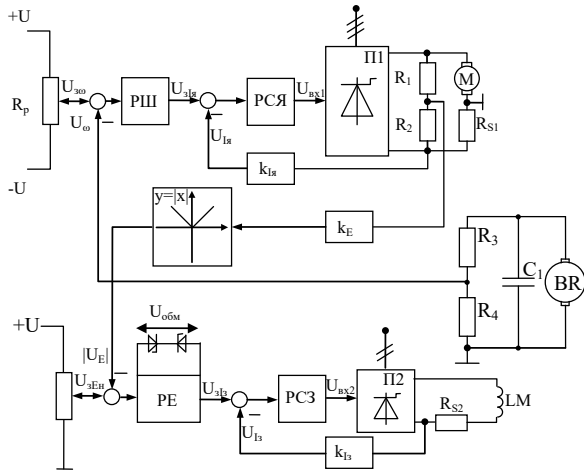


Рис. 4.55 – Функціональна схема двозонної системи керування швидкістю

Обмотки якоря та збудження двигуна живляться від різних керованих перетворювачів П1 та П2. Оскільки струм збудження значно менший за струм якоря, індуктивність обмотки збудження значно вища за індуктивність обмотки якоря, а також через те, що діапазон зміни напруги збудження невисокий, то перетворювач на обмотці збудження, як правило, виконується однофазним, напівкеруваним.

Функціональна схема системи керування включає два канали керування - швидкості та ЕРС. Канал швидкості представляє собою двоконтурну систему підпорядкованого регулювання швидкості з внутрішнім контуром струму якоря та зовнішнім контуром швидкості. Канал ЕРС є також двоконтурною системою підпорядкованого регулювання і включає внутрішній контур збудження і зовнішній контур ЕРС.

Запуск системи здійснюється у наступному порядку. Спочатку у контур ЕРС подається завдання $U_{зЕн}$, яке відповідає номінальній ЕРС. Оскільки в момент часу $t=0$: швидкість $\omega=0$, $E = c\Phi_n\omega = 0$, тоді $U_E = 0$ і сигнал на вході

інтегрального регулятора ЕРС (РЕ) дорівнює $U_{зЕн}$. Внаслідок цього вихідний сигнал РЕ швидко наростає до максимально можливого значення $U_{обм}$ та попадає в зону обмеження. Напруга $U_{обм}$ відповідає напрузі завдання струму збудження $U_{злз}$, яка задає номінальний струм збудження. Отже, через деякий час, який визначається інерційністю контуру керування струмом збудження, у двигуні встановлюється номінальний струм збудження (номінальний потік). Лише після цього можна подавати завдання $U_{з\omega}$ у контур швидкості; при цьому можливі два варіанти.

Варіант 1. Завдання відповідає швидкості нижчій за номінальну; тоді система поводить ся як звичайна двоконтурна система підпорядкованого регулювання швидкості з номінальним сталим збудженням. Оскільки швидкість не перевищує номінальне значення, то напруга зворотного зв'язку за ЕРС U_E не перевищує $U_{зЕн}$. В результаті на вході РЕ завжди є додатний сигнал і вихід РЕ знаходиться в зоні обмеження.

Варіант 2. Нехай завдання відповідає швидкості вищій ніж номінальна. Тоді розгін до номінальної швидкості буде відбуватись як для звичайної двоконтурної системи підпорядкованого регулювання швидкості при номінальному збудженні. Як тільки швидкість перевищить номінальне значення, U_E стане більше ніж $U_{зЕн}$ і на вході РЕ з'явиться від'ємний сигнал. В результаті вихідний сигнал РЕ виходить із зони обмеження і починає поступово знижуватись. Це призводить до зниження струму збудження і потоку збудження, тому ЕРС також зменшується. З іншої сторони, зменшення потоку призводить до збільшення швидкості. Це викликає збільшення U_E і зменшення потоку. В результаті ЕРС залишається сталою, а потік падає до того часу поки U_E не стане рівним $U_{зЕн}$ і не завершаться перехідні процеси в каналі регулювання швидкості. Функція виділення модуля використовується для забезпечення реверсу двигуна. Вищеописані перехідні процеси представлено на рис. 4.56.

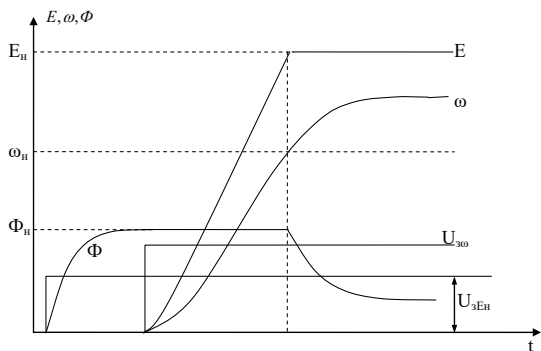


Рис. 4.56 – Перехідні процеси в двозонній системі керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням

Структурна схема системи представлена на рис. 4.57.

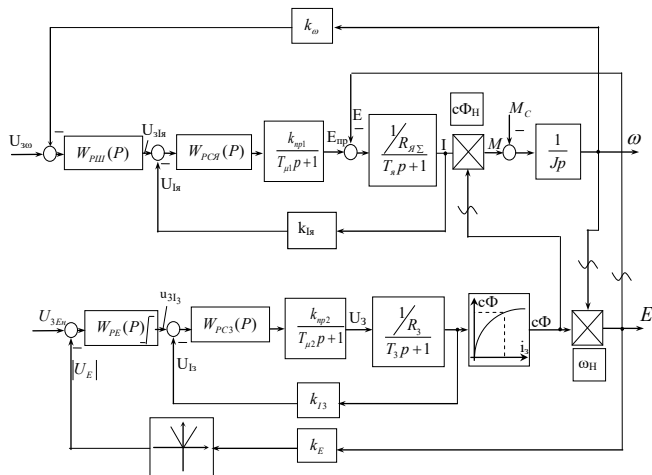


Рис. 4.57 – Структурна схема двозонної системи керування

Система керування є взаємозв'язаною, оскільки зміна координат одного каналу впливає на процеси керування в іншому. Крім того, система є нелінійною та містить наступні нелінійності: добутки координат, ланку виділення модуля та криву намагнічування. Синтез системи керування роблять на основі припущення, що канали є незалежними. При цьому добутки замінюють підсилюючими ланками з номінальним значенням параметрів, а криву намагнічування лінеаризують. Розглядають перехідний процес лише в першому

квадранті, тому відкидають ланку виділення модуля. Настроювання каналу швидкості проводять так само, як настроювання двоконтурної системи підпорядкованого регулювання швидкості при номінальному збудженні. Лише коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю визначають з більшим коефіцієнтом запасу.

$$k_{\omega} = \frac{U_{3\omega\max}}{k_3 \omega_n \frac{10}{(1,5 \div 2,5) \omega_n}}$$

При синтезі каналу ЕРС контур струму збудження і контур ЕРС настроюють на модульні оптимуми і отримують ПІ-регулятор струму збудження та І-регулятор ЕРС.

$$W_{\text{рєз}}(p) = k_{\text{рєз}} \frac{T_{\text{рєз}} p + 1}{T_{\text{рєз}} p},$$

$$W_{\text{PE}}(p) = \frac{1}{T_{\text{PE}} p},$$

де $k_{\text{рєз}} = \frac{R_3 T_3}{2 T_{\mu 2} k_{\text{пр}2} k_{\text{І}3}}$, $T_{\text{рєз}} = T_3$, $T_{\text{PE}} = \frac{4 T_{\mu 2} c \Phi_n \omega_n k_e}{k_{\text{І}3} I_{3\text{н}}}$, R_3 - опір кола збудження,

T_3 - стала часу обмотки збудження.

Розглянемо **статичні характеристики** системи.

При П – регуляторі швидкості характеристики представляють собою гіперболи в ІІ зоні (які перетинають вісь швидкості)

$$\omega = \frac{U_{3\omega}}{k_{\omega} \left(1 + \frac{k_{\text{І}3}}{k_{\text{рш}} k_{\omega}} \frac{k_{\text{Е}}}{U_{3\text{Ен}}} M \right)}$$

та прямі в І зоні (рис. 4.58)

$$\omega = \frac{U_{3\omega}}{k_{\omega}} - \frac{k_{\text{І}3}}{k_{\text{рш}} k_{\omega} c \Phi_n} M$$

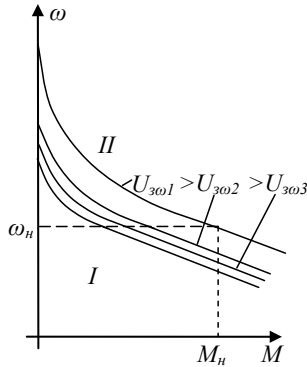


Рис. 4.58 – Статичні характеристики при П-регуляторі швидкості
Рівняння характеристик при П – регуляторі швидкості

$$\omega = \frac{1}{k_{\omega}} U_{3\omega}$$

Характеристики показано на рис. 4.59.

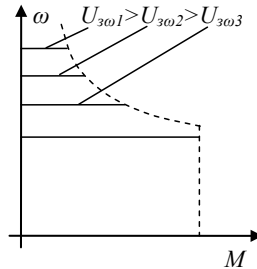


Рис. 4.59 – Статичні характеристики при П-регуляторі швидкості
Керування моментом двигуна постійного струму

Системи керування моментом використовуються для реалізації навантажувальних пристроїв стендів випробовувань, систем стабілізації натягу матеріалів при намотуванні, в транспортних електроприводах та інш. Найбільш розповсюджений варіант системи реалізується на основі одноконтурної системи керування струмом якоря з П-регулятором (рис. 4.60). Враховуючи, що збудження двигуна є сталим номінальним, то керування струмом якоря означає керування моментом. Тому говорять про кероване джерело моменту. При цьому

величина моменту в статичному режимі не залежить від швидкості обертання двигуна, а однозначно визначається величиною завдання.

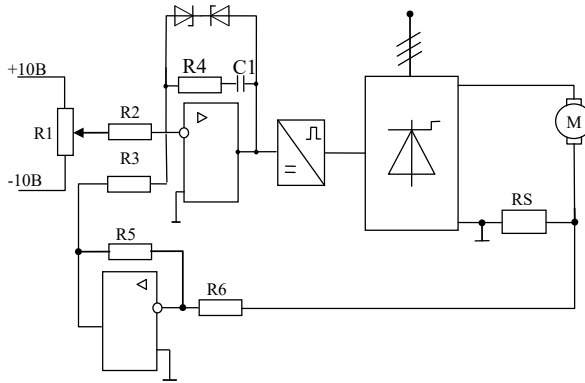


Рис.4.60 – Схема електрична принципова спрощена системи керування моментом

Система керування представляє собою замкнений контур струму якоря. Оскільки використовується ПІ регулятор струму, то в статичному режимі забезпечується

$$U_{zi} - k_i I = 0,$$

тобто, струм якоря

$$I = \frac{U_{zi}}{k_i}$$

При постійному номінальному збудженні

$$M = \frac{c\Phi_n}{k_i} U_{zi}$$

Статичні характеристики системи керування не залежать від ω і є абсолютно м'якими. При цьому величина M буде залежати лише від U_{zi} . Сімейство статичних характеристик системи показано на рис.4.61.

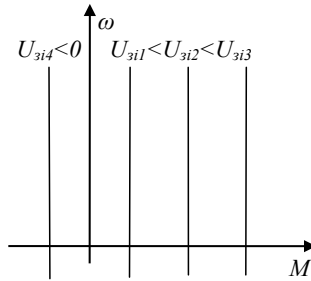


Рис.4.61 – Статичні характеристики

Згідно другого закону Ньютона для обертального руху

$$J \frac{d\omega}{dt} = M - M_c$$

Якщо задати U_{zi} таким, щоб $M \neq M_c$, то двигун попадає у режим розносу. Таким чином, саме кероване джерело моменту є нестійким і використовується з системами керування, що регулюють кутову швидкість двигуна.

4.3. Системи керування електроприводами змінного струму

Способи регулювання швидкості асинхронного двигуна

Випадок 1. Регулювання швидкості за рахунок зміни частоти напруги статора при сталій величині її амплітуди.

Зменшення частоти f веде до зменшення синхронної частоти обертання ω_0

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p_n},$$

де p_n – кількість пар полюсів.

При цьому критичний момент двигуна M_k збільшується

$$M_k = \frac{3U_1^2}{2\omega_0 \left[R_1 \pm \sqrt{R_1^2 + X_k^2} \right]},$$

де U_1 – діюче значення напруги статора; R_1 - активний опір обмотки статора; X_k - індуктивний опір короткого замикання двигуна, пропорційний частоті.

Критичне ковзання визначається як

$$s_K = \frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + X_K^2}},$$

де R_2 - активний опір обмотки ротора.

Тому зменшення частоти f призводить до зростання критичного ковзання.

Статичні характеристики у даному випадку показані на рис.4.62.

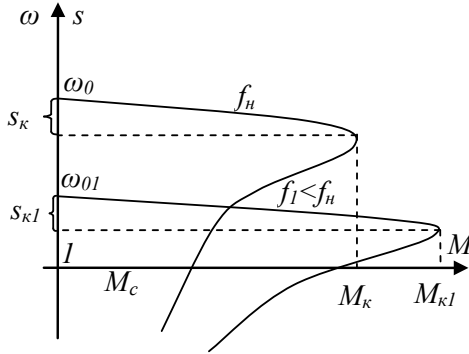


Рис.4.62 – Статичні характеристики при зміні частоти і сталій амплітуді

Основним недоліком такого регулювання швидкості є збільшення пускового струму на малих частотах у випадку реалізації замкненої системи керування. Необхідно також враховувати, що при зміні кутової швидкості (частоти), змінюється критичний момент і відповідно змінювати коефіцієнти регулятора швидкості.

Випадок 2. Регулювання швидкості за рахунок зміни амплітуди напруги статора при сталій величині її частоти.

При даному способі керування синхронна частота обертання (швидкість холостого ходу) ω_0 залишається сталою, а критичний момент M_K змінюється пропорційно зміні квадрату амплітуди напруги статора U_m . Критичне ковзання залишається сталим. Статичні характеристики у даному випадку представлені на рис.4.63.

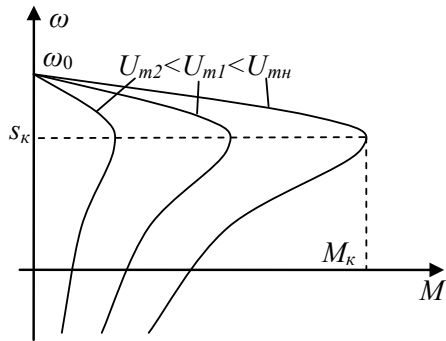


Рис.4.63 – Статичні характеристики при зміні амплітуди і сталій частоті
 Основний недолік способу – вузький діапазон регулювання кутової швидкості, який залежить від критичного ковзання і моменту навантаження.

Випадок 3. Регулювання швидкості за рахунок пропорційної зміни амплітуди напруги статора та її частоти.

Математично закон формалізується залежністю

$$\frac{U_m}{f} = \text{const}$$

Якщо прийняти активний опір статора рівним нулю, то можна довести, що при забезпеченні статичного співвідношення $U_m/f = \text{const}$ критичний момент буде постійним у всьому діапазоні зміни кутової швидкості від 0 до номінального значення. В реальності $R_1 \neq 0$ і треба підтримувати $(U_m - I_{1m}R_1)/f = \text{const}$. Очевидно, що для двигуна, для якого не можна знехтувати активним опором статора, особливо на малих швидкостях при $U_m/f = \text{const}$ буде відхилення критичного моменту від сталого розрахункового значення. Якщо це неприйнятно, то необхідно реалізувати частотне керування з IR компенсацією, яке передбачає вимірювання струму статора і збільшення амплітуди напруги статора на величину $I_{1m}R_1$.

Крім того, при керуванні $U_m/f = \text{const}$ на малих частотах буде мале значення напруги і, відповідно, мале значення рушійного моменту. Для збільшення перевантажувальної здатності двигуна на малих частотах при $f=0$ приймають ненульове значення напруги $U_0 = (6\% - 25\%)U_{mн}$. Пристрій або програма, які забезпечують задане співвідношення амплітуди напруги і частоти,

називають функціональним перетворювачем. Статична характеристика функціонального перетворювача при пропорційній залежності показана на рис.4.64. Вона має зону насичення при частотах вище номінальної.

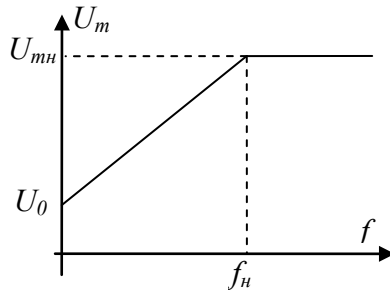


Рис.4.64 – Статична характеристика функціонального перетворювача при пропорційній залежності частоти і амплітуди

Математично характеристика функціонального перетворювача описується системою рівнянь

$$U_m = \begin{cases} U_{mn}, & f > f_n \\ U_0 + \frac{U_{mn} - U_0}{f_n} f, & f \leq f_n \end{cases}$$

Статичні механічні характеристики асинхронного двигуна при пропорційній залежності амплітуди і частоти напруги статора мають вигляд (рис.4.65).

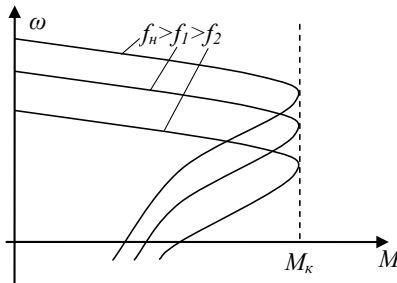


Рис.4.65 – Статичні характеристики асинхронного двигуна при пропорційній залежності амплітуди і частоти напруги статора

Випадок 4. Регулювання швидкості за рахунок квадратичної зміни амплітуди напруги статора відносно її частоти.

Математично закон формалізується залежністю

$$\frac{U_m}{f^2} = \text{const}$$

Графік залежності показано на рис. 4.66

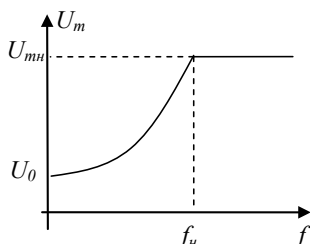


Рис. 4. 66 – Квадратична залежність між амплітудою напруги статора та її частотою

Математично характеристика функціонального перетворювача описується системою рівнянь

$$U_m = \begin{cases} U_{mn}, & f > f_n \\ U_0 + \frac{U_{mn} - U_0}{f_n^2} f^2, & f \leq f_n \end{cases}$$

При $U_m/f^2 = \text{const}$ вигляд механічних характеристик є зручним для керування турбомеханізмами (рис. 4.67). Пунктиром показана характеристика навантаження, що створюється турбомеханізмом на валу двигуна. Як видно з рисунку, навіть при зміні частоти стрибком від 0 до f_n різниця моментів двигуна і навантаження (динамічний момент) буде приблизно однаковою у всьому діапазоні швидкостей. Це забезпечує пуск двигуна зі сталим прискоренням.

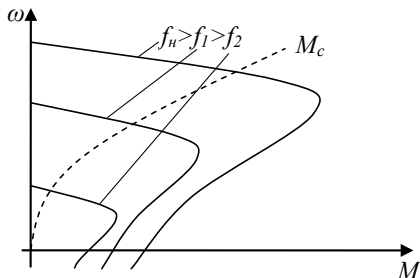


Рис. 4.67 – Статичні характеристики асинхронного двигуна при квадратичній залежності амплітуди від частоти напруги статора

Система тиристорний регулятор напруги асинхронний двигун

Функціональна схема системи тиристорний регулятор напруги асинхронний двигун представлена на рис. 4. 68

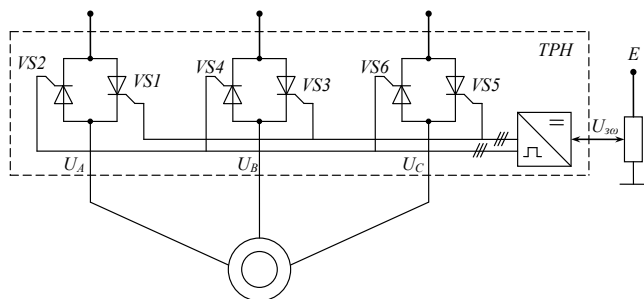


Рис. 4. 68 – Система тиристорний регулятор напруги – асинхронний двигун

У кожному з фаз двигуна включаються по два тиристри зустрічно паралельно. Розглянемо роботу фази А (рис. 4.69). Тиристор VS1 можливо включити лише під час додатної півхвилі мережі живлення. Змінюючи кут відпирання α , можна змінювати тривалість прикладення напруги мережі до обмотки фази А. При зміні полярності напруги мережі тиристор VS1 закриється. При від'ємній півхвилі напруги мережі можливо відкривати тиристор VS2- В фазах В і С напруга формується аналогічно і зсунута на 120 і 240 електричних градусів. Таким чином, тиристорний регулятор напруги не змінює частоту, а змінює лише середнє значення напруги на обмотці статора.

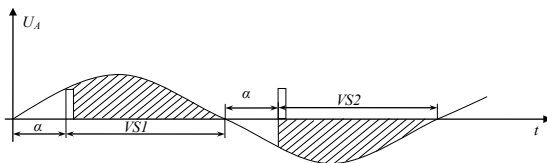


Рис. 4.69 – Робота фази А

Керування швидкістю стандартних двигунів за допомогою тиристорних регуляторів напруги недоцільно через малий діапазон регулювання швидкості. Це доцільно для спеціальних двигунів з підвищеним ковзанням і двигунів з фазним ротором. Часто тиристорний регулятор напруги застосовується як

пристрій плавного пуску (soft-starter). При цьому напруга змінюється лінійно у функції часу.

Для збільшення діапазону регулювання швидкості в двигунах з фазним ротором вводять в роторне коло додатковий опір R_{δ} (рис. 4.70). Очевидно, що діапазон $D_{\omega 2}$ є значно більшим ніж $D_{\omega 1}$. Але для досягнення номінальної швидкості необхідно закорочувати додатковий опір. В залежності від величин додаткового опору і моменту навантаження може виникнути зона $D_{\text{нерег.}}$, де регулювання швидкості неможливе. Величина навантаження суттєво впливає на величину діапазону регулювання швидкості. На холостому ходу є лише одна робоча точка $\omega = \omega_0$, тому регулювання без навантаження в даній системі неможливе. Звернемо увагу, що при збільшенні моменту навантаження від M_{C1} до M_{C2} на штучній характеристиці просідання швидкості є значно більшим ніж на природній. Тобто, введення додаткового опору збільшує статичну похибку системи і тому необхідна організація замкненого за швидкістю контуру керування. Введення додаткового опору призводить до втрат енергії, що погіршує техніко-економічні показники.

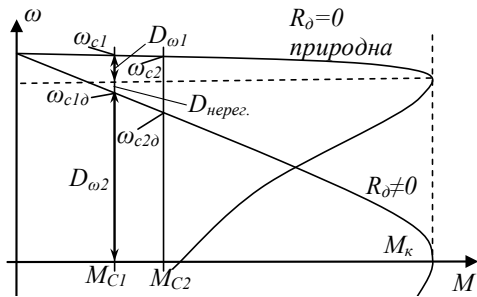


Рис. 4. 70 – Діапазони регулювання швидкості при введенні додаткового опору в коло ротора

Функціональна схема системи тиристорний регулятор напруги асинхронний двигун зі зворотним зв'язком за швидкістю показана на рис. 4.71, де контакти реле K_1 перемикаються згідно вибору діапазону регулювання швидкості.

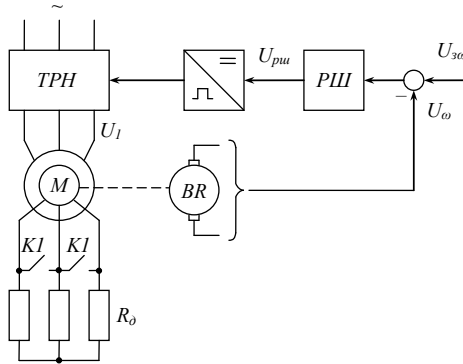


Рис. 4.71 – Функціональна схема системи керування

Отримаємо статичні характеристики системи керування. Діюче значення напруги на виході тиристорного регулятора напруги

$$U_1 = k_{\text{трн}} U_{\text{рш}},$$

де $k_{\text{трн}} = \frac{U_{1\text{max}}}{U_{\text{ршmax}} = \frac{220(380)}{10}}$ - коефіцієнт передачі тиристорного регулятора напруги.

При П-регуляторі швидкості напруга на виході тиристорного регулятора

$$U_1 = k_{\text{рш}} k_{\text{трн}} (U_{3\omega} - k_{\omega} \omega)$$

Рівняння статичної механічної характеристики описується розширеною формулою Клосса

$$M = \frac{2M_K(1+as_K)}{\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s} + 2as_K},$$

$$\text{де } a = R_1/R_{2\Sigma}; R_{2\Sigma} = R_2 + R_d$$

Критичний момент при номінальній нарузі статора описується виразом

$$M_K|_{U_1=U_{1н}} = M_{\text{кн}} = \frac{3U_{1н}^2}{2\omega_0 \left[R_1 + \sqrt{R_1^2 + X_K^2} \right]}$$

Критичний момент при довільній напрузі статора можна представити наступним чином

$$M_k = \frac{3U_{1н}^2 \left(\frac{U_1}{U_{1н}}\right)^2}{2\omega_0 \left[R_1 + \sqrt{R_1^2 + X_k^2} \right]} = M_{кн} \left(\frac{U_1}{U_{1н}}\right)^2$$

Тоді залежність Клосса запишеться у вигляді

$$M(s) = M|_{U_1=U_{1н}}(s) \left(\frac{U_1}{U_{1н}}\right)^2$$

Для систем стабілізації, для яких характерним є режим малих відхилень від координат робочої точки, останню залежність можна лінеаризувати

$$M = k_M \frac{U_1}{U_{1н}},$$

де $k_M = M_n$ – коефіцієнт лінеаризації-

З рівняння для вихідної напруги тиристорного регулятора отримуємо

$$U_{з\omega} - k_\omega \omega = \frac{U_1}{k_{рш}k_{трн}} = \frac{U_{1н}}{k_M k_{рш}k_{трн}} M$$

Тоді **рівняння статичних характеристик** прийме вигляд

$$\omega = \frac{U_{з\omega}}{k_\omega} - \frac{U_{1н}}{k_M k_{рш}k_{трн}k_\omega} M$$

Сімейство статичних характеристик системи зображено на рис. 4.72.

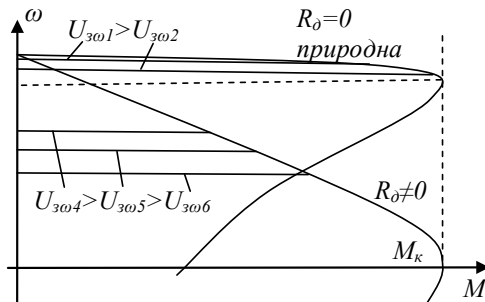


Рис. 4.72 – Статичні характеристики системи керування

Підвищити динамічні показники якості системи можна за рахунок введення зворотного зв'язку за струмом ротора. Функціональна схема для даного випадку показана на рис. 4.73. Система керування включає два контури: внутрішній випрямленого струму ротора з регулятором струму ротора РСР та зовнішній швидкості. Внутрішній контур дозволяє обмежувати величину моменту під час перехідних процесів.

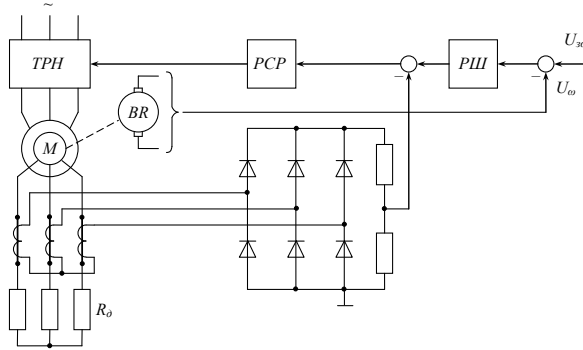


Рис. 4.73 – Функціональна схема системи з внутрішнім контуром випрямленого струму ротора

Двоконтурна система підпорядкованого керування асинхронно-вентильним каскадом

Функціональна схема системи підпорядкованого керування швидкістю асинхронно-вентильного каскаду показана на рис. 4.74

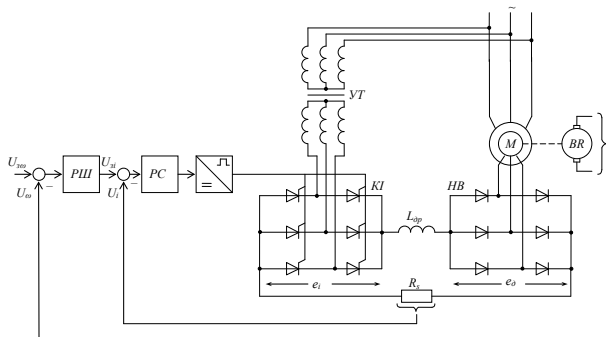


Рис. 4.74 – Функціональна схема системи підпорядкованого керування швидкістю асинхронно-вентильного каскаду

Статорна обмотка двигуна підключається до промислової мережі зі сталою частотою і амплітудою. У роторне коло включається некерований випрямляч *НВ*. Паралельно до випрямляча підключається керований інвертор *КІ*. У схемах з додатковим опором у колі ротора швидкість двигуна регулюється за рахунок розсіювання енергії на додаткових опорах. У даному випадку енергія не розсіюється, а через *КІ* перетворюється у змінну напругу з частотою промислової мережі, і через узгоджуючий трансформатор *УТ* повертається назад до мережі, що суттєвим чином підвищує ККД електроприводу. Напруга на виході інвертора повинна синхронізуватися з напругою мережі. Регулюючи напругу інвертора e_i , регулюється середнє значення струму i_θ , який протікає по випрямленому колу, тобто, регулюється струм ротора, за рахунок чого регулюється швидкість обертання двигуна.

Система керування виконана за підпорядкованим принципом регулювання координат і включає два контури: внутрішній контур випрямленого струму ротора та зовнішній контур швидкості.

Структурну схему системи керування отримують на основі схеми заміщення випрямленого роторного кола (рис. 4.75).

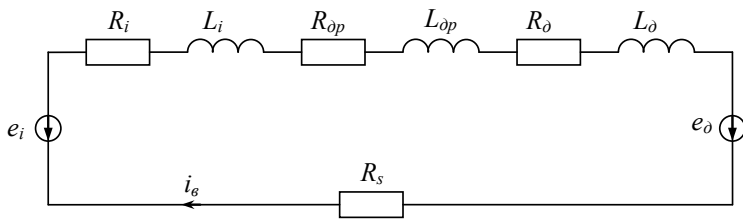


Рис. 4.75 – Схема заміщення випрямленого роторного кола

На схемі прийнято наступні позначення:

$e_d = k_{cx} E_{2H} s$ – ЕРС ротора приведена до схеми випрямлення;

k_{cx} - коефіцієнт передачі схеми випрямлення; E_{2H} - номінальна ЕРС ротора;

$L_d = \frac{2x_d}{\omega_{1H}}$ - індуктивність фази двигуна;

$\omega_{1H} = 2\pi f_H$ - кутова частота мережі;

x_d – приведений до нерухомого ротора індуктивний опір фази двигуна;

$$R_d = \frac{2x_{d's}}{\pi} + 2(R_2 + R_1's) - \text{приведений активний опір двигуна};$$

R_1' – активний опір фази статора приведений до ротора;

$R_i = \frac{3x_T}{\pi} + 2R_T$. Приведений активний опір інвертора разом з

трансформатором;

R_T, X_T – активний та індуктивний опори фази трансформатора.

Сумарний активний опір випрямленого кола є функцією ковзання

$$R_{pk} = R_i + R_{dp} + R_d + R_s = R_{pk}(s)$$

Сумарна індуктивність випрямленого кола є константою

$$L_{pk} = L_i + L_{dp} + L_d = \frac{2x_T}{\omega_{1n}} + L_{dp} + \frac{2x_d}{\omega_{1n}}$$

Рівняння другого закону Кірхгофа для замкненого випрямленого кола

$$e_d - e_i = i_B R_{pk}(s) + L_{pk} \frac{di_B}{dt}$$

Отримане диференціальне рівняння є нелінійним через добуток двох змінних i_e і R_{pk} .

Обмежуючи розгляд динаміки струмами випрямляча від 0 до номінального значення, залежність $M(i_e)$ можна лінеаризувати

$$M \approx \frac{k_{cx} p_n E_{2n}}{\omega_{1n}} i_B = c_d i_B,$$

$$\text{де } c_d = \frac{k_{cx} p_n E_{2n}}{\omega_{1n}}$$

Рівняння руху вала двигуна

$$J \frac{d\omega}{dt} = M - M_C$$

Рівняння для випрямленої ЕРС ротора запишемо у вигляді

$$\mathbf{e}_d = \mathbf{k}_{cx} \mathbf{E}_{2H} \mathbf{s} = \mathbf{k}_{cx} \mathbf{E}_{2H} \left(\mathbf{1} - \frac{\omega}{\omega_{xx}} \right),$$

де ω_{xx} - швидкість холостого ходу.

Лінеаризуючи модель асинхронного двигуна (останні 4 рівняння) в околі робочої точки, отримують лінеаризовану модель в приростах. Математичну модель інвертора апроксимують аперіодичною ланкою першого порядку

$$W_i(p) = \frac{\Delta e_i(p)}{\Delta U_{вх}(p)} = \frac{k_{np}}{T_{\mu}p + 1}$$

де $k_{np} = \frac{E_{imax}}{U_{вхmax}}$ - коефіцієнт передачі інвертора.

В результаті математична модель асинхронного двигуна є аналогічною моделі двигуна постійного струму з незалежним збудженням при керуванні напругою якоря. Тому доцільно застосувати двоконтурну систему підпорядкованого керування швидкістю з внутрішнім контуром випрямленого струму ротора та зовнішнім швидкості (рис. 4.76)

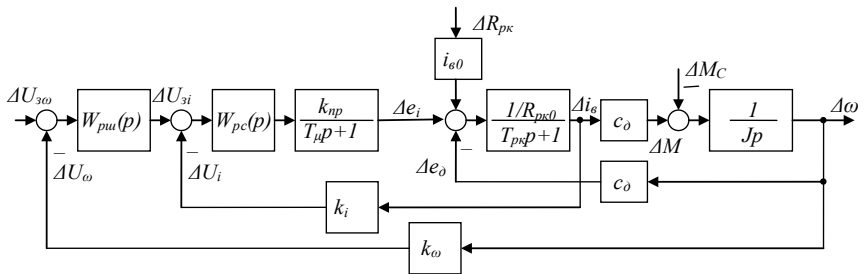


Рис. 4.76 – Структурна схема системи керування асинхронно-вентильним каскадом

Індексом “0” позначено відповідні статичні значення координат в робочій точці. Стала часу $T_{рк} = L_{рк}/R_{рк0}$. При синтезі внутрішнього контуру не враховують збурення $\Delta R_{рк}$ і Δe_d , зовнішнього – ΔM_c .

При настроюванні контуру струму на модульний оптимум отримують ПІ-регулятор струму

$$W_{pc}(p) = k_{pc} \frac{T_{pc}p+1}{T_{pc}p},$$

де $k_{pc} = \frac{T_{pk}R_{pk0}}{2T_{\mu}k_{np}k_i}$; $T_{pc} = T_{pk}$

Контур швидкості настроюють на симетричний оптимум і отримують ПІ-регулятор швидкості

$$W_{psh}(p) = k_{psh} \frac{T_{psh}p+1}{T_{psh}p},$$

де $k_{psh} = \frac{k_i I}{4T_{\mu}c_d k_{\omega}}$; $T_{psh} = 8T_{\mu}$.

Асинхронний електропривод з широтно-імпульсною модуляцією в колі ротора

Функціональна схема асинхронного електроприводу з широтно-імпульсною модуляцією в колі ротора представлена на рис. 4.77.

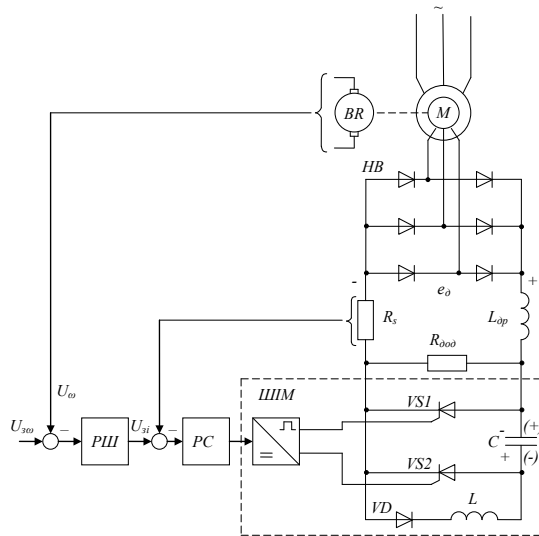


Рис. 4.77 – Функціональна схема асинхронного електроприводу з широтно-імпульсною модуляцією в колі ротора

Статорна обмотка двигуна підключається до промислової мережі.

До роторної обмотки через випрямляч підключається додатковий опір R_{ood} . Паралельно R_{ood} включено ключ на базі VS1 і VS2.

Якщо VS1 відкрито, то R_{ood} заморочено. Тоді двигун працює на природній механічній характеристиці. Якщо VS1 закрито, то двигун працює на штучній механічній характеристиці з R_{ood} . Якщо VS1 включати та виключати з певною частотою, то таким чином можна регулювати середнє значення струму ротора, тобто швидкість двигуна. Полярність напруги на виході випрямляча така, що для відкриття VS1 достатньо на його керуючий електрод подати імпульс.

Для закриття VS1 використовується VS2. При відкритті VS2 напруга конденсатора, приблизно рівна e_d і вказана без дужок, прикладається до VS1. В результаті цього середній струм через VS1 спадає до нуля і він закривається. При цьому виникає коло перезаряду конденсатора " $+e_d$ " - $L_{др}$ - C - VS2 - R_s - " $-e_d$ " і конденсатор перезаряджається до полярності вказаної в дужках. Коли конденсатор зарядиться, струм через нього, а відповідно і через VS2, спаде до нуля і VS2 закриється. При наступному відкритті VS1 виникне коло для перезаряду конденсатора C - VS1 - VD - L . Це коливальний контур. Напруга і струми змінюються в ньому за синусоїдальним законом. Але, оскільки у колі є діод VD, то перехідні процеси тривають лише півперіоду і за цей час конденсатор змінює полярність на вказану без дужок.

Систему керування виконано двоконтурною з внутрішнім контуром випрямленого струму ротора та зовнішнім контуром швидкості. Схема є нереверсивною.

$$L_{рк} = \frac{2x_d}{\omega_{1н}} + L_{др}$$

Сумарний активний опір роторного кола є функцією ковзання

$$R_{рк} = R_s + R_{др} + R_d + \gamma R_{дод} = R_{рк}(s),$$

де $R_d = \frac{2x_d s}{\pi} + 2(R_2 + R_1' s)$, а γ - шпаруватість вихідного сигналу широтно-імпульсного модулятора на базі VS1 та VS2, тобто відношення часу відключення VS1 до періоду його роботи.

Схема заміщення випрямленого роторного кола представлена на рис.

4.78

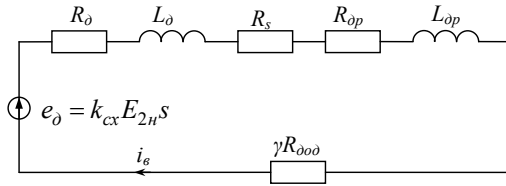


Рис. 4.78 – Схема заміщення випрямленого роторного кола

Сумарна індуктивність роторного кола. Структурна схема системи керування отримується аналогічно як і для системи керування асинхронно-вентильним каскадом. Схема представлена на рис. 4.79. Математична модель широтно-імпульсного модулятора апроксимована аперіодичною ланкою першого порядку:

$$W_{ШИМ}(p) = \frac{\Delta R_{pk}(p)}{\Delta U_{вх}(p)} = \frac{k_R}{T_{\mu}p + 1},$$

де $k_R = \frac{R_{pkmax}}{U_{вхmax}}$ - коефіцієнт передачі інвертора.

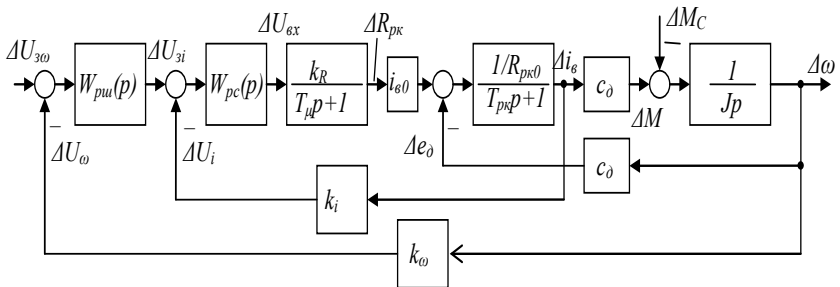


Рис. 4.79 – Структурна схема системи керування швидкістю

асинхронного електроприводу з широтно-імпульсною модуляцією в колі ротора
Частотно-керовані асинхронні електроприводи

Розрізняють два основні види перетворювачів частоти:

- 1) з проміжною ланкою постійного струму;

2) з безпосереднім зв'язком з мережею

Функціональна схема перетворювача частоти з проміжною ланкою постійного струму подана на рис. 4.80.

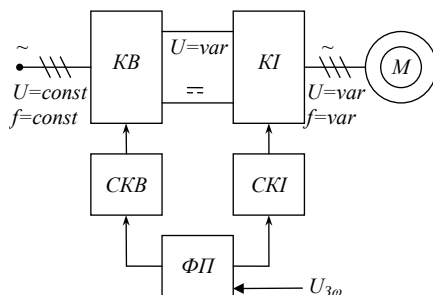


Рис. 4.80 – Функціональна схема перетворювача частоти з проміжною ланкою постійного струму

Керований випрямляч КВ перетворює напругу мережі з постійною частотою і амплітудою в постійну напругу, величина якої змінюється. Величина випрямленої напруги визначається кутом відпирання тиристорів випрямляча, керуючі імпульси яких формуються системою керування випрямлячем (СКВ)- Керований інвертор КІ перетворює постійну напругу в трифазну синусоїдальну, амплітуда якої пропорційна величині випрямленої напруги, а частота визначається системою керування інвертора. Функціональний перетворювач (ФП) забезпечує певне співвідношення між частотою і амплітудою, формуючи бажаний вигляд механічної характеристики.

Розглянемо **роботу інвертора на активне навантаження** (рис. 4.81).

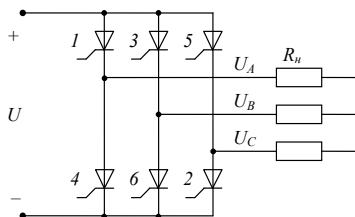


Рис. 4.81 – Інвертор з активним навантаженням

Система керування інвертором СКІ з одночасно відкритими трьома тиристорами (рис. 4.82) забезпечує трифазну симетричну систему напруг, при якій фазні напруги нагадують синусоїдальні функції з амплітудою $\frac{2}{3}U$ і частотою, яка зворотно пропорційна куту провідності γ вираженому в одиницях вимірювання часу (час безперервної роботи тиристора). Кожні 60 електричних градусів один з тиристорів відключається, а один включається.

Послідовність ввімкнення тиристорів показана вверху діаграми. При способі керування з одночасно відкритими двома тиристорами лінійна напруга більш нагадує синусоїдальну, ніж фазна (рис. 4.83).

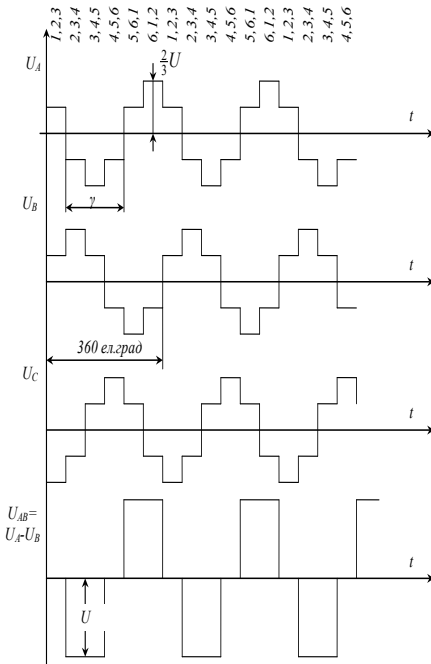


Рис. 4.82 – Робота інвертора з одночасно -включеними трьома тиристорами

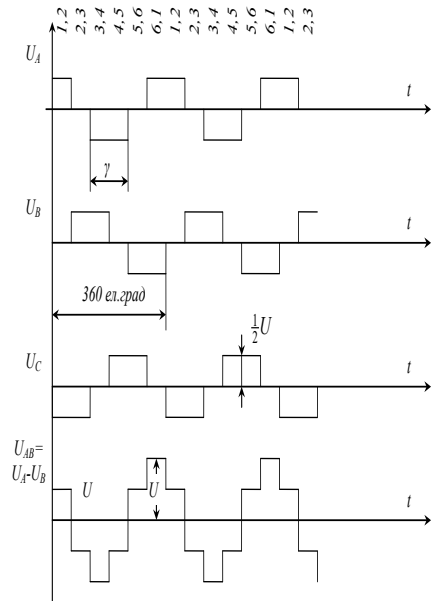


Рис. 4.83 – Робота інвертора з одночасно-включеними двома тиристорами

Розрізняють інвертори струму і напруги. В інверторі струм, який протікає через ключі, не може змінитися стрибком (на вході інвертора встановлюють індуктивність). В інверторі напруги напруга не може змінитися стрибком на ключах. Для цього на вході встановлюють конденсатор.

Полярність напруги на вході інвертора така, що дозволяє відкрити будь-який тиристор в будь-який момент часу за допомогою видачі керуючого імпульсу на відповідний електрод тиристора. Закривання тиристорів у даній схемі можливе лише примусовим шляхом. Використовують два варіанти реалізації з міжфазовою комутацією і індивідуальною комутацією. У випадку міжфазової комутації для закриття тиристора до нього прикладається напруга конденсатора протилежної полярності за рахунок відкриття сусіднього тиристора (з сусідньої фази). У випадку індивідуальної комутації з цією метою вводять додаткові тиристори у схему, які також підключають відповідні конденсатори.

Інвертор струму з міжфазовою комутацією показано на рис. 4.84.

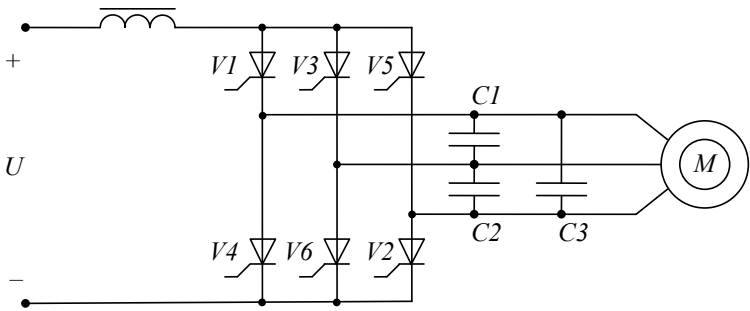


Рис. 4.84 – Інвертор струму з міжфазовою комутацією

Питання для самоконтролю

1. Особливості розімкнутих систем керування електроприводами.
2. Особливості замкнутих систем керування електроприводами.
3. Вкажіть статичні та динамічні показники якості керування.
4. Перерахуйте статичні показники якості керування.
5. Як визначити діапазон регулювання системи ЕП?
6. Як визначається динамічна похибка регулювання?
7. Що таке перерегулювання ?
8. Типові налаштування систем керування електроприводами.
9. Особливості системи з незалежним регулюванням координат.
10. Основні переваги та недоліки системи незалежного регулювання координат.
11. Особливості системи керування електроприводами з підпорядкованим регулюванням координат
12. Основні переваги та недоліки системи з підпорядкованим регулюванням координат.
13. Основні принципи настроювання на модульний та симетричний оптимуми.
14. Наведіть перехідну характеристику контуру при настроюванні на модульний оптимум.
15. Наведіть перехідну характеристику контуру при настроюванні на симетричний оптимум.
16. Наведіть основні характеристики, функції та структурну схему П-регулятора.
17. Наведіть основні характеристики, функції та структурну схему І-регулятора.
18. Наведіть основні характеристики, функції та структурну схему ІІІ-регулятора.
19. Наведіть основні характеристики, функції та структурну схему ІІД-регулятора.

20. Наведіть основні характеристики, функції та структурну схему ПД-регулятора.

21. Як розрахувати вузол зворотного зв'язку за швидкістю?

22. Як розраховується коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю?

23. Принцип дії фотоімпульсного датчику швидкості.

24. Поясніть призначення зворотнього зв'язку за швидкістю.

25. Поясніть роботу схеми одноконтурної системи керування швидкістю двигуна постійного струму.

26. Поясніть принцип регулювання вхідної напруги в системі імпульсно-фазового керування (СІФК).

27. Як розрахувати коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю.

28. Наведіть основні етапи синтезу системи керування.

29. Наведіть приклад системи керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням зі зворотним зв'язком за швидкістю і струмовим відсіканням.

30. Поясніть роботу двоконтурної системи підпорядкованого керування швидкістю двигуна постійного струму з незалежним збудженням.

31. Наведіть множину статичних характеристик системи при настроюванні на модульний оптимум.

32. Наведіть множину характеристики системи при настроюванні на симетричний оптимум.

33. Наведіть статичні характеристики при зміні частоти і сталій амплітуді.

34. Наведіть Статичні характеристики асинхронного двигуна при пропорційній залежності амплітуди і частоти напруги статора.

35. Поясніть принцип роботи системи тиристорний регулятор напруги – асинхронний двигун (ТРН-АД)

36. Поясніть принцип роботи системи перетворювач частоти – асинхронний двигун (ПЧ-АД).

Приклади розрахунків електроприводів безперервної дії

Приклад 1

Необхідно розрахувати потужність приводної станції стрічкового конвеєру, розрахункова схема якого наведена на рисунку



Технічні дані: продуктивність $\Pi = 72 \cdot 10^3$ кг/год; швидкість $\vartheta = 0,8$ м/с, маса одного метру стрічки $m_0^* = 10$ кг/м; кути обхвату приводного барабану $\alpha_n = 210^\circ$ та натяжного барабана $\alpha_n = 180^\circ$, довжини і кути нахилу до горизонту ділянки $l_{12} = 0,8$ м; $l_{56} = 78$ м; $l_{34} = l_{78} = 3$ м; $\beta_{34} = \beta_{56} = 15^\circ$; $\beta_{12} = -30^\circ$; $\beta_{78} = 0$; допустиме прискорення $a_{\text{доп}} = 0,4$ м/с².

За табл. П=7; П=9 приймаємо значення коефіцієнтів тертя і опору руху: $\mu = 0,1$; $c_n = 0,025$; $k_{n1} = 1 + c_{n1} = 1,03$; $k_{n2} = 1 + c_{n2} = 1,05$; $k_{n3} = 1 + c_{n3} = 1,02$; $k_{n4} = 1,05$.

Маса 1 м вантажу, що транспортується у відповідності із заданою продуктивністю:

$$m_v^* = \frac{\Pi \cdot 10^3}{3600\vartheta} = \frac{72 \cdot 10^3}{3600 \cdot 0,8} = 25 \text{ кг/м.}$$

1. Знаходимо маси ділянок конвеєра:

$$m_{12} = m_0^* l_{12} = 10 \cdot 0,8 = 8 \text{ кг;}$$

$$m_{34} = 10 \cdot 80 = 800 \text{ кг;}$$

$$m_{56} = (m_0^* + m_v^*) l_{56} = (10 + 25) \cdot 78 = 2730 \text{ кг;}$$

$$m_{78} = 35 \cdot 3 = 105 \text{ кг.}$$

2. Розрахункова сумарна маса:

$$\begin{aligned} m'_{\Sigma} &= m_{78} + m_{56} k_{н3} + m_{34} k_{н3} k_{н2} + m_{12} k_{н3} k_{н2} k_{н1} = \\ &= 105 + 2730 \cdot 1,02 + 800 \cdot 1,02 \cdot 1,05 + 8 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 3754 \text{ кг.} \end{aligned}$$

3. Сили опору руху на прямолінійних ділянках:

$$\Delta F_{12} = q_0 \ell_{12} (c_{\pi} \cos \beta_{12} - \sin \beta_{12}) = 9,81 \cdot 8(0,025 \cdot 0,87 + 0,5) = 41 \text{ Н;}$$

$$\Delta F_{34} = q_0 \ell_{34} (c_{\pi} \cos \beta_{34} - \sin \beta_{34}) = 9,81 \cdot 800(0,025 \cdot 0,97 - 0,26) = -1,85 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$\Delta F_{56} = (q_0 + q_2) \ell_{56} (c_{\pi} \cos \beta_{56} + \sin \beta_{56}) = 9,81 \cdot 2730(0,025 \cdot 0,97 + 0,26) = 7,61 \cdot 10^3 \text{ Н;}$$

$$\Delta F_{78} = 9,81 \cdot 105 \cdot 0,025 = 26 \text{ Н.}$$

4. Розрахункове результуюче зусилля на прямолінійних ділянках траси:

$$\begin{aligned} F'_{\pi} &= \Delta F_{78} + \Delta F_{56} k_{н3} + \Delta F_{34} k_{н3} k_{н2} + \Delta F_{12} k_{н3} k_{н2} k_{н1} = \\ &= 26 + 7610 \cdot 1,02 - 1850 \cdot 1,02 \cdot 1,05 + 41 \cdot 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 5,86 \cdot 10^3 \text{ Н.} \end{aligned}$$

5. Знайдені значення m'_{Σ} і F'_{π} дозволяють розрахувати мінімально допустимий натяг в точці збігання стрічки з приводного барабана:

$$T_{56\text{min}} = \frac{F'_{\pi} + m'_{\Sigma} a_{\text{доп}}}{e^{\mu\alpha} - k_{н1} k_{н2} k_{н3}} = \frac{5861 + 3754 \cdot 0,4}{e^{0,13,66} - 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,03} = 27,4 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Оскільки при визначенні m'_{Σ} не враховувалися маси барабанів і опорних роликів, то T_{56} слід прийняти з деяким запасом відносно значення

$T_{56\text{min}}$:

$$T_{56} \approx 1,2 T_{56\text{min}} = 32,8 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

6. Для визначення попереднього натягу стрічки, що забезпечує прийняте значення T_{56} , визначимо мінімальний натяг, що має місце в точці

4.

$$T_4 = T_0 = (T_{56} + \Delta F_{12}) k_{н1} + \Delta F_{34} = (32800 + 41) \cdot 1,02 - 1850 = 31,65 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Для створення такого натягу необхідний натяжний вантаж вагою:

$$G_{н.в.} = 2 \cdot T_0 = 62,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

7. Максимальний натяг має місце в набігаючій точці приводного барабана і визначається:

$$T_{нб} = k_{н} T_{зб} + F_{ц}^i + m_{\Sigma}^i a_{доп} = 1,1 \cdot 32800 + 5861 + 3754 \cdot 0,4 = 45340 \text{ Н.}$$

8. Потужність приводної станції конвеєра:

$$P_c = k_s \frac{T_{нб} - T_{зб}}{\eta} g = 1,2 \frac{45340 - 31650}{0,9} 0,8 \cdot 10^{-3} = 14,6 \text{ кВт.}$$

Після вибору двигуна і редуктора уточнюються значення ККД редуктора η_p , а також мінімальний рівень $T_{зб}$ з урахуванням моменту інерції двигуна.

Приклад 2

Необхідно вибрати асинхронний двигун і визначити його номінальну потужність для відцентрового водяного насосу, що має дані:

$$Q_{ном} = 24 \text{ м}^3/\text{год}; H_{ном} = 15 \text{ м}; \eta_{ном} = 0,5; H_g = 0; \pi_{с.ном} = 1450 \text{ об/хв.}$$

Подача насоса повинна регулюватися в межах від $Q_{ном}$ до $0,5Q_{ном}$.

Регулювання здійснюється електричним способом шляхом зміни напруги на статорі двигуна.

В відповідності з формулами (7-8) [2] розраховується номінальна потужність насоса

$$P_{с.ном} = \frac{\gamma \cdot Q_{ном} \cdot H_{ном} g}{\eta_{ном}} = \frac{10^3 \cdot 24 \cdot 15 \cdot 9,81}{0,5 \cdot 3600} \cdot 10^{-3} = 1,96 \text{ кВт}$$

Таблиця 1

Тип	$P_{ном}, кВт$	$S_{ном}$	λ_3	$\lambda_3 P_{с.ном}, кВт$
АОС2-51-4	2.3	0.07	2.1	4.1
АОС2-52-4	3.5	0.065	2.3	4.5
АОС2-62-4	7.7	0.093	1.6	3.1

Стосовно заданого способу регулювання швидкості і враховуючи номінальну швидкість насоса, вибираємо асинхронний короткозамкнений шестиполіусний двигун серії АОС (з підвищеним ковзанням). Необхідний діапазон регулювання швидкості:

$$D = \frac{\omega_{с.ном}}{\omega_{min}} = \frac{Q_{ном}}{Q_{min}} = 2.$$

Оскільки діапазон зміни швидкості включає в себе швидкість, що відповідає максимуму втрат в роторі, то номінальну потужність двигуна слід визначати в відповідності з умовою:

$$\lambda_3 = \frac{M_{ном}}{M_{ст.е}} > \frac{4}{27} \frac{1}{S_{ном}} \text{ При } H_{ст} = 0$$

(формула (7.32) [2]) – умова для оцінки необхідного завищення номінального моменту двигуна ($M_{ном}$) над максимальним моментом механізму).

З каталогу вибираємо декілька двигунів, потужність яких перевищує номінальну потужність насоса і згідно формули розраховуємо коефіцієнт запасу λ_3 . Результати розрахунку наведені в таблиці 1.

Вибирається той двигун, для якого виконується умова $\lambda_3 P_{с.ном} \leq P_{ном}$. Для нашого випадку це двигун типу АОС2-62-4.

Приклад 3

Для приводу компресора зі статичним навантаженням $P_{ст} = 900 \text{кВт}$ або $M_{ст} = 11800 \text{Н} \cdot \text{м}$ використовується асинхронний двигун з фазним ротором з номінальними даними:

$$\begin{aligned} P_{ном} &= 1000 \text{кВт}; U_1 = 6000 \text{В}; I_1 = 118 \text{А}; n_{ном} = 735 \text{хв}^{-1}. \\ (\omega_{ном} &= 77 \text{с}^{-1}; \omega_c = 78,5 \text{с}^{-1}); S_{ном} = 0,02; \cos \varphi_{ном} = 0,87; \eta = 94,3\%; \\ M_{ном} &= 1300 \text{Н} \cdot \text{м}; U_{2ном} = 1050 \text{В}; I_{2ном} = 565 \text{А}; r_1 = 0,587 \text{Ом} \\ &(r_1' = 0,0181 \text{Ом}); \\ r_2 &= 0,0214 \text{Ом} (r_2' = 0,695 \text{Ом}); k_e = 5,71; x_p = 0,257. \end{aligned}$$

При експлуатації компресора необхідно регулювати частоту обертання двигуна в межах $D = 1,5 : 1$; тому для нього прийнята система керування з використанням АВК. Необхідно вибрати основні елементи АВК і визначити енергетичні показники електропривода при роботі компресора з мінімальною частотою обертання.

АВК вибираємо за струмом і напругою ротора двигуна:

$$I_{п.ном} \geq I_{2ном} = 565 \text{А}; U_{п.ном} \geq U_{2ном} \left(1 - \frac{1}{D}\right) = 1050 \left(1 - \frac{1}{1,5}\right) \text{В} = 350 \text{В},$$

де $I_{п.ном}$ і $U_{п.ном}$ відповідно необхідні струм фази випрямляча і його лінійна напруга. З наявної номенклатури перетворювачів серії ПАВК вибираємо перетворювач типу ПАВК-400-630 із наступними номінальними даними (схеми випрямляча і інвертора – шестифазні мостові); $I_{п.ном} = 630 \text{А}$; $I_{п.мах} = 1000 \text{А}$; $U_{п.ном} = 400 \text{В}$; лінійна напруга інвертора $U_{п} = 380 \text{В}$; параметри дроселя $I_{др} = 1000 \text{А}$; $r_{др} = 0,002 \text{Ом}$; $L_{др} = 2,5 \text{мГн}$.

Станцію керування для пуску двигуна вибираємо за параметрами його ротора на частковий діапазон регулювання - ЦШУ-6802-89А2 ($I_{с.ном} = 1250\text{А}$; $U_{с.ном} = 1300\text{В}$).

Для передачі енергії ковзання в живлячу мережу вибираємо узгоджуючий трансформатор інвертора, приймаючи $U_{п} = U_{п2тр}$ (і нехтуючи зміною швидкості через додаткові опори в роторному колі двигуна). Для цього спочатку розраховуємо необхідний струм вторинної обмотки трансформатора:

$$I_{2тр} = k_i I = k_i \left[\frac{\sqrt{2} U_{2ном}}{2 x_p} - \sqrt{\frac{U_{2ном}^2}{2x_p^2} - \frac{\sqrt{2}\omega_c M_{ст}}{k_n x_p}} \right] =$$

$$= 0,815 \left[\frac{\sqrt{2} \cdot 1050}{2 \cdot 0,257} - \sqrt{\frac{1050^2}{2 \cdot 0,257^2} - \frac{\sqrt{2} \cdot 78,5 \cdot 11800}{1,35 \cdot 0,257}} \right] \text{А} = 0,815 \cdot 770 \text{А} = 626 \text{А}.$$

а потім і необхідну потужність трансформатора:

$$S \geq \sqrt{3} U_{п2тр} I_{2тр} = \sqrt{3} \cdot 380 \cdot 626 \cdot 10^{-3} \text{кВ} \cdot \text{А} \approx 400 \text{кВ} \cdot \text{А}.$$

На підставі отриманих результатів вибираємо трансформатор з наступними номінальними даними:

$$S_{ном} = 400 \text{кВ} \cdot \text{А}; U_{1тр} = 6000 \text{В}; U_{2тр} = 380 \text{В}; \eta = 98,55\%;$$

$$\Delta P_{х.тр} = 1,08 \text{кВт};$$

$$\Delta P_{к.тр} = 7,6 \text{кВт}; I_x = 3\%; U_x = 5\%; r_{тр} = 0,002 \text{Ом}; x_{тр} = 0,012 \text{Ом}.$$

Визначаємо ККД електропривода при мінімальній кутовій частоті двигуна:

$$\eta = \frac{M_{ст} \omega_{\min}}{P_{дв} - P_{рек}} = \frac{11800 \cdot 51,3 \cdot 10^3}{962 - 220} = 0,81.$$

де $P_{дв}$ - потужність, що споживається двигуном з мережі, Вт;

$P_{рек}$ - потужність, що рекуперується в мережу, Вт;

$$P_{дв} = \frac{M_{ст} \omega_c}{1000} + \Delta P_m + \Delta P_{ст} = \left(\frac{11800 \cdot 78,5}{1000} + 24,5 + 12,3 \right) \text{кВт} = 962 \text{кВт};$$

$$\Delta P_m = \frac{3I_1^2 r_1}{1000} = \frac{3 \cdot 118^2 \cdot 0,587}{1000} = 24,5 \text{кВт};$$

$$\Delta P_c = 0,5 \Delta P_m = 0,5 \cdot 24,5 \text{кВт} \approx 12,3 \text{кВт};$$

$$P_{рек} = \frac{M_{ст} \omega_c}{1000} \left(1 - \frac{1}{D} \right) - k - \vartheta = \left[\frac{11800 \cdot 78,5}{1000} - \left(1 - \frac{1}{1,5} \right) - 57,6 - 52,6 \right] = 220 \text{кВт};$$

де k, ϑ постійні і змінні втрати в двигуні і в трансформаторі, Вт;

$$\omega_{min} = \frac{\omega_{ном}}{1,5} = \frac{77}{1,5} \text{с}^{-1} = 51,3 \text{с}^{-1};$$

$$k = 1,05 \left[P_{ном} \frac{1 - \eta_{дв}}{\eta_{дв}} - \frac{M_{ном} \omega_c \cdot S_{ном}}{1000} \left(1 - \frac{r_1'}{r_2} \right) \right] + \Delta P_{х.тр.} =$$

$$= \left\{ 1,05 \left[1000 \frac{1 - 0,943}{0,943} - \frac{13000}{1000} \cdot 78,5 \cdot 0,02 \cdot \left(1 - \frac{0,587}{0,695} \right) \right] + 1,03 \right\} \text{кВт} = 57,6 \text{кВт};$$

$$U = \frac{I^2 R_{экв} + I \sum \Delta U}{1000} = \frac{770^2 \cdot 0,085 + 770 \cdot 3}{1000} \text{кВт} = 52,5 \text{кВт};$$

еквівалентний опір роторного кола двигуна:

$$R_{экв} = 2r_2 + 2r_1' + r_{дв} + 2r_{тр} = 2 \cdot 0,0214 + 2 \cdot 0,0181 + 0,002 + 2 \cdot 0,002 = 0,085;$$

падіння напруги в вентилях випрямляча і інвертора:

$$\sum \Delta U = 4 \cdot 0,75 \text{В} = 3 \text{В}.$$

Приймаючи коефіцієнт викривлення $F = 1$, розраховуємо коефіцієнт потужності електропривода:

$$\cos \varphi_{\text{ABK}} = F \frac{P_{\text{дв}} - P_{\text{тр}}}{\sqrt{(P_{\text{дв}} - P_{\text{тр}})^2 + (Q_{\text{дв}} + Q_{\text{тр}})^2}} =$$

$$1 \frac{962 - 212}{\sqrt{(962 - 212)^2 + (675 + 340)^2}} = 0,595,$$

де $Q_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\text{дв}} = 962 \cdot \operatorname{tg} 35^\circ \text{ кВАр} = 962 \cdot 0,7 \text{ кВАр} = 675 \text{ кВАр}$.

$$\cos \varphi_{\text{дв}} = \cos \varphi_{\text{ном}} \cos \frac{\gamma}{2} = \cos \varphi_{\text{ном}} \sqrt{1 - \frac{\sqrt{2} x_p I}{2 U_{2\text{ном}}}} = 0,87 \sqrt{1 - \frac{\sqrt{2} \cdot 0,257 \cdot 770}{2 \cdot 1050}} = 0,81$$

при ($\varphi_{\text{дв}} = 35^\circ$);

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{дв}} - \frac{M_{\text{ст}} \omega_{\text{мин}}}{\eta} = \left(962 - \frac{11800 \cdot 51,3}{0,81} \right) \text{ кВт} = 212 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{тр}} = \sqrt{S_{\text{тр}}^2 - P_{\text{тр}}^2} = \sqrt{400^2 - 212^2} \text{ кВАр} = 340 \text{ кВАр}.$$

Знаходимо ковзання, при якому припиняється рекуперація енергії в мережу:

$$S_{\text{рек}} = \frac{3 \rho x_p I + \pi \sum \Delta U}{\pi k_1 U_{2\text{ном}} - 3 x_p (1 - q) I} = \frac{3 \cdot 0,32 \cdot 0,257 \cdot 770 + 3,14 \cdot 3}{3,14 \cdot 1,35 \cdot 1050 - 3 \cdot 0,257 (1 + 0,155) \cdot 770} = 0,0207,$$

$$\text{де } \rho = \frac{3 \cdot 0,012 + 3,14 (2 \cdot 0,0214 + 0,002 + 2 \cdot 0,002)}{3 \cdot 0,257} = 0,32;$$

$$q = \frac{2 \Gamma_1' \pi}{3 x_p} = \frac{2 \cdot 0,0181 \cdot 3,14}{3 \cdot 0,257} = 0,155;$$

Визначимо частоту обертання двигуна, що відповідає ковзанню $S_{\text{рек}}$:

$$n_{\text{рек}} = n_{\text{ном}} \frac{S_{\text{ном}}}{S_{\text{рек}}} = 735 \cdot \frac{0,02}{0,0207} \text{ хв}^{-1} = 710 \text{ хв}^{-1}.$$

Література

1. Альтернативна енергетика України: особливості функціонування і перспективи розвитку / [Г. М. Калетнік, С. Т. Олійнічук, О. П. Скорук та ін.]. – Вінниця: Едельвейс і К, 2012. – 256 с.
2. Kaletnik H. Public policy and biofuels: Energy, environment and food trilemma / H. Kaletnik, V. Pryshliak, N. Pryshliak. // Journal of Environmental Management and Tourism SNIP 0.870. – 2019. – №10. – С. 479–487..
3. Управління інженерною діяльністю виробничих і сервісних підприємств АПК / Г. М. Калетнік, В. Д. Войтюк, С. М. Бондар, О. П. Скорук. – Київ: МОН України, 2010. – 448 с. – (Навчальний посібник).
4. Калетнік Г. М. Біопалива. Ефективність їх виробництва та споживання в АПК України. / Г. М. Калетнік, В. М. Пришляк. – Вінниця: ВНАУ, 2008. – 192 с. – (Навчальний посібник).
5. Kaletnik, G., Tsurkan, O., Rimar, T., Stanislavchuk, O. Dtermination of the kinetics of the process of pumpkin seeds vibrational convective drying (2020) Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, (8), pp. 50-57.
6. Bulgakov, V., Kaletnik, H., Goncharuk, T., Rucins, A., Dukulis, I., Pascuzzi, S. Research of the movement of agricultural aggregates using the methods of the movement stability theory (2019) Agronomy Research, 17 (5), pp. 1846-1860.
7. Bulgakov, V., Kaletnik, H., Goncharuk, I., Ivanovs, S., Usenko, M. Results of experimental investigations of a flexible active harrow with loosening teeth (2019) Agronomy Research, 17 (5), pp. 1839-1845.
8. Kaletnik, H., Pryshliak, V., Pryshliak, N. Public policy and biofuels: Energy, environment and food trilemma (2019) Journal of Environmental Management and Tourism, 10 (3), pp. 479-487.
9. Kaletnik, H., Pilvere, I., Nikolaenko, S., Bulgakov, V. Investigation of biofuel production possibilities for stabilisation of agro-industrial complex of Ukraine (2017) Engineering for Rural Development, 16, pp. 1250-1256.
10. Mazur, V.A., Pantsyreva, H.V., Mazur, K.V., Didur, I.M. Influence of the assimilation apparatus and productivity of white lupine plants (2019) Agronomy Research, 17 (1), pp. 206-219
11. Experimental investigation of technical and operational indices of asymmetric swath reaper machine-and-tractor aggregate / V.Bulgakov, V. Adamchuk,

S. Ivanovs, H. Kaletnik. // Engineering for Rural Development SNIP -. – 2019. – №18. – С. 256–263.

12. Bulgakov, V., Kaletnik, H., Goncharuk, T., Rucins, A., Dukulis, I., Pascuzzi, S. Research of the movement of agricultural aggregates using the methods of the movement stability theory (2019) Agronomy Research, 17 (5), pp. 1846-1860.

13. Varchenko Olga, M., Krysanov Dmytro, F., Shubravska Olena, V., Khakhula Larysa, P., Gavryk Olecyia, Y., Byba Valentyna, A., Honcharuk Inna, V. Supply chain strategy in modernization of state support instruments for small farms in Ukraine (2020) International Journal of Supply Chain Management, 9 (1), pp. 536-543.

14. Видмиш А. А. Основи електропривода. Теорія та практика / А. А. Видмиш, Л. В. Ярошенко. – Вінниця: Твори, 2020. – 391 с. – (навчальний посібник).

15. Видмиш А. А., Трошин О. А. Теорія електропривода. Лабораторний практикум/ Навчальний посібник. Видмиш А. А., Трошин О. А. – Вінниця: ВДТУ, 2003. – 135 с.

16. Видмиш А. А. Теорія електропривода. Курсове та дипломне проектування. Самостійна та індивідуальна робота студентів: навчальний посібник / А. А. Видмиш, С. М. Бабій, В. В. Петрусь. – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 96 с.

17. Statistical express control of the peak values of the differential-thermal analysis of solid materials / A.Semenov, S. Baraban, O. Voznyak, A. Vydmysh. // Solid State Phenomena SNIP 0.332. – 2019. – №291. – С. 28–41.

18. Інтелектуальні системи в електроенергетиці. Теорія та практика / М. І. Стаднік, А. А. Видмиш, А. А. Штуць, М. А. Колісник. – Вінниця: Твори, 2020. – 301 с. – (навчальний посібник).

19. Матвійчук В. А., Стаднік М. І., Рубаненко О. О. Електропривод виробничих машин і механізмів. Навчальний посібник з виконання курсової роботи для спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». / Вінниця: ВНАУ, 2016.- с.92

20. Shtuts A. A. Improvement of Stamping by Rolling Processes of Pipe and Cylindrical Blades on Experimental Research / A. A. Shtuts, M. A. Kolisnyk, A. A. Vydmysh. // Key Engineering Materials. – 2020. – С. 168–181.

21. Шевченко А. В. Геометричне моделювання в задачі трасування лінійних інженерних споруд / А. В. Шевченко, А. А. Видмиш, А. А. Штуць. // Вісник ХНУ. Технічні науки. – 2020. – С. 179–186.

22. Епифанов А П. Основы электропривода. – СПб.: Издательство «Лань», 2008. – 192 с.
23. Зеленов А Б. Теория электропривода. Часть №1. – Алчевск, ИПЦ “Ладо”, ДонГТУ, 2005. – 394с.
24. Зеленов А Б. Теория электропривода. Часть №2. – Алчевск, ИПЦ “Ладо”, ДонГТУ, 2005. – 512с.
25. Москаленко В В. Электрический привод. – М.: Издательский центр “Академия”, 2005. – 368 с.
26. Фираго Б И. Теория электропривода : учебное пособие / Фираго Б И., Павлячик Л Б. - Минск: Техноперспектива, 2007. – 585 с
27. Фролов Ю М., Шелякин В П. Основы электрического привода. – М. : Колос, 2007. – 252 с.
28. Ярошенко Л В. Лабораторний практикум з електропривода та електрообладнання: Навчальний посібник. – Вінниця: РВВ ВНАУ, 2010. – 192 с.
29. Зеленов А.Б. Теория электропривода. Часть №1. – Алчевск, ИПЦ “Ладо”, ДонГТУ, 2005. – 394с.
30. Improving energy efficiency of coal transportation by adjusting the speeds of a combine and a mine face conveyor / M.Stadnik, D. Semenchenko, A. Semenchenko, P. Belytsky. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies SNIP 0.558. – 2019. – №1. – С. 60–70.
31. Інтелектуалізація електроенергетичних систем. Теорія. Лабораторні роботи. Практичні заняття / М. І. Стаднік, А. А. Видмиш, А. А. Штуць, А. А. Колісник. – Вінниця: ВНАУ, 2019. – 277 с. – (Навчально-методичний посібник).
32. Пивняк Г. Г. Автоматизация однородных объектов управления / Г. Г. Пивняк, Н. І. Стадник, В. В. Ткачев. – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2007. – 160 с. – (Монографія).
33. Автоматизована система обліку електричної енергії з контролем якості показників якості. Васильченко В.І., Гриб О.Г., Светелик О.Д., Тесик Ю.Ф. Енергетика та електрифікація, №11, 2013.
34. Технічні засоби автоматизації / [В. В. Ткачов, М. І. Стадник, В. І. Шеченко та ін.]. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка», 2018. – 142 с. – (Навчальний посібник).

35. Видмиш А. А. Наближений метод визначення освітленості під час виконання енергетичного аудиту зовнішнього освітлення / А. А. Видмиш, О. В. Бабенко, А. А. Штуць. // Вісник Хмельницького національного університету. – 2018. – С. 241–246.
36. Попович М.Г. Лозинський О.Ю., Буртний В.В., Панченко Б.Я., Місюренко В.О. та ін. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи / За ред. М.Г.Поповича, О.Ю. Лозинського. – К.:Либідь 2005. –679с.
37. Теорія електропривода, під редакцією М.Г. Поповича, Київ: Вища школа, 1993. – 493.
38. Differential method for measuring the maximum achievable transmission coefficient of active microwave quadripole / [A. A. Semenov, O. M. Vozyuk, A. A. Vudmysh та ін.]. // Journal of Physics: Conference Series. – 2019. – С. 1–9.
39. Возняк О. М. Дослідження графоаналітичного методу визначення стандартних W- параметрів чотириполосника / О. М. Возняк, А. А. Видмиш, А. А. Штуць. // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2019. – С. 67–78.
40. Стаднік М. І. Дослідження пуску стрічкових конвеєрів / М. І. Стаднік, А. А. Видмиш. // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2018. – С. 98–104.
41. Рубаненко О. О. Аналіз роботи ВДЕ в розподільних мережах та шляхи компенсації їх нестабільності / О. О. Рубаненко, В. П. Янович, А. А. Видмиш. // Вісник Хмельницького національного університету. – 2019. – С. 263–268.
42. Research On Sunflower Seeds Drying Process In A Monolayer Tray Vibration Dryer Based On Infrared Radiation / V. M.Bandura, V. A. Mazur, L. V. Yaroshenko, O. O. Rubanenko. // INMATEH - Agricultural Engineering SNIP 0.584. – 2020. – №57. – С. 233–242.
43. Ключев В. И., Терехов В. М. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов, Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1980. – 360 с.
44. Алферов В. Г. Учебное пособие по курсу “Типовые электроприводы” Характеристики типовых электроприводов механизмов непрерывного действия. – М.: МЭИ, 1979. – 83 с.
45. Чиликин М. Г., Ключев В. И., Сандлер А. С. Теория автоматизированного электропривода. – М.: Энергия, 1979. – 616 с.
46. Кулешов В. С., Лакота Н. А. Динамика систем управления манипуляторами. – М.: Энергия, 1971. – 304 с.

47. Григорьев В. Н., Дьяков В. А., Пухов Ю. С. Транспортные машины и комплексы подземных разработок. – М.: Недра, 1976. – 399 с.
48. Бычков В. П. Электропривод и автоматизация металлургического производства. – М.: Высшая школа, 1977. – 391 с.
49. Сандлер А. С. Электропривод и автоматизация металлорежущих станков. – М.: Высшая школа, 1972. – 440 с.
50. Островский А. С. Электроприводы поточно-транспортных систем. – М.: Энергия, 1967. – 184 с.
51. Чиликин М. Г., Соколов М. М., Терехов В. М., Шинянский А. В. Основы автоматизированного электропривода. – М.: Энергия, 1974. – 568 с.
52. Семидуберский М. С. Насосы, компрессоры, вентиляторы. – М.: Высшая школа, 1966. – 264 с.
53. Голован А. Т. Основы электропривода. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1959. – 344 с.
54. Онищенко Г. Б., Юньков М. Г. Электрический привод турбомеханизмов, М.: Энергия, 1972. – 270 с.
55. Фираго Б.И. Теория электропривода : учебное пособие / Фираго Б.И., Павлячик Л.Б. - Минск: Техноперспектива, 2007. – 585 с
56. Фролов Ю.М., Шелякин В.П. Основы электрического привода. – М.: Колос, 2007. – 252 с.
57. Pryshliak, N., Tokarchuk, D. Socio-economic and environmental benefits of biofuel production development from agricultural waste in Ukraine (2020) Environmental and Socio-Economic Studies, 8 (1), pp. 18-27.
58. Berezyuk, S., Tokarchuk, D., Pryshliak, N. Resource potential of waste usage as a component of environmental and energy safety of the Sate (2019) Journal of Environmental Management and Tourism, 10 (5), pp. 1157-1167.
59. Yanovych, V., Honcharuk, T., Honcharuk, I., Kovalova, K. Engineering management of vibrating machines for targeted mechanical activation of premix components (2018) INMATEH - Agricultural Engineering, 54 (1), pp. 25-32.
60. Yanovych, V., Honcharuk, T., Honcharuk, I., Kovalova, K. Design of the system to control a vibratory machine for mixing loose materials (2017) Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6 (3-90), pp. 4-13.

Наукове видання

**СУЧАСНІ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ
ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА**

Частина 1

Возняк О. М., Штуць А. А., Колісник М.А.

Викладено в авторській редакції

Підписано до друку 23.06.2021.

Формат 60x84/16. Папір офсетний. Друк цифровий.

Друк. арк. 17,5. Умов. друк. арк. 16,28. Обл.-вид. арк. 12,70.

Наклад 20 прим. Зам. № 3758/1.

Віддруковано з оригіналів замовника.

ФОП Корзун Д.Ю.

Свідоцтво про державну реєстрацію фізичної особи-підприємця
серія В02 № 818191 від 31.07.2002 р.

Видавець ТОВ «ТВОРИ».

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції серія ДК № 6188 від 18.05.2018 р.

21034, м. Вінниця, вул. Немирівське шосе, 62а.

Тел.: 0 (800) 33-00-90, (096) 97-30-934, (093) 89-13-852, (098) 46-98-043.

e-mail: info@tvoru.com.ua

<http://www.tvoru.com.ua>