

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Бахмутський навчально-науковий професійно-педагогічний інститут
Кафедра електромеханічних та комп'ютерних систем

До захисту допущено

Завідувач кафедри


(підпис)

Інна НЕФЬОДОВА
(ім'я, прізвище)

«08» грудня 2024 року

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (ПРОЄКТ)

рівень вищої освіти другий (магістерський)

спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

освітньо-професійна Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

тема «Синтез електромеханічної системи із глибокопазним асинхронним двигуном»

Виконав(ла)

здобувач(ка) групи БЗ-П23мг
(шифр групи)

Євгеній КЛЮЧКА
(ім'я, прізвище)

Керівник роботи

к.т.н., доц. Борис КОБИЛЯНСЬКИЙ
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)

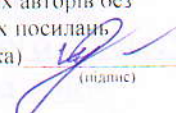
Рецензент роботи

к.т.н., доц. Юрій ЗАЧЕПА
(науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище)


(підпис)


(підпис)


(підпис)

Засвідчую, що у цій роботі
немає цитат та вилучень з
праць інших авторів без
відповідних посилань.
здобувач (ка) 
(підпис)

Харків – 2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна

Факультет/ІНІ Бахмутський навчально-науковий професійно-педагогічний інститут

Кафедра Електромеханічних та комп'ютерних систем

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітньо-професійна програма Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ


(підпис)

Завідувач кафедри
Інна НЕФЬОДОВА
(ім'я, прізвище)

«08» жовтня 2024 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ (ПРОЄКТ)**

Ключка Свгеній Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

1. Тема роботи Синтез електромеханічної системи із глибокопазним асинхронним двигуном

керівник роботи Кобилянський Борис Борисович, к. т. н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «08» жовтня 2024 року № 5101-5/3232

2. Строк подання здобувачем роботи «02» грудня 2024 р.

3. Перелік питань, які потрібно розробити: В пояснювальній записці необхідно відобразити аналітичний огляд та опис технологічного процесу, формулювання вимог до електроприводу, енергосиловий розрахунок параметрів технологічного об'єкта, обґрунтування вибору потужності двигуна, вибір електродвигуна та силового електрообладнання, математична модель електромеханічного об'єкта, розрахунок статичних та динамічних параметрів електроприводу, синтез системи керування та дослідження динамічних характеристик електромеханічної системи шляхом моделювання.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Огляд літературних джерел, нових розробок, опублікованих даних та іншої інформації, пов'язаної з темою роботи
2	Обґрунтування теоретичної бази обраної проблеми.
3	Характеристика об'єктів галузі: стан і стратегії розвитку
4	Дослідження синтезу електромеханічної системи із глибокопазним асинхронним двигуном
5	Розробка електромеханічної системи із глибокопазним асинхронним двигуном
6	Оформлення першого варіанту тексту, подання його на ознайомлення науковому керівнику
7	Усунення недоліків, написання остаточного варіанту тексту, оформлення дипломної роботи
8	Подання роботи на кафедру, перевірка на плагіат та зовнішнє рецензування роботи
9	Захист дипломної роботи у ЕК

5. Дата видачі завдання «08» жовтня 2024 р.

Здобувач(ка)


(підпис)

Євгеній КЛЮЧКА

(ім'я, прізвище)

Керівник роботи


(підпис)

Борис КОБИЛЯНСЬКИЙ

(ім'я, прізвище)

АНОТАЦІЯ

Об'єктом дослідження в магістерській роботі є електропривод, який оснащений глибокопазним асинхронним двигуном. Основною метою роботи є розробка системи пом'якшення режиму роботи асинхронного електроприводу, а також викладення принципів моделювання електромеханічної системи та їх реалізація в програмному пакеті MATLAB Simulink. У процесі роботи проводиться дослідження і виявлення основних причин, що призводять до низької надійності асинхронного електроприводу.

Крім цього, важливим завданням є розробка математичної моделі для аналізу теплових процесів асинхронного двигуна в різних режимах роботи. Наукова новизна цієї роботи полягає у обґрунтуванні можливості успішного використання альтернативної моделі асинхронного двигуна, що підвищує його експлуатаційну надійність, на основі математичного пакету MATLAB Simulink. У рамках дослідження було створено математичну модель формування моменту навантаження, що також є важливою складовою роботи.

Отримані результати підтверджують проведені розрахунки електромеханічного обладнання, а також включають розроблену та досліджену математичну модель формування моменту навантаження. Будувалася модель для дослідження теплових процесів, як для асинхронного двигуна, так і для глибокопазного двигуна. Проведені порівняльні дослідження електромеханічних параметрів обох типів двигунів дозволили зібрати механічні характеристики, що підкреслюють їхні переваги та недоліки в умовах експлуатації.

АСИНХРОННИЙ ЕЛЕКТРОПРИВОД, МАТЕМАТИЧНЕ
МОДЕЛЮВАННЯ, ПЕРЕХІДНИЙ ПРОЦЕС, ТЕПЛОВА МОДЕЛЬ,
ГЛИБОКОПАЗНИЙ АСИНХРОННИЙ ДВИГУН.

ABSTRACT

The object of research in the master's thesis is an electric drive equipped with a deep-groove induction motor. The main purpose of the work is to develop a system for mitigating the operating mode of an asynchronous electric drive, as well as to present the principles of modeling an electromechanical system and their implementation in the MATLAB Simulink software package. In the process of work, research is carried out and the main reasons leading to low reliability of an asynchronous electric drive are identified.

In addition, an important task is to develop a mathematical model for analyzing thermal processes of an asynchronous motor in different operating modes. The scientific novelty of this work lies in substantiating the possibility of successful use of an alternative model of an asynchronous motor, which increases its operational reliability, based on the MATLAB Simulink mathematical package. As part of the research, a mathematical model of load moment formation was created, which is also an important component of the work.

The results obtained confirm the calculations of electromechanical equipment, and also include the developed and researched mathematical model of load moment formation. A model was built to study thermal processes for both an asynchronous motor and a deep-slot motor. Comparative studies of the electromechanical parameters of both types of motors allowed collecting mechanical characteristics that highlight their advantages and disadvantages in operating conditions.

ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE, MATHEMATICAL
SIMULATION, TRANSIENT PROCESS, THERMAL MODEL, DEEP-
GROUND ASYNCHRONOUS MOTOR

ВСТУП

При вантаженні шахтних вагонеток важливу роль відіграють вібраційні люки, які використовуються для завантаження вагонів локомотивного транспорту гірничою масою. Ці машини завжди функціонують у складних умовах, що включають високу вологість, запиленість і вібраційні навантаження. Особливістю роботи вібраційного люка є повторні короткочасні режими, які часто не є рівномірно періодичними. Великий обсяг гірничої маси і циклічність завантаження вагонів призводять до частих зупинок та пусків вібраційного механізму, що негативно впливає на електропривод і може призводити до виходу з ладу асинхронного двигуна.

Підвищення надійності роботи вібраційного люка буде сприяти економії витрат для підприємства та забезпечить безперервність технологічного процесу. Подібні проблеми виникають також в інших шахтах, де використовуються подібні механізми, тож це питання потребує раціональних рішень.

Об'єктом даного дослідження є асинхронний двигун, модель якого була розроблена в програмному пакеті MATLAB Simulink. Реальні параметри двигуна допоможуть максимально наблизити отримані результати до реальних умов. Створивши модель моменту навантаження, генерованого вібролюком, можна дослідити його вплив на двигун під час різних режимів роботи. Оскільки основною причиною поломок є перегрів обмоток двигуна, математичну модель можна реалізувати в MATLAB, використовуючи систему диференціальних рівнянь, які описують теплові процеси [1].

1. ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОГО МЕХАНІЗМУ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ

Вібраційні машини отримали свою назву відповідно до характеру їх робочого руху - вібрацією, тобто коливаннями малої амплітуди і великої частоти. Відмінною особливістю роботи вібраційних машин є залежність руху робочого органу - його амплітуди і траєкторії від чисто динамічних факторів-величини вимушених коливань приводу, жорсткості пружних елементів, а також мас рухомих частин [1].

Робочий процес в вібраційних машинах здійснюється в результаті сумарного впливу окремих імпульсів, які наступають з великою частотою один за іншим. Хоча за один цикл виконується невелика робота, але завдяки високій частоті коливань (порядку тисячі і більше за хвилину) на вібраційних машинах досягається значний виробничий ефект.

Існує кілька способів транспортування вантажу по хиткому лотку (рис. 1.1), які бувають з несиметричним і з симетричним гармонійним законом коливального руху лотка.

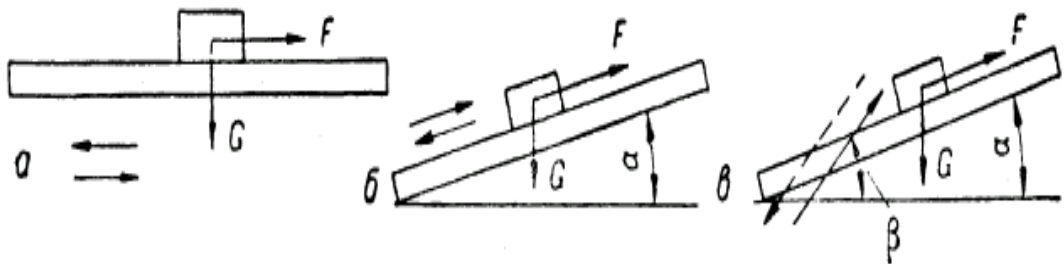


Рисунок 1.1 Способи транспортування вантажу по хиткому лотку.

Поверхні коливного лотка можна поділити на дві категорії: безвідривні, при яких заготовка постійно контактує з поверхнею лотка, і відривні, де заготовка впродовж частини кожного циклу не доторкається до поверхні транспортуючого лотка.

У машинобудуванні прямолінійні вібраційні живильники — вібраційні транспортери — за своїм призначенням можна класифікувати на три групи. Першою є вібраційні транспортери для переміщення сипких матеріалів і заготовок навалом. Другу групу складають вібраційні транспортери-лотки для переміщення орієнтованих заготовок. Третя група включає вібраційні транспортери-лотки, які подають заготовки з бункерних живильників до робочих органів верстатів.

Ці призначення вимагають певних конструктивних особливостей та режимів роботи живильників. Вібраційні транспортери для транспортування навалювальних заготовок і стружки зазвичай мають значну довжину та потужність; їх робочий жолоб має поперечний переріз, який дозволяє переміщувати великі обсяги матеріалів.

Для вібраційних транспортерів-лотків, які призначені для переміщення орієнтованих заготовок, характерні компактні розміри в поперечному перерізі. Жорсткість робочого органу таких транспортерів повинна відповідати підвищеним вимогам.

Вібраційні лотки, призначені для подачі заготовок з бункерних вібраційних живильників до робочих органів верстатів, зазвичай мають невелику довжину; їх привід може здійснюватися від коливної чаші бункерного живильника, що істотно спрощує конструкцію..

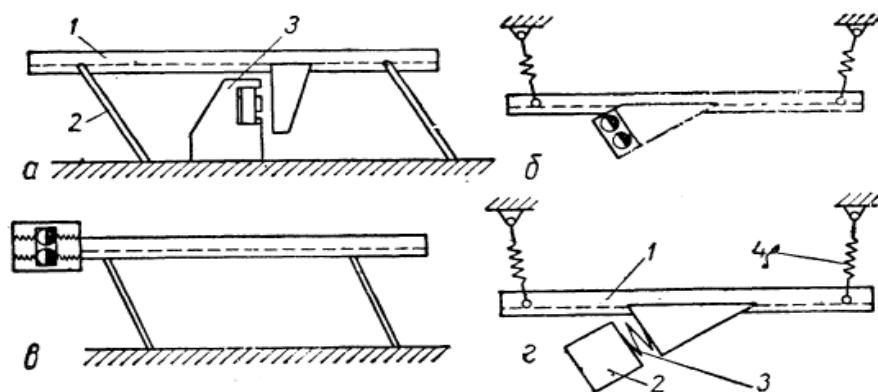


Рисунок 1.2 Принципові пристрої динамічних систем вібротранспортерів

Зового пристрою динамічні системи вібротранспортерів поділяються на три категорії: одномасові, двомасові і багатомасові (див. рис. 1.2). Щодо способу передачі спрямованої вібрації, вони можуть бути: вібротранспортери зі спрямованою підвіскою, а також з вільною підвіскою, де спрямована вібрація здійснюється за рахунок вимушених коливань.

На рис. 1.2, а показана схема одномасового вібротранспортера, який складається з робочого органу, пружинних резонансних підвісок і вібратора, жорстко закріпленого на нерухомому фундаменті. У цій конструкції коливальною масою є робочий орган, а напрямок руху визначається кутом нахилу підвісок. Напрямок обурюючої сили вібратора може бути постійним (як у випадку з електромагнітними або інерційними системами типу «самобаланс») або змінним (як у дебалансних, пневматичних та кулькових вібраторах).

На рис. 1.2, б представлена схема одномасового вібротранспортера з вільною підвіскою, де напрямок коливань визначається обурюючою силою вібратора. У рис. 1.2, в показана схема двомасового вібротранспортера, де напрямок коливань робочого органу забезпечується нахилом резонансних підвісок. На рис. 1.2, г продемонстровано вібротранспортер із заданим напрямком коливань робочого органу, який забезпечується вимушеними коливаннями вібратора.

Однією масою в таких вібротранспортерів є робочий орган, а іншою — вібратор, який пов'язаний з масою робочого органу пружинами. Пружини, що підвішують робочий орган, виконують функцію амортизаторів, тому їх жорсткість може бути меншою, ніж у одномасових системах. Внаслідок цього двомасові системи передають на фундамент значно менші динамічні навантаження в порівнянні з одномасовими системами зі спрямованою підвіскою.

Руда, що виходить з воронки (див. рис. 1.3), випускається під дією сили ваги через односторонні або двосторонні дучки (випускні виробітки) на дно доставочної виробітки, яка призначена для прийому руди з певної площі блоку.

Утворена насипна руда по підшві виробки транспортується до рудоспуску за допомогою скреперної установки 1. Доставлена руда на скреперній установці перевантажується в рудоспуск 2, звідки за допомогою вібролюка 3 завантажується в вагонетки локомотивного транспорту 4.

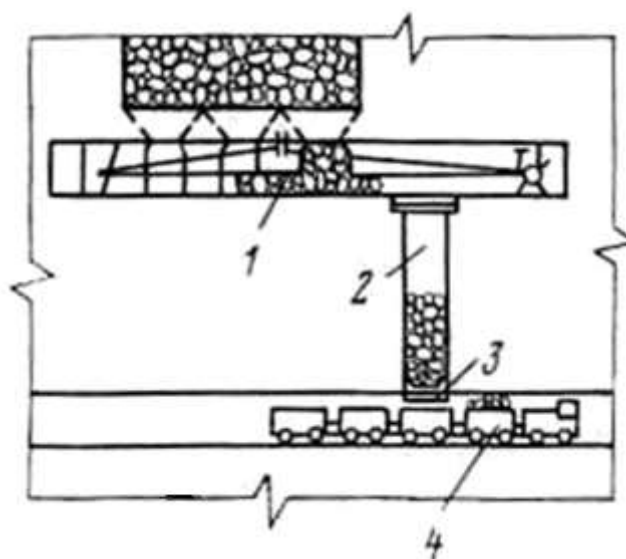


Рисунок 1.3 Комбінована схема транспорту з майданним випуском руди.

Враційний люк 1АШЛ призначений для навантаження гірничої маси, що має схильність до злежування та злипання. Він оснащений трьохвальним інерційним вібратором, який отримує обертання від електродвигуна через пружну муфту. Для покращення процесу випуску та доставки руди з рудоспусків, задня частина днища вантажонесучого органу, довжина якої становить 1 м, розміщена під кутом 20° стосовно основної транспортуючої поверхні лотка.

Вібролюк монтується на бетонному фундаменті або металевій рамі, а також заглиблюється під рудоспуск на 1,5 м (див. рис. 1.4).

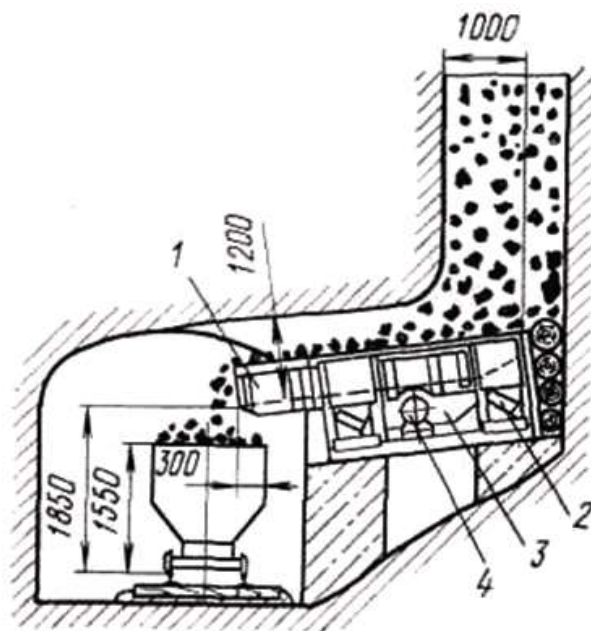


Рисунок 1.4 Вібраційний живильник типу 1АШЛ.

Л вібраційний шахтний 1АШЛ є живильником, чий лоток вбудований в настановну раму, що захищає від контакту з нерухомими елементами доставочної виробітки. Привод люка представлений самобалансним інерційним віброзбудником, інтегрованим у лоток.

Передача обертання від двигуна до віброзбудника здійснюється через пружну муфту, де гнучкими елементами є пелюстки, виготовлені з конвеєрної стрічки. Пружна система люка складається з гумових елементів, що працюють на зсув та стиснення. Для запобігання просипу дрібної рудної маси між коливним лотком і настановною рамою, у використанні лабіринтового ущільнення передбачена прокладка з конвеєрної стрічки.

Дистанційне керування активує люк. Обертання дебалансів створює інерційну силу, яка, завдяки синхронному обертанню валів, діє в одній лінії, змінюючись у часі за величиною та напрямком. Це викликає вібрацію лотка через виникле зусилля, яке виводить його з рівноваги. Отримане прискорення від вібруючого лотка змушує частинки гірської маси рухатися в заданому напрямку, здійснюючи мікрокидки.

Потужність, що витрачається на забезпечення заданої продуктивності:

$$N = K_{01} \cdot N_n, \text{ кВт}; \quad (1.1)$$

де K_{01} - коефіцієнт, що враховує втрати потужності на подолання опорів в підшипниках, гальмування лотка падаючим матеріалом, вплив стовпа руди і т. д. За результатами аналізу роботи вібролюків АШЛ, БПР - 4М та ін в умовах залізородних шахт; $K_{01} = 1,6...2$

N_n - витрати потужності на підкидання гірничої маси при транспортуванні, кВт.

Потужність, що витрачається на підкидання при транспортуванні:

$$N_n = \frac{E \cdot \omega}{490}, \text{ кВт}; \quad (1.2)$$

де E – кінетична енергія, що передається матеріалу при підкиданні;

$$E = \frac{(m_l + m_{пр}) \cdot U_l^2}{2}, \text{ Дж}; \quad (1.3)$$

тут m_l – маса коливних частин лотка, $m_l = 1500$ кг;

$m_{пр}$ – приведена маса транспортуємого матеріалу, кг;

U_l – максимальна швидкість руху робочого орана,

$$U_l = A \cdot \omega = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 93,6 = 0,28 \text{ м/с};$$

ω – вимушена частота коливань робочого орана.

Приведена маса транспортуючого матеріалу:

$$m_{пр} = \lambda \cdot m_M, \text{ кг}; \quad (1.4)$$

де λ – коефіцієнт приєднання маси, що визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{0,73}{\Gamma} - 0,18.$$

m_M – маса транспортуючого матеріалу.

Маса транспортованого матеріалу визначається за формулою:

$$m_M = h_{\text{сл}} \cdot (L - L_1) \cdot B \cdot \gamma + \frac{1}{3} (H - h_{\text{сл}})^2 \text{ctg}\varphi \cdot B \cdot \gamma + m_{\text{М.З}}, \text{ кг}; \quad (1.5)$$

де $h_{\text{сл}}$ – висота шару транспортованої гірської маси;

$$h_{\text{сл}} = \frac{Q}{3600 \cdot B \cdot \gamma \cdot U_{\text{сл}}}, \text{ м} \quad (1.6)$$

$Q = 1000$ т/год – технічна продуктивність люка;

$B = 1,2$ м – ширина робочого органу;

$\gamma = 2500$ кг/м³ – щільність гірничої маси.

$$U_{\text{сл}} = K_u \cdot U_{\text{л}} = 0,8 \cdot 0,28 = 0,22 \text{ м/с}, \quad (1.7)$$

тут K_u = досліджуваний коефіцієнт передачі швидкості;

$$h_{\text{сл}} = \frac{1000}{3600 \cdot 1,2 \cdot 2,5 \cdot 0,22} = 0,42 \text{ м};$$

$L_1 L_2 B$ – розміри, що характеризують геометрію розміщення гірської маси на лотку м;

$\varphi = 40^\circ$ - кут природного укосу гірської маси;

$m_{\text{М.З}}$ – маса матеріалів на заглибленю під рудоспуски частини лотка.

$$m_{\text{М.З}} = R \cdot \left(\frac{1 + 2\text{tg}^2\varphi}{\text{tg}\varphi} + \frac{4}{3} \sqrt{1 + 2\text{tg}^2\varphi} \right) \cdot B \cdot L_1 \gamma, \text{ кг}; \quad (1.8)$$

тут R – гідравлічний радіус випускного вікна;

$$R = \frac{S_{\text{ок}}}{P_{\text{ок}}} = \frac{1,76}{4,7} = 0,374 \text{ м}; \quad (1.9)$$

$S_{\text{ок}}$ – площа випускного вікна;

$$S_{\text{ок}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,5^2}{4} = 1,76 \text{ м}^2; \quad (1.10)$$

$$P_{\text{ок}} = \pi \cdot d = 3,14 \cdot 1,5 = 4,7 \text{ м}; \quad (1.11)$$

В формулах (1.10) и (1.11) $d = 1,5 \text{ м}$ – діаметр рудоспуска.

Підставляємо знайдене значення R в формулу (1.10) знаходимо:

$$m_{\text{м.з}} = 0,374 \cdot \left(\frac{1 + 2\text{tg}^2 40}{\text{tg} 40} + \frac{4}{3} \sqrt{1 + 2\text{tg}^2 40} \right) \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 2500 = 7850 \text{ кг}.$$

Тоді маса транспортованого матеріалу по формулі (1.6) дорівнює:

$$m_{\text{м}} = 0,42 \cdot (3,55 - 1,2) \cdot 1,2 \cdot 2500 + \frac{1}{2} (1,2 - 0,42)^2 \text{ctg} 40 \cdot 1,2 \cdot 2500 + 7850 = 107600 \text{ кг},$$

а значення наведеної маси, визначеної за формулою (1.4) для різних величин коефіцієнта λ_1

Підставляючи вихідні дані у формули (1.3), (1.2) і (1.1), знаходимо потужність, споживану приводом.

Ррахована потужність відповідає умовам тривалого режиму роботи приводу (ПВ = 100%). Однак у практиці люкового навантаження шахтних вагонеток виникає потреба частих пусків і зупинок приводу, що пов'язано з короткочасним характеристиками завантаження вагонеток. Це також відкриває можливості для впливу на інтенсивність спливу гірської маси з рудоспусків, що викликано резонансними ривками люка, котрі проявляються під час розгону та вибігу вібратора.

Годинна продуктивність люкового навантаження становить (за даними експлуатації люків АШЛ і ВПР) 4 м.

Звідси, режим роботи приводу (ПВ) становить:

$$\text{ПВ}\% = 100 \cdot \frac{t_p}{t_{\text{ц}}} = 100 \cdot \frac{15}{60} = 25\%; \quad (1.12)$$

де t_p - машинний час роботи люка в плинні часу циклу, $t_{\text{ц}} = 60$ мин.;

$$t_p = \frac{Q_{\text{ц}} \cdot 60}{Q} = \frac{250 \cdot 60}{1000} = 15 \text{ хв.} \quad (1.13)$$

Таким чином, двигун АОС2-62-6 (з НПВ = 100% = 10 кВт і НПВ = 25% = 15,5 кВт) обраний з деяким запасом, доцільність якого визначається випробуваннями і дослідженнями перед здачею люка в промислове виробництво.

Д4АС160М6УЗ [5] належить до серії 4А та має фазний ротор. Він виконаний з класом захисту IP44, що означає захист від проникнення предметів довжиною до 80 мм та твердих тіл розміром більше 12 мм, а також обмежений захист від води. Станина виготовлена з алюмінію, в той час як щити зроблені з чавуну. Висота осі обертання становить 225 мм, а настановний розмір по довжині станини є середнім. Двигун має чотири полюси, а його кліматичне виконання - УЗ, що дозволяє експлуатувати електричну машину в умовах помірного клімату, в закритих приміщеннях.

Сема управління асинхронним двигуном, що застосовує магнітний пускач ПРН – 63 – 1С27У5 (40 А) (див. рис. 1.5), складається з контактора КМ і двох вбудованих теплових реле захисту КК. Ця схема дозволяє забезпечити прямий пуск асинхронного двигуна без обмеження струму й моменту, а також відключення його від мережі. Захисні елементи, такі як запобіжники FA, запобігають коротким замиканням, а теплові реле КК забезпечують захист від перевантаження.

Для запуску двигуна необхідно замкнути вимикач QF і натиснути кнопку запуску SB1. Це активує живлення котушки контактора КМ, яка, увімкнувшись, своїми головними силовими контактами підключає двигун до джерела живлення. Крім того, допоміжний контакт контактора шунтує

кнопку SB1. В результаті асинхронний двигун починає розганятися згідно зі своєю природною характеристикою.

Коли натискається кнопка зупинки SB2, контактор КМ втрачає живлення, внаслідок чого двигун відключається від мережі. Починається процес гальмування асинхронного двигуна під дією моменту навантаження, що діє на його валу.

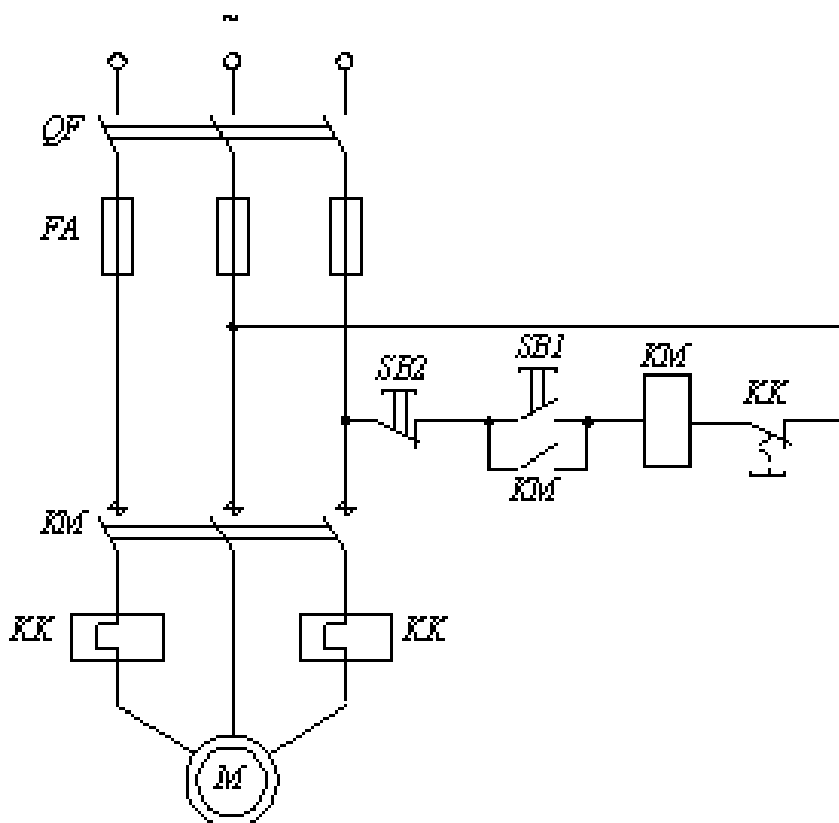


Рисунок 1.5 Принципова схема управління пуском АД з короткозамкненим ротором

Враційний шахтний люк у процесі експлуатації піддається різним коливанням навантаження. Матеріали, що транспортуються, мають високу абразивність, а також часто містять липкі глинисті включення. У таких умовах оптимальним є режим вібротранспортування з підкиданням без проковзування, з резонансним налаштуванням. Цей режим забезпечує відсутність проковзування вантажу щодо гладкої поверхні люка, що, в свою чергу, дозволяє досягти максимальної швидкості транспортування та

мінімізувати знос транспортуючої поверхні. Оптимальні значення коефіцієнта режиму знаходяться в межах $1 < \Gamma < 3,3$. [6]

Режим вібротранспортування визначається коефіцієнтом режиму [6]:

$$\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2 \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha}; \quad (1.14)$$

де A – амплітуда коливань, м;

ω – частота вимушених коливань робочого органу люка, рад;

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 895}{60} = 93,6 \text{ рад/с};$$

n - число обертів двигуна;

β - кут вібрації, град.;

g - прискорення вільного падіння, м / с²;

α - кут нахилу лотка до горизонту, град.

Розрахунок коефіцієнта режиму виробляємо для різних значень амплітудних коливань (в межах заданого діаметра) і кутів нахилу лотка.

З аналізу розрахунку коефіцієнта режиму випливає, що найбільш прийнятною є амплітуда $A = 3,0$ мм.

Величина збурюючої сили:

$$F = r \cdot m \cdot \omega^2, \text{ Н}; \quad (1.15)$$

де rm – кінетичний момент вібратора;

$$rm = 375 \frac{N}{A \cdot \omega^3}, \text{ Нм.}$$

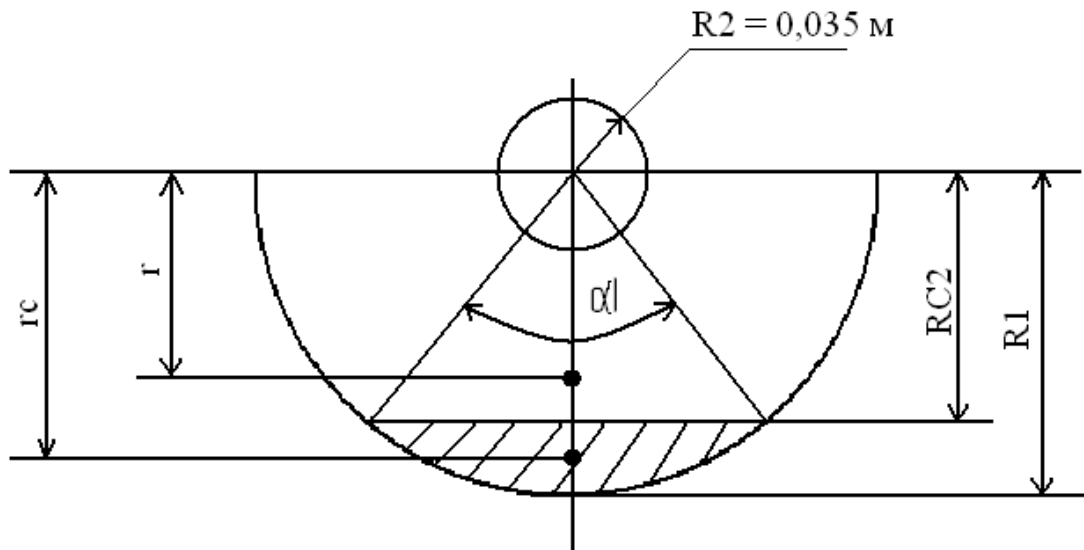


Рисунок 1.6 Регульований сегмент

Рекомендована завданням величина збурючої сили забезпечить задану продуктивність при куті установки лотка до горизонту $\alpha = 0^\circ$.

Уості збудника коливань використовується трьохвальний інерційний самобалансний вібратор. Вали з закріпленими на них дебалансами розміщені в корпусі, виконаному з не сферичних роликотідшипників, та синхронізовані шестернями з передавальним числом 1:1.

На середньому валу встановлено чотири дебаланси, тоді як на крайніх валах розміщені по два дебаланси. До кожного з дебалансів прикріплені сегменти, які можна зняти для зменшення маси дебалансів, а отже, і збурюючої сили, що генерується вібратором.

Довговічність вібратора до капітального ремонту з урахуванням нерівномірності випуску гірської маси:

$$h = \frac{Q_p}{Q} \cdot K_n, \text{ год}, \quad (1.16)$$

де $Q_p = 100000\text{т}$ - ресурс люка до капітального ремонту;

$Q = 1000$ т/год - продуктивність люка;

K_n - коефіцієнт нерівномірності;

$$K_n = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4; \quad (1.17)$$

тут $K_1 = 2$ - коефіцієнт, що враховує середню продуктивність люка;

$K_2 = 1,1 \dots 1,2$ - коефіцієнт, що враховує час на усунення зависань;

$K_3 = 1,8 \dots 2$ - коефіцієнт, що враховує час на навантаження негабариту;

$K_4 = 1,1$ - коефіцієнт, що враховує час на розгін і вибіг приводу.

Підставляючи знайдені коефіцієнти в формулу (1.32), отримаємо:

$$K_n = 2 \cdot 1,15 \cdot 2 \cdot 1,1 = 5;$$

тоді за формулою (1.32)

$$h = \frac{100000}{1000} \cdot 5 = 500 \text{ год.}$$

Масу дебаланса визначаємо за формулою (1.15):

$$m = \frac{F'}{\omega^2 \cdot r}, \text{ кг,} \quad (1.18)$$

де F' - відцентрова сила, яку необхідно розвинути 1 дебалансу:

$$F' = \frac{F}{K} = \frac{10000}{8} = 12500 \text{ Н;} \quad (1.19)$$

тут $F = 10000$ Н – максимальна збурююча сила;

$K = 8$ – кількість дебалансів;

r – радіус обертання дебаланса [6];

$$r = \frac{4 \cdot (R_1^3 - R_2^3)}{3 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - R_2^2)} = \frac{4 \cdot (0,2^3 - 0,035^3)}{4 \cdot \pi \cdot (0,2^2 - 0,035^2)} = 0,087, \text{ м;} \quad (1.20)$$

тут $R_1 = 0,2$ м - радіус дебаланса, розмір обраний конструктивно.

Відцентрова сила, що розвивається одним сегментом:

$$F_c = r_c \cdot m_c \cdot \omega^2, \text{ Н}; \quad (1.21)$$

де $m_c = 3,5 \text{ кг}$ - маса сегмента;

r_c – радіус обертання сегмента;

$$r_c = \frac{2 \cdot R_1^3 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{3 \cdot S}; \text{ м}; \quad (1.22)$$

тут α_1 – центральний кут сегмента;

S – площа сегмента;

$$S = \frac{R_1^2}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \alpha_1}{180} - \sin \alpha_1 \right) = \frac{0,2^2}{2} \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 94}{180} - \sin 94 \right) = 0,128 \text{ м}^2.$$

Підставляючи отримані значення в формулу (1.20):

$$r_c = \frac{2 \cdot 0,2^3 \cdot \sin \frac{94}{2}}{3 \cdot 0,128} = 0,16 \text{ м};$$

і за формулою (1.20):

$$F_c = 3,5 \cdot 93,8^2 \cdot 0,16 = 5000 \text{ Н}.$$

Дебаланс зі знятим сегментом розвиває збурююче зусилля:

$$F_g = F' - F_c = 12500 - 5000 = 7500 \text{ Н}; \quad (1.23)$$

$R_2 = 0,035 \text{ м}$ – радіус вала, розмір визначений конструктивно.

Маса дебаланса, дорівнює:

$$m = \frac{12500}{93,8^2 \cdot 0,087} = 16,3 \text{ кг}.$$

Визначаємо ширину дебаланса, користуючись вихідною формулою:

$$m = \left(\frac{\pi \cdot R_1^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_2^2}{2} \right) \cdot b \cdot \gamma, \text{ кг}; \quad (1.24)$$

звідки

$$b = \frac{m}{\left(\frac{\pi \cdot R_1^2}{2} - \frac{\pi \cdot R_2^2}{2} \right) \cdot \gamma} = \frac{16,3}{\left(\frac{3,14 \cdot 0,2^2}{2} - \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{2} \right) \cdot 7,85 \cdot 10^3} = 0,035 \text{ м},$$

де b – ширина дебаланса, м;

γ – щільність матеріалу, для Ст. 3; $\gamma = 7,85 \cdot 10^3$ кг/м.

З метою регулювання величини збурюючої сили вібратора, дебаланси виконані зі змінними сегментами, знявши які отримаємо збурюючу силу вібратора:

$$F_2 = F_g \cdot k = 7500 \cdot 8 = 60000 \text{ Н}. \quad (1.25)$$

Зробимо перевірочний розрахунок середнього вала вібратора, як самого навантаженого.

Розрахунковий момент на приводному валу вібратора визначимо за формулою:

$$M_k = 97400 - \frac{N_g \cdot \eta}{n} = 97400 - \frac{15,5 \cdot 0,85}{895} = 1470 \text{ Нм},$$

де $N_g = 15,5$ кВт - встановлена потужність двигуна;

$\eta = 0,85$ - к. к. д. передачі.

Окружна сила на шестерні (рис. 1.7).

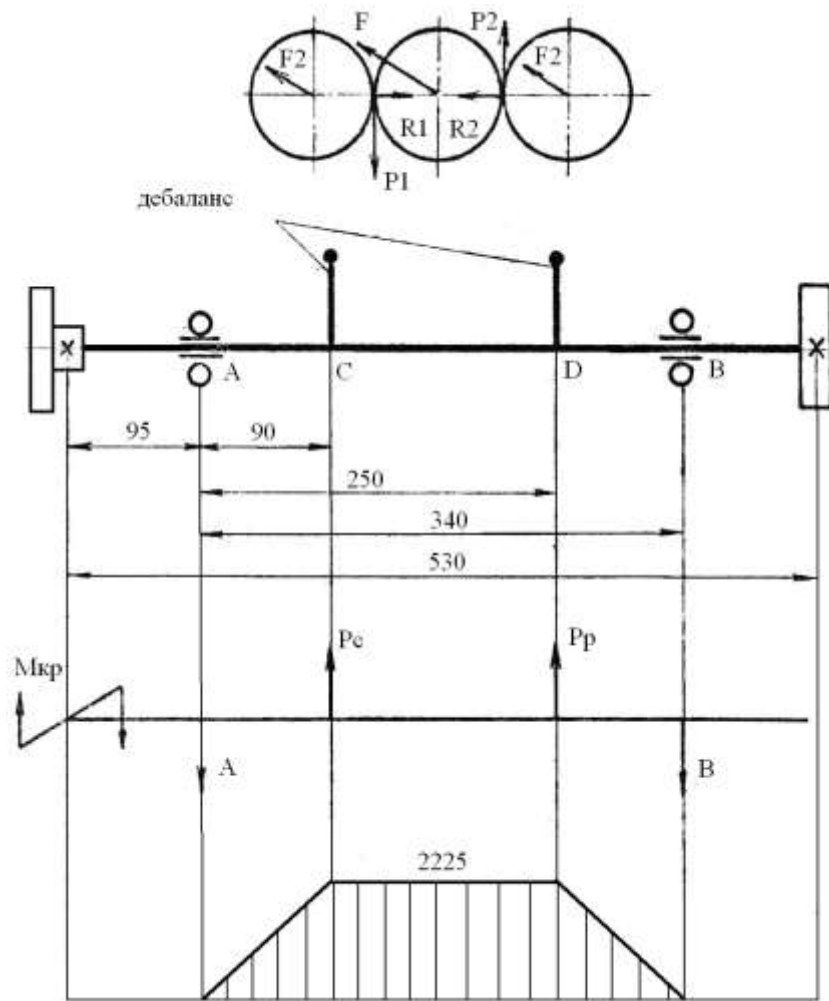


Рисунок 1.7 Схема навантажень середнього вала вібратора

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot 1470}{25,4} = 1100 \text{ Н}, \quad (1.26)$$

де $D = 25,6$ см – діаметр діляльного кола шестерні.

Радіальне зусилля на шестерні:

$$R_1 = P_1 \cdot \text{tg}\beta = 110 \cdot \text{tg}20 = 400 \text{ Н}, \quad (1.27)$$

де $\beta = 20^\circ$ - кут зачеплення.

Визначимо реакції опор і згинальні моменти, користуючись розрахунковою схемою (рис. 1.7):

$$\sum M_A = 0; -P_c \cdot b - P_d \cdot C + B \cdot l = 0; \quad (1.28)$$

$$B = \frac{P_c \cdot b + P_d \cdot C}{l} = \frac{2500 \cdot 90 + 2500 \cdot 250}{340} = 25000 \text{ Н}; \quad (1.29)$$

$$\sum M_B = 0; -A \cdot l + P_c(1+B) + P_d(1-C) = 0; \quad (1.30)$$

$$A = \frac{P_c(1+B) + P_d(1+C)}{l} = \frac{2500(340-90) + 2500(340-250)}{340} = 25000 \text{ Н}. \quad (1.31)$$

Визначимо згинальні моменти в небезпечних перерізах:

$$M_u(A) = 0;$$

$$M_u(C) = M_u(D) = P_c \cdot b = 2500 \cdot 9 = 22500 \text{ Н}. \quad (1.32)$$

Діаметр вала знаходимо по таблиці, знаючи згинальний і крутний момент:

$$\text{для } \frac{M_k(\max)}{M_u(\max)} = \frac{1470}{22500} = 0,065 \text{ - діаметр вала } d = 70 \text{ мм.}$$

Перевіряємо вал на міцність за формулою:

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_u^2 + 0,45 \cdot M_k^2}}{W} = \frac{\sqrt{225^2 + 0,45 \cdot 1470^2}}{34,2} = 7350 \text{ кПа} < [\sigma]. \quad (1.33)$$

$$\text{де } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 0,1 \cdot d^3 = 0,1 \cdot 7^3 = 34,2 \text{ см}^3;$$

$$[\sigma] = 15000 \text{ кПа}.$$

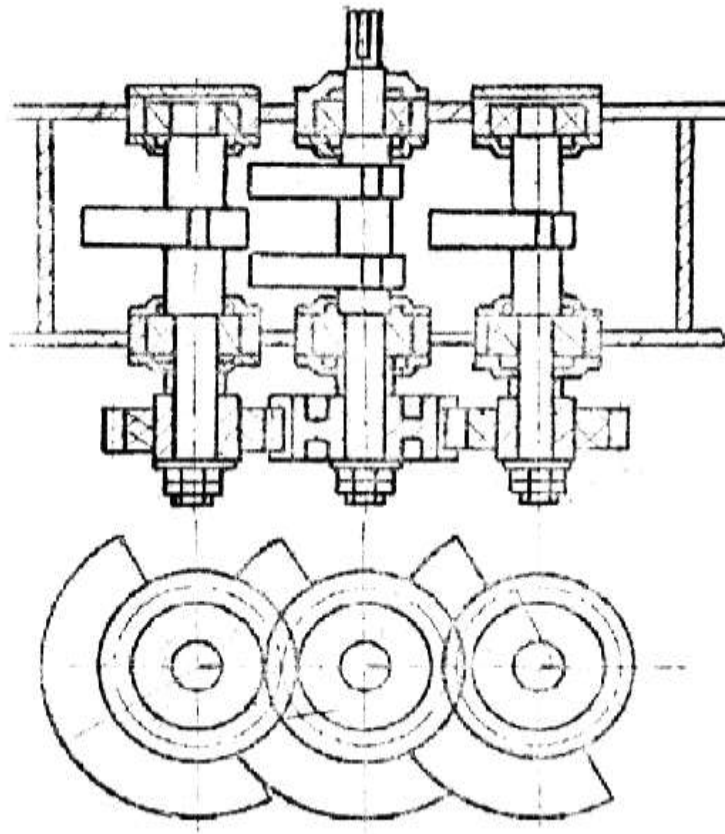


Рисунок 1.8 Схема розташування дебалансів на валах

Розрахунок еквівалентного динамічного навантаження зробимо за методикою.

Уявімо що будуть встановлені підшипники серії 3600.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (V \cdot X \cdot P_r + Y \cdot P_a) \cdot K \cdot \sigma \cdot K_t; \quad (1.34)$$

де P_r и P_a - відповідно радіальне і осьове навантаження, Н;

V – коефіцієнт обертання щодо вектора, для навантаження внутрішнього кільця підшипника; $V = 1$.

X, Y – відповідно коефіцієнти радіального і осьового навантаження [7].

Для підшипника на середньому валу за формулою (1.34):

$$P_{cp} = (1 \cdot 2500 + 1,81 \cdot 0) \cdot 2,5 \cdot 1,05 = 65700 \text{ Н},$$

при $h = 500$ годин по табл. $f_h = 1$;

при $n = 1450$ об/хв. по табл. $f_n = 0,372$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника на середньому валу:

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_{cp} = \frac{1}{0,372} \cdot 65700 = 176000 \text{ Н} . \quad (1.35)$$

Для середнього вала вибираємо підшипник 3614, у якого $C = 178000 \text{ Н}$.

Еквівалентне навантаження на підшипники, встановлений на крайньому валу, дорівнює:

$$P_{кр} = (1 \cdot 1250 + 1,81 \cdot 0) \cdot 2,5 \cdot 1,05 = 32800 \text{ Н},$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника на крайньому валу:

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_{кр} = \frac{1}{0,372} \cdot 3280 = 88000 \text{ Н} , \quad (1.36)$$

вибираємо підшипник 3610 ($C = 9840 \text{ Н}$).

З метою уніфікації приймаємо на крайніх валах підшипники 3614

Визначення геометричних розмірів амортизаторів.

Площа опорної поверхні для випадку, коли кут вібрації збігається з кутом установки амортизаторів:

$$\alpha \beta \geq \frac{P' \cdot \cos \beta'}{[\sigma]} ; \quad (1.37)$$

де P' - статичне навантаження, що припадає на самий навантажений амортизатор:

$$P' = \frac{P}{n} \cdot k = \frac{12000}{4} \cdot 1,5 = 45000 \text{ Н}; \quad (1.38)$$

тут $P = 120000 \text{ Н}$ - навантаження на віброживильників, визначена за технічним завданням;

$n = 4$ – кількість амортизаторів;

$k = 1,5$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження на амортизатори;

β' - кут нахилу площини амортизатора до горизонту при куті установки амортизатора $\beta = 30$ і кута установки віброживильника $\alpha = -10$.

$$\beta' = \beta + \alpha = 30 + (-10) = 20; \quad (1.39)$$

$[\sigma] = 90 \text{ кПа}$ - допустиме нормальне напруження стиску при стаціонарних динамічних навантаженнях для гуми твердістю 70 од. по шору при факторі форми.

$$\Phi = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a+b) \cdot h} = \frac{30 \cdot 14}{2 \cdot (30+14) \cdot 7,5} = 0,64 \text{ см}; \quad (1.40)$$

тут $a = 30 \text{ см}$, $b = 14 \text{ см}$ и $h = 7,5 \text{ см}$ - довжина, ширина і висота гумового елемента; для попереднього розрахунку прийняті орієнтовно.

Підставляючи знайдене значення в формулу (1.37), визначаємо:

$$a\beta \geq \frac{4500 \cdot \cos 20^\circ}{9} = 473 \text{ см}^2.$$

Визначаємо довжину гумового елемента амортизатора, попередньо задаючись його шириною $a = 17 \text{ см}$:

$$b = \frac{a \cdot b}{a} = \frac{473}{17} = 27,8 \text{ см.} \quad (1.41)$$

Приймаємо $b = 28 \text{ см.}$

Перевіряємо міцність амортизатора при роботі його на зрушення:

$$\tau = \frac{P_{\text{сд}}}{ab} = \frac{960}{17 \cdot 28} = 20 \text{ кПа} < [\tau] = 22 \text{ кПа,}$$

де $P_{\text{сд}}$ - зсувні навантаження на амортизатор;

$$P_{\text{сд}} = F' \pm P \cdot \sin\beta' = 2500 - 4500 \cdot \sin\beta' = 9600 \text{ Н;} \quad (1.42)$$

тут $F' = \frac{F}{n} = \frac{10000}{4} = 25000 \text{ Н}$ - збурююче зусилля, що припадає на один амортизатор при обурюючій силі вібратора $F = 100000 \text{ Н}$.

Знак «-» у формулі взято тому, що при зворотному ході лотка зсувні навантаження компенсуються пружним упором, встановленим перпендикулярно площині коливань.

Визначення жорсткості пружної системи вібраційного живильника 1АШЛ.

Жорсткість амортизатора в горизонтальному напрямку:

$$C_{\text{сд}} = \frac{G_{\text{д}} \cdot ab}{h} = \frac{14 \cdot 17 \cdot 28}{7,5} = 8900 \text{ Па,} \quad (1.43)$$

де $G_{\text{д}} = 140 \text{ кПа}$ - динамічний модуль зсуву.

Жорсткість амортизатора на стиск:

$$C_{\text{сж}}' = \frac{E \cdot (1 + \Phi^2) \cdot ab}{h} = \frac{84 \cdot (1 + 0,64^2) \cdot 17 \cdot 28}{7,5} = 75600 \text{Па}, \quad (1.44)$$

де $E = 6 \cdot G_{\text{д}} = 6 \cdot 14 = 840 \text{кПа}$ – динамічний модуль пружності.

Жорсткість пружної системи в горизонтальному напрямку:

$$C_{\text{сд}} = n \cdot C_{\text{сд}}' = 4 \cdot 890 = 35600 \text{Па}; \quad (1.45)$$

на зсув

$$C_{\text{сж}} = n \cdot C_{\text{сж}}' = 4 \cdot 7560 = 302000 \text{Па}. \quad (1.46)$$

Визначення власної частоти коливань віброживильника в напрямку паралельному площині вібрації:

$$\omega_{\text{сх}} = \sqrt{\frac{C_{\text{сд}} \cdot g}{m}} = \sqrt{\frac{3560 \cdot 980}{1500}} = 49 \text{рад/с}; \quad (1.47)$$

$$\omega_{\text{сy}} = \sqrt{\frac{C_{\text{сж}} \cdot g}{m}} = \sqrt{\frac{30200 \cdot 980}{1500}} = 141 \text{рад/с}. \quad (1.48)$$

Визначаємо ступінь налаштування віброживильника щодо резонансу.

З розрахунку видно, що:

$$\omega_{\text{сх}} = 49 \text{рад/с} < \omega = 93,6 \text{рад/с} < \omega_{\text{сy}} < 141 \text{рад/с},$$

причому $\frac{\omega}{\omega_{\text{сх}}} = \frac{93,6}{49} = 1,91$, т.е. віброживильників налаштований в за

резонансному режимі роботи.

На основі співвідношень і векторної діаграми асинхронного двигуна, а також з урахуванням рівнянь для критичного ковзання [16]:

$$S_k = S_H (\lambda_M + \sqrt{\lambda_M^2 - 1}) = 0.018 \cdot (2.3 + \sqrt{2.3^2 - 1}) = 0.079. \quad (1.49)$$

Можна отримати:

$$I_{2\text{НОМ}}' \approx I_{1\text{НОМ}} \cos(\varphi_{\text{НОМ}}) \sqrt{\frac{2 \cdot \lambda_M \cdot S_H}{S_k}} = 46 \cdot 0.85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2.3 \cdot 0.018}{0.079}} = 39.27 \text{ A}; \quad (1.50)$$

$$I_{\mu\text{НОМ}} \approx I_{1\text{НОМ}} \left(\sin(\varphi_{\text{НОМ}}) - \frac{\cos(\varphi_{\text{НОМ}}) \cdot S_H}{S_k} \right) = 46 \cdot \left(0.526 - \frac{0.85 \cdot 0.018}{0.079} \right) = 24 \text{ A}. \quad (1.51)$$

Визначаємо недостаючі параметри Г-подібної схеми заміщення АД (рис.1.9).

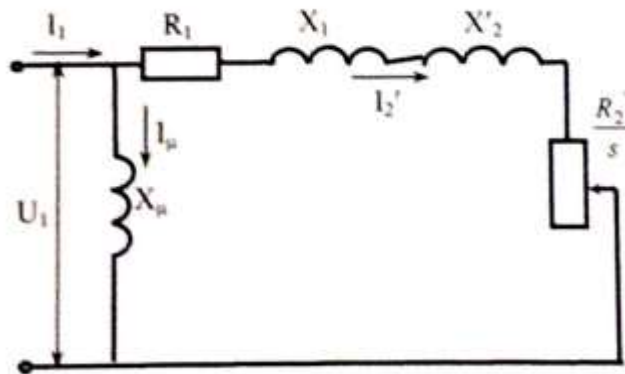


Рисунок 1.9 Г-подібна схема заміщення АД

За кратністю пускового струму знаходимо повний опір двигуна при непорушному роторі ($S=1$):

$$Z_{k1} = \frac{U_{1\text{НОМ}}}{\sqrt{3} \cdot k_i \cdot I_{1\text{Н}}} = \frac{220}{\sqrt{3} \cdot 6.5 \cdot 46} = 0.425 \text{ Ом}. \quad (1.52)$$

Приймаємо для двигуна значення коефіцієнта насичення магнітного ланцюга $C1=1.04$ і механічні втрати дорівнюють 1% від $P_{\text{НОМ}}$, т. е.:

$$\Delta P_{\text{мех}} = 0.01 \cdot P_{\text{н}} = 0.01 \cdot 16000 = 160 \text{ Вт.} \quad (1.53)$$

За кратністю пускового моменту $\lambda_{\text{п}}$ визначаємо активний опір ротора при $S=1$:

$$R_2' = \frac{(P_{\text{н}} + P_{\text{мех}}) \cdot \lambda_{\text{п}}}{3(1 - S_{\text{н}}) \cdot k_i^2 \cdot I_{\text{н}}^2} = \frac{(16000 + 160) \cdot 1.2}{3(1 - 0.018) \cdot 6.5^2 \cdot 46^2} = 0.220 \text{ Ом.} \quad (1.54)$$

Якщо невідомий активний опір статора, то з досить високою ймовірністю можна прийняти:

$$R_1 = \frac{U_{\text{н}}^2 (1 - S_{\text{н}})}{2c_1 (P_{\text{н}} + P_{\text{мех}}) \cdot \lambda_{\text{п}} \cdot (1 + \frac{c_1}{S_k})} \cdot 1.6 = \frac{220^2 \cdot (1 - 0.018)}{2 \cdot 1.02 \cdot (16160) \cdot 1.2 \cdot (1 + \frac{1.02}{0.079})} \cdot 1.6 = 0.225 \text{ Ом.} \quad (1.55)$$

Індуктивний опір статора і ротора при $S = 1$ без урахування намагнічуючого струму:

$$X_k = \sqrt{\left(\frac{R_2'}{S_k}\right)^2 - R_1^2} = \sqrt{\left(\frac{0.243}{0.079}\right)^2 - 0.274^2} = 3.064 \text{ Ом.} \quad (1.56)$$

Індуктивний опір статора:

$$X_1 = \frac{X_k}{2} = \frac{3.064}{2} = 1.5 \text{ Ом.} \quad (1.57)$$

Індуктивний опір ротора:

$$X_2' = \frac{X_1}{c_1} = \frac{1.5}{1.02} = 1.47 \text{ Ом.} \quad (1.58)$$

Індуктивність розсіювання ротора:

$$L_p = \frac{X_2'}{2\pi f} = \frac{1.47}{314} = 0.0047 \text{ Гн.} \quad (1.59)$$

Індуктивність розсіювання статора:

$$L_s = \frac{X_1}{2\pi f} = \frac{1.5}{314} = 0.0048 \text{ Гн.} \quad (1.60)$$

Індуктивний опір контуру намагнічування:

$$X_\mu = \frac{U_{1\phi}}{I_{\mu\text{н}}} = \frac{3468.2}{94} = 36.9 \text{ Ом.} \quad (1.61)$$

Індуктивне розсіювання контуру намагнічування:

$$L_\mu = \frac{X_\mu}{2\pi f} = \frac{36.9}{314} = 0.117 \text{ Ом.} \quad (1.62)$$

Індуктивність статора:

$$L_1 = L_s + \frac{3}{2} \cdot L_\mu = 0.0048 + \frac{3}{2} \cdot 0.117 = 0.18 \text{ Ом.} \quad (1.63)$$

Індуктивність ротора:

$$L_2' = L_p + \frac{3}{2} \cdot L_\mu = 0.0047 + \frac{3}{2} \cdot 0.117 = 0.18 \text{ Ом.} \quad (1.64)$$

За табличними даними можна визначити номінальні втрати двигуна, якщо відоме ККД при номінальному навантаженні і опір обмоток.

Додаткові втрати в статорі:

$$\Delta P_{\text{д}} = 0.005 \cdot P_{\text{н}} = 0.005 \cdot 16000 = 80 \text{ Вт.} \quad (1.65)$$

Втрати в обмотках статора і додаткові втрати:

$$\Delta P_{\text{1н}} = P_{\text{1м.н}} + \Delta P_{\text{д}} = 3 \cdot I_{\text{1.н}}^2 \cdot R_1 + \Delta P_{\text{д}} = 3 \cdot 46^2 \cdot 0.225 + 80 = 1508.3 \text{ Вт.} \quad (1.66)$$

Втрати в роторі:

$$\Delta P_{\text{2н}} = \frac{(P_{\text{н}} + P_{\text{мех}}) \cdot S_{\text{н}}}{1 - S_{\text{н}}} = \frac{(16000 + 160) \cdot 0.018}{1 - 0.018} = 293.22 \text{ Вт.} \quad (1.67)$$

Сумарні втрати двигуна:

$$\sum \Delta P_{\text{н}} = \frac{P_{\text{н}} \cdot (1 - \eta_{\text{н}})}{\eta_{\text{н}}} = \frac{16000 \cdot (1 - 0.935)}{0.935} = 2912.75 \text{ Вт.} \quad (1.68)$$

Втрати в сталі статора:

$$\Delta P_{\text{1с.н}} = \sum \Delta P_{\text{н}} - (\Delta P_{\text{1н}} + \Delta P_{\text{мех}} + \Delta P_{\text{2н}}) = 2912.75 - (1508.3 + 100 + 293.22) = 1002 \text{ Вт.} \quad (1.69)$$

2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ТА ТЕПЛОВИХ РЕЖИМІВ

Убролюку з направленими коливаннями (див. рис. 2.1) віброзбудник 1 забезпечує вантажонесучому органу 2 спрямовані коливання, при цьому збурююча сила F діє під кутом α до площини вантажонесучого органу. Коли вантажонесучий орган рухається вперед, і сила інерції, що діє на частинки вантажу, перевищує силу тяжіння ($ma > mg$), частинки вантажу періодично відриваються від поверхні вантажонесучого органу і стрибкоподібно переміщуються вперед і вгору мікрокидками (як показано на рис. 2.1, пунктир).

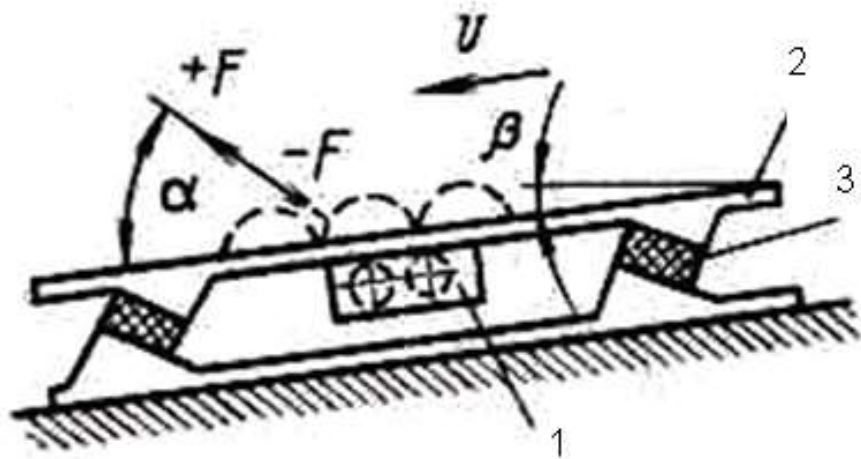


Рисунок 2.1 Вібраційний люк з направленими коливаннями

У вібраційному люку з направленими коливаннями вібрація не лише зменшує вплив внутрішніх зв'язків між частинками гірської маси, але і сприяє їх переміщенню, що дозволяє здійснювати транспортування матеріалу по горизонтальному або похилому вантажонесучому органу під кутом $\beta = 5 \div 8^\circ$.

Режим роботи вібраційного живильника, у якого робочий орган спирається на пружні елементи, визначається ставленням частоти

примусових коливань, які передаються вантажонесучому органу, до частоти його власних коливань. Остання визначається жорсткістю пружних зв'язків і наведеною коливальною масою.

Вібраційний живильник з направленими коливаннями (див. рис. 2.1) є одномасовою динамічно нерівноваженою вібраційною машиною, що працює в зарезонансному режимі. У цьому випадку значні динамічні навантаження передаються на несучі конструкції, які закріплені до фундаменту, внаслідок нерівноваженості мас.

Дебалансний привід створює збурюючу силу F (рис. 2.2), яка безперервно змінює свій напрямок, але за величиною завжди залишається постійною і рівною:

$$F = m\omega^2 r, \quad (2.1)$$

де m — нерівноважена обертова маса приводу; ω - кругова частота; r - радіус обертання.

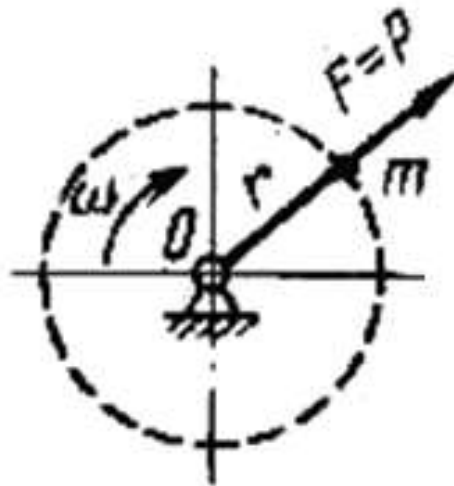


Рисунок 2.2 Схема дебалансного вібратора

При роботі дебаланса можна стверджувати, що навантаження, яке він створює, змінюється за синусоїдальним законом. Графік цієї функції $y = \sin x$

представляє собою плоску криву, що відображає зміну значення синуса в залежності від аргументу (кут).

Рух шматка гірської породи розглядається на кількох етапах. Перший етап полягає в тому, що шматок гірської породи і робочий орган здійснюють спільний рух до тих пір, поки спрямована вздовж його поверхні сила інерції ($F_{ін}$) та сила скоочування ($F_{ск}$) не перевищать силу тертя ($F_{тр}$).

Момент початку руху шматка щодо робочої поверхні (час t_n) знаходиться після рішення рівняння рівноваги ($F_{ін} = F_{тр} - F_{ск}$) з формули:

$$\sin \omega t_n = \frac{f_n g \cos \alpha - g \sin \alpha}{A_0 \omega^2 [\cos(\alpha + \beta) + f_n \sin(\alpha + \beta)]}; \quad (2.2)$$

де β - кут вібрації, град.; α - кут нахилу робочого органу, град.; ω - кутова частота власних коливань робочого органу вібротранспортної машини, рад / с; f_n - статичний коефіцієнт тертя пари: шматок - сталь; A_0 - амплітуда коливань робочого органу, м; g - прискорення вільного падіння, м/с².

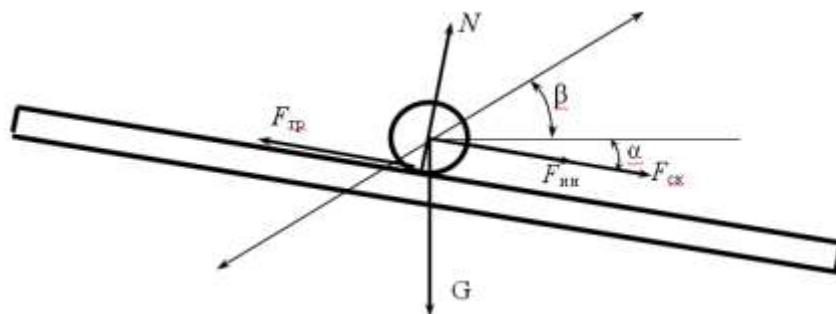


Рисунок 2.3 Схема сил діючих на шматок гірської породи.

На другому етапі переміщення шматка рушійною є сила рівна по модулю силі тертя, яка розганяє шматок щодо робочого органу. Диференціальне рівняння руху шматка щодо робочого органу на другому етапі має вигляд:

$$\ddot{X}_0 = f_k [g - A_0 \omega^2 \sin(\alpha + \beta) \sin \omega t] + g \sin \alpha; \quad (2.3)$$

де f_k - кінематичний коефіцієнт тертя пари шматок-сталь.

А чином проводиться визначення та інтеграція рівнянь руху шматка гірської породи на інших етапах. При певному співвідношенні параметрів режиму вібротранспортування та коефіцієнта тертя, під час переміщення робочого органу вгору з нижнього положення можливий і зворотний рух вантажу.

Середню швидкість руху шматка по робочому органу можна обчислити, враховуючи його переміщення (з урахуванням знака, тобто напрямку руху) на кожному етапі, що позначається як (S_i) . можна визначити з формули:

$$V_{гр} = \omega (\sum S_i) / 2\pi . \quad (2.4)$$

Рівняння (2.2) ... (2.4) справедливі для стабільних значень статичного і кінематичного коефіцієнтів тертя.

Використовуємо для моделювання математичний пакет MATLAB Simulink, (рис. 2.4).

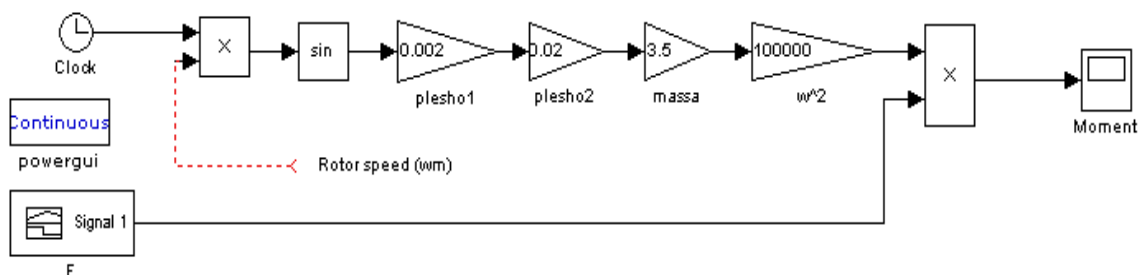


Рисунок 2.4 Момент навантаження на валу двигуна.

Отримана крива моменту навантаження зображена на (рис. 2.5). Тривалість розгону складає 1 секунда. Збурююча сила в цей момент досягає 260 кН а потім нормалізується до встановленого значення яке не перевищує 100 кН.

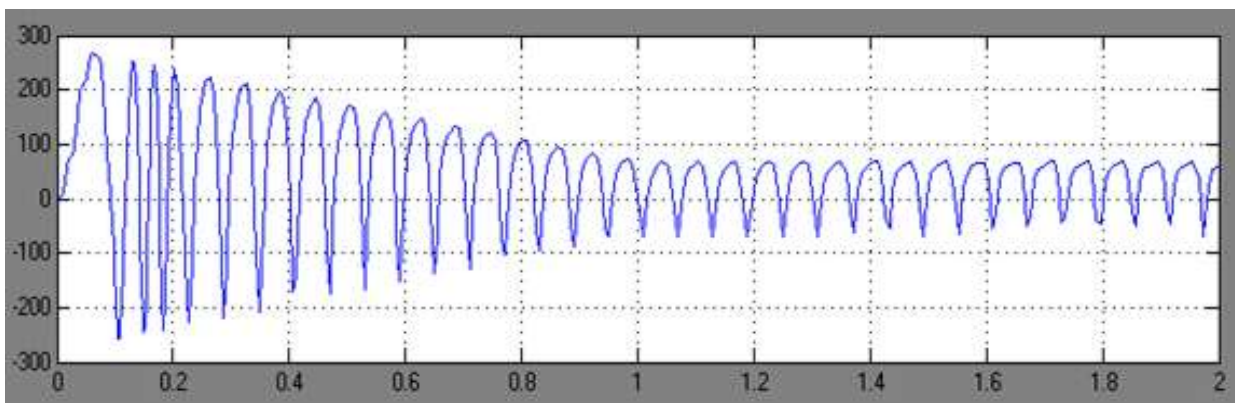


Рисунок 2.5 Момент навантаження на валу асинхронного двигуна.

Момент навантаження має специфічний вигляд, оскільки залежить від швидкості обертання двигуна. Цей процес триває 2 секунди.

Модель навантаження підключається до моделі електроприводу в математичному пакеті MATLAB Simulink (див. рис. 2.6). Модель привода вібролюка, представлена на рис. 2.6, складається з кількох елементів, серед яких є трифазне джерело живлення змінного струму (Three-Phase Programmable Voltage Source) з частотою 50 Гц, напругою 380 В та кутом між фазами 120 градусів.

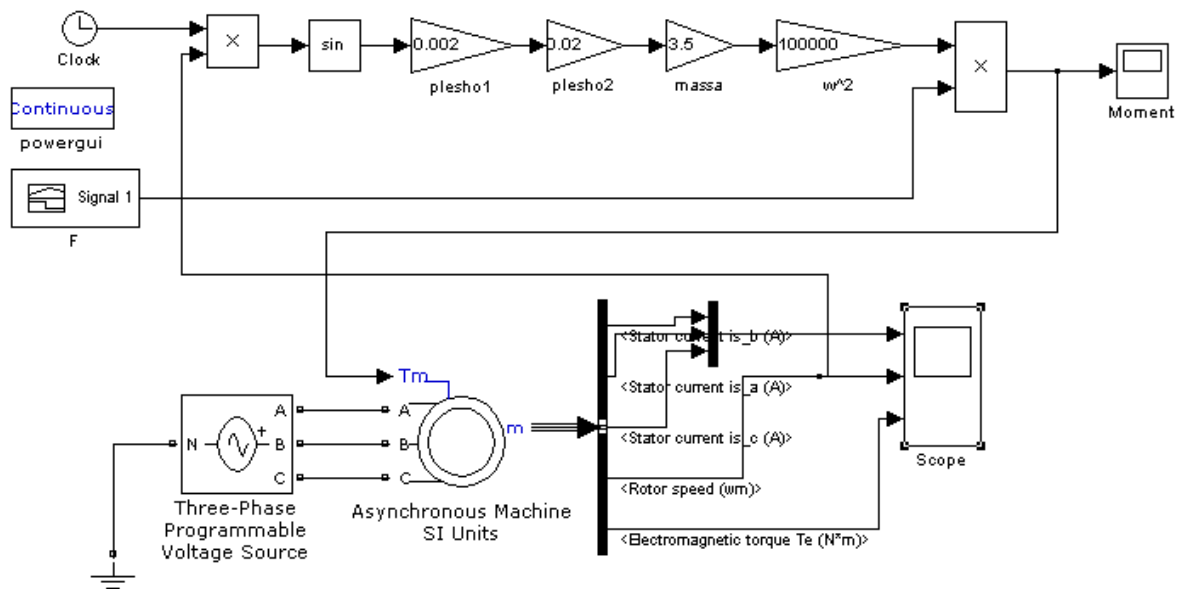


Рисунок 2.6 Модель привода вібролюка, с прямим пуском.

ThreePhase Breaker — це ідеалізований пускач, частотою перемикачів якого можна управляти за допомогою таймера за потреби.

Асинхронний двигун з короткозамкнутим ротором, представлений у моделі, має потужність 16 кВт і належить до серії 4AK165M6У3.

Для виведення результатів досліджень використовується осцилограф (Scope), на який записуються показники струму на всіх трьох фазах, швидкість обертання та електромагнітний момент двигуна, як показано на рис. 2.7.

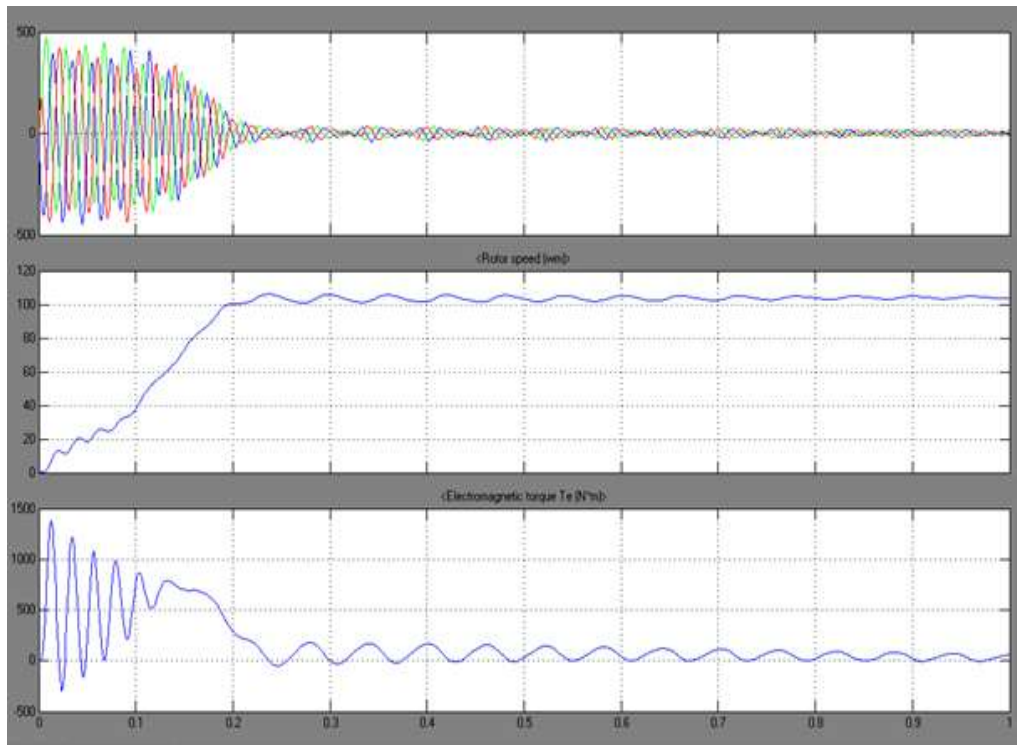


Рисунок 2.7 Осцилограма струмів, швидкості і електромагнітного моменту.

На 2.8 видно, що перехідний процес триває 0,2 секунди, а пусковий струм в десять разів перевищує номінальний. Час дослідження становить 1 секунду, протягом якої швидкість досягає номінального значення за 0,2 секунди.

Під час роботи вібраційний люк піддається змінним навантаженням через неоднорідність гірничої маси. Великі шматки, що потрапляють на лоток вібраційного люка, можуть згасити його інерційність, що призводить до зростання моменту навантаження на двигун до максимального значення. Аналізуючи цей стан, можна побудувати криву моменту навантаження (див. рис. 2.8).

Тривалість досліджуваного процесу становить 3 секунди, що дозволяє більш наочно показати результати. У цей час моделюються різні етапи роботи: пуск, номінальний режим та режим перевантаження лотка.

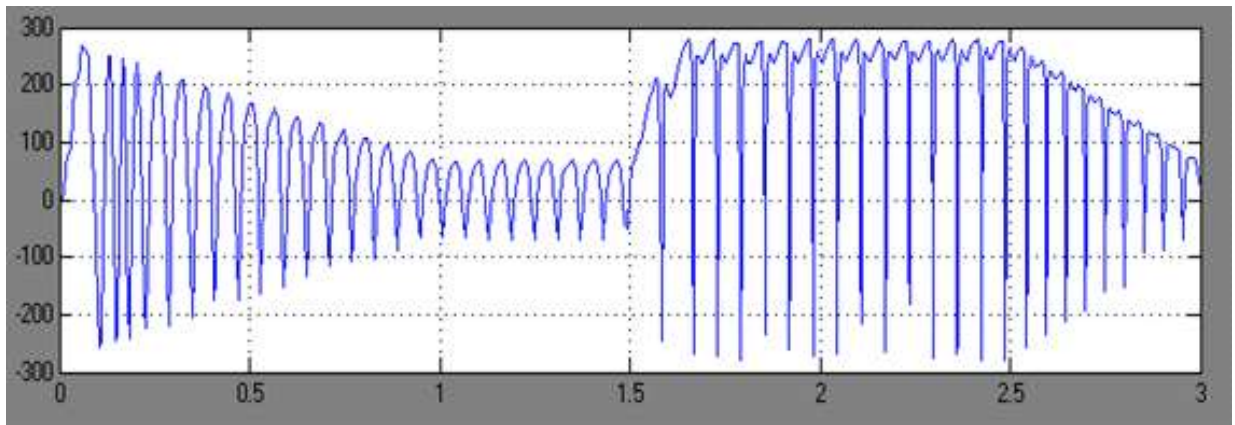


Рисунок 2.8 Крива зміни моменту при перевантаженні люка.

Підставляємо цей момент в модель (рис. 2.6). Як результат отримуємо осцилограми струмів, швидкості і електромагнітного моменту (рис. 2.9).

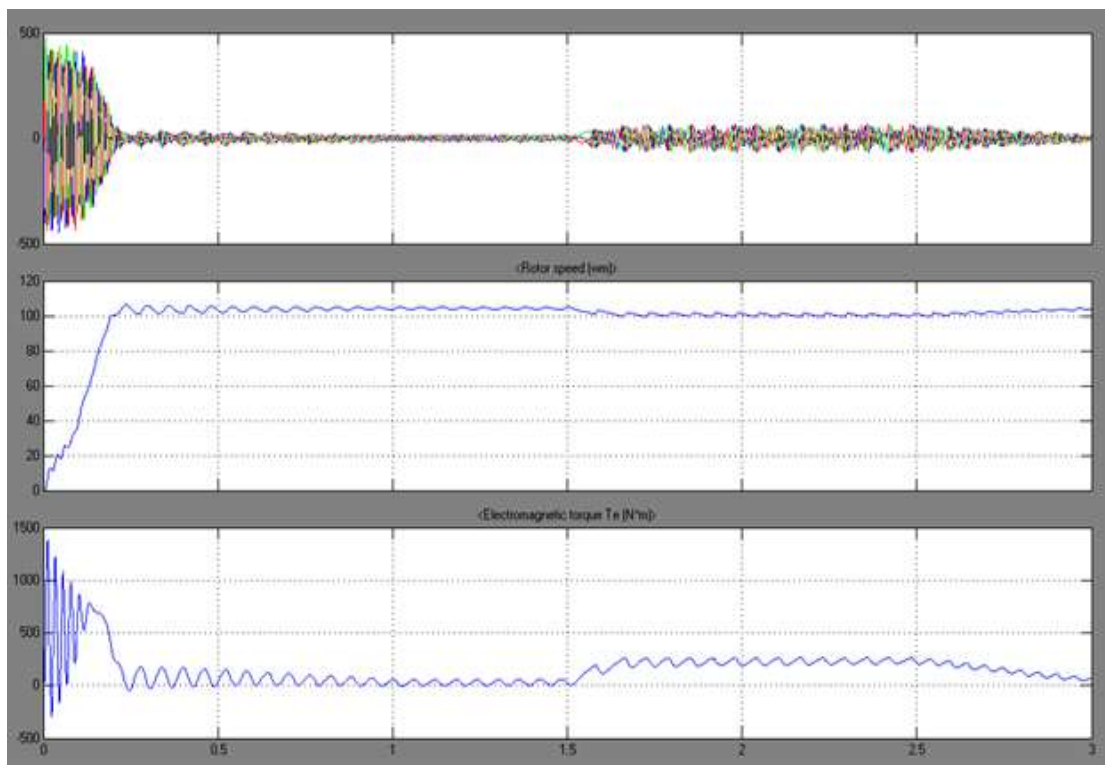


Рисунок 2.9 Осцилограми струмів, швидкості і електромагнітного моменту при перевантаженні.

Наставі проведених досліджень можна зробити висновок, що перевантаження лотка пороною не має значного впливу на момент навантаження, оскільки вага дебалансу залишається незмінною. Однак надмірна навантаженість лотка призводить до зниження інерційності системи, внаслідок чого швидкість обертання асинхронного двигуна знижується на 5%, а електромагнітний момент зростає. У цей момент струм підвищується вдвічі від номінального, проте залишається нетривалим.

Основою математичної моделі нагрівання двигуна є закон теплопровідності, сформульований Фур'є в результаті аналізу експериментальних даних. Цей закон визначає кількісний зв'язок між тепловим потоком і різницею температур у двох точках тіла. Конкретно, кількість переданої теплоти пропорційна градієнту температури, часу та площі перетину F , перпендикулярної до напрямку поширення тепла.

Якщо кількість переданої теплоти віднести до одиниці часу, то сформульована залежність виразиться таким чином:

$$p = -\lambda \cdot F \cdot \text{grad}\theta; \quad (2.5)$$

де p - кількість переданої теплоти, віднесене до одиниці часу, тобто потужність;

λ - коефіцієнт теплопровідності;

F - площа перерізу, перпендикулярного до напрямку поширення теплоти;

θ - температура точок тіла.

Знак «мінус» означає, що передача теплоти відбувається в сторону, протилежну напрямку градієнта, тобто у бік пониження температури.

Коефіцієнт теплопровідності λ в рівнянні (2.5) є фізичним параметром і характеризує здатність речовини проводити теплоту:

$$\lambda = -\frac{P}{F \cdot \text{grad}\theta}; \quad (2.6)$$

$$\lambda = \frac{[\text{Вт}]}{[\text{м}] \cdot [\text{град}]}.$$

Античне рішення, отримане шляхом безпосереднього інтегрування рівняння (2.5), дозволяє обчислити температуру в будь-якій точці системи. Однак розв'язання рівняння в часткових похідних є досить громіздким і суттєво ускладнює задачу. Тому на практиці для спрощення розрахунків часто використовують метод кінцевих різниць.

Суть цього методу полягає в тому, що у диференціальному рівнянні похідні шуканої функції замінюються приблизними співвідношеннями між кінцевими різницями в окремих вузлових точках температурного поля. В результаті такої заміни формується система рівнянь в кінцевих різницях, розв'язання якої зводиться до виконання простих алгебраїчних операцій:

$$p = \lambda \cdot F \cdot \Delta\theta / \delta; \quad (2.7)$$

де δ - відстань між досліджуваними точками;

$\Delta\theta$ - падіння температури на довжині δ .

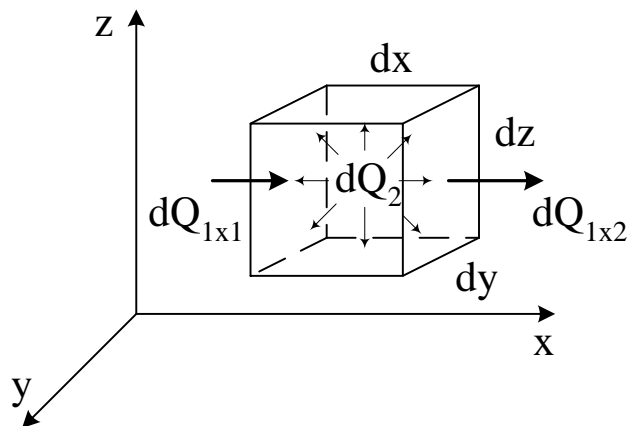


Рисунок 2.10 Елементарний об'єм dV

Тепловий баланс є наслідком закону збереження енергії при допущенні, що в енергетичному процесі не беруть участь інші види енергії, крім теплової:

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ ; \quad (2.8)$$

де dQ_1 - тепловий потік, притікає в обсяг dV за рахунок теплопровідності;

dQ_2 - потужність джерел теплоти, що діють усередині об'єму;

dQ - підвищення внутрішньої енергії в обсязі dV .

На рис. 2.10 показані тільки теплові потоки, спрямовані вздовж осі x . Потік, притікає ліворуч, виходячи із закону Фур'є:

$$dQ_{1x1} = -\lambda \cdot \frac{\partial \theta}{\partial x} \cdot dy \cdot dz , \quad (2.9)$$

тепловий потік, що проходить через протилежну грань (з урахуванням зміни похідної $\partial \theta / \partial x$ на інтервалі dx):

$$dQ_{1x2} = -\lambda \cdot \left[\frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \cdot dx \right] \cdot dy \cdot dz . \quad (2.10)$$

Результуючий приплив теплоти за одиницю часу вздовж осі x :

$$dQ_{1x} = dQ_{1x1} - dQ_{1x2} = -\lambda \cdot \left[\frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \cdot dx \right] \cdot dy \cdot dz = \lambda \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \cdot dV . \quad (2.11)$$

Аналогічно для інших координатних осей:

$$dQ_{1y} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \cdot dV ; \quad dQ_{1z} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \cdot dV . \quad (2.12)$$

Сумарний тепловий потік, притікає в обсяг dV за рахунок теплопровідності:

$$dQ_1 = dQ_{1x} + dQ_{1y} + dQ_{1z} = \lambda \cdot dV \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) = \lambda \cdot \nabla^2 \cdot \theta. \quad (2.13)$$

Потужність джерел теплоти, що діють усередині обсягу:

$$dQ_2 = p_0 \cdot dV; \quad (2.14)$$

де p_0 - потужність втрат в одиниці об'єму.

Зміна внутрішньої енергії в обсязі dV :

$$dQ = c \cdot \rho \cdot dV \cdot \frac{\partial \theta}{\partial t}; \quad (2.15)$$

де c - питома теплоємність тіла;

ρ - щільність матеріалу тіла.

Підставивши (2.13), (2.14), (2.15) в (2.8) і провівши деякі перетворення, отримуємо диференціальне рівняння теплопровідності в приватних похідних:

$$c\rho \frac{\partial \theta}{\partial t} = \lambda \nabla^2 \theta + p_0. \quad (2.16)$$

де $c\rho \frac{\partial \theta}{\partial t}$ – доданок, що описує зміну тепловмісту тіла;

$\lambda \nabla^2 \theta$ – складова, яка обумовлює тепловий потік, притікає в систему за рахунок теплопровідності;

p_0 - Складова, яка обумовлює внутрішнє тепловиділення.

Рглянемо процес нагрівання тіла, що має власне тепловиділення потужністю P , з поверхні S якого відбувається тепловіддача шляхом конвекції та випромінювання при коефіцієнті тепловіддачі α . Для спрощення математичного опису цього процесу вводимо кілька припущень.

По-перше, тіло має необмежену теплопровідність, що обумовлює відсутність градієнта температури у будь-якому напрямку в його обсязі. По-

друге, температура навколишнього середовища θ_c вважається незмінною, тобто воно має необмежену теплоємність. По-третє, коефіцієнт тепловіддачі α між поверхнею машини та навколишнім середовищем не залежить від місця і тривалості процесу.

Рівняння теплового балансу складається на основі того, що теплота, яка виділяється за елементарний проміжок часу dt , частково йде на зміну власного теплоємності тіла і частково відводиться в навколишнє середовище. Відповідно до цього рівняння теплового балансу має вигляд:

$$\Delta P \cdot dt = c \cdot G \cdot d\theta + \alpha \cdot F \cdot (\theta - \theta_c) \cdot dt ; \quad (2.17)$$

де ΔP - виділені в даному обсязі втрати потужності;

θ - температура тіла;

θ_c - температура навколишнього середовища;

c - питома теплоємність;

G - маса досліджуваного об'єму тіла;

α - коефіцієнт тепловіддачі з одиниці площі поверхні;

F - площа поверхні охолодження.

У правій частині рівняння (2.17) перший доданок зумовлює підвищення температури тіла, а друге - обмін теплотою з навколишнім середовищем.

Після перетворення рівняння теплового балансу (2.17) приймає вигляд:

$$\Delta P = C \cdot \frac{d\theta}{dt} + A \cdot (\theta - \theta_c), \quad (2.18)$$

де $C = c \cdot G$ - теплоємність тіла;

$A = \alpha \cdot F$ - коефіцієнт тепловіддачі тіла.

А теплових схем заміщення асинхронних електродвигунів показав, що моделювання ротора як декількох тіл не призводить до значних уточнень в оцінці середніх перевищень температур частин обмотки статора. Основною

причиною похибки є нерівномірність нагріву обмотки статора та корпусу за довжиною, що викликане змінами коефіцієнтів теплообміну вздовж корпусу і підігрівом повітря в міжреберних каналах.

При цьому лобова частина обмотки з боку приводу демонструє перевищення температури на 8-12 °С більше, ніж з боку вентилятора. Отже, для розрахунків доцільно фокусуватися на половині довжини електродвигуна, що розташована з боку приводу.

Будуємо теплову чотирьохтілну схему заміщення асинхронного двигуна. Теплові провідності матеріалів, використаних у конструкції асинхронного двигуна, беруться з відповідної літератури [10].

Теплові втрати в вузлах схеми заміщення в функції струму I_ϕ [14].

а) в пазовій частині обмотки статора:

$$P_1(t) = \frac{3}{2} I_\phi^2(t) r_{1\phi} \frac{2\ell_{n1}}{\ell_{\omega 1}} = 0,082 I_\phi^2(t), \text{Вт.} \quad (2.19)$$

б) в лобовій частині обмотки статора:

$$P_2(t) = \frac{3}{2} I_\phi^2(t) r_{1\phi} \frac{\ell_{n1}}{\ell_{\omega 1}} = 0,0525 I_\phi^2(t), \text{Вт.} \quad (2.20)$$

в) в обмотці ротора

$$P_1(t) + P_2(t) = P'_p \frac{r_{1\phi}}{r_{2\phi}} \left(1 + 2 \frac{I_{o,\phi}}{D_k} \right) + P_{\text{э.о}}, \text{Вт,} \quad (2.21)$$

де $I_{o,\phi}$ – струм холостого ходу;

D_k – діаметр кутової діаграми;

$P_{\text{э.о}}$ – втрати холостого ходу;

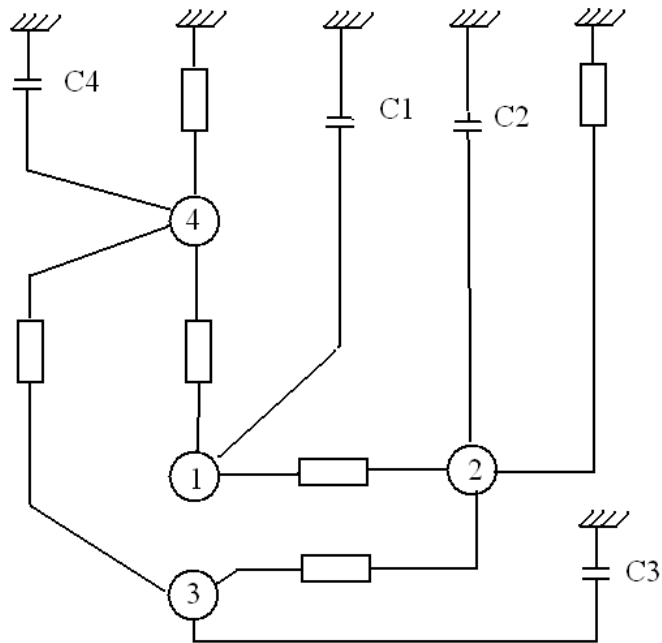


Рисунок 2.11 Теплова схема заміщення асинхронного двигуна

$$P'_p = \frac{P_1(t) + P_2(t) - P_{\text{э.о}}}{\frac{r_{1\phi}}{r_{2\phi}} \left(1 + 2 \frac{I_{\text{о.}\phi}}{D_{\text{к}}} \right)} = 0,117 I_{\phi}^2 - 100. \quad (2.22)$$

Додаткові втрати

$$P_{\text{доб}} = 0,5\% P_1 = P_{\text{доб.н}} \left(\frac{I_{\phi i}}{I_{\phi.н}} \right)^2; \quad (2.23)$$

$$\frac{P_{\text{доб}}}{2} = 0,03 I_{\phi}^2(t).. \quad (2.24)$$

Загальні втрати в роторі:

$$P_3(t) = 0,117 I_{\phi}^2(t) - 100 + 0,03 I_{\phi}^2(t) = 0,147 I_{\phi}^2(t) - 100, \text{Вт.}$$

Система диференціальних рівнянь, що описує теплові процеси в асинхронному двигуні, має вигляд [25];

$$\begin{cases} 6480 \frac{d\theta_1}{dt} + 137,1\theta_1 - 17,1\theta_2 - 120\theta_4 = 15500 \\ 4140 \frac{d\theta_2}{dt} - 17,1\theta_1 + 20,66\theta_2 - 1,19\theta_3 = 10200 \\ 12330 \frac{d\theta_3}{dt} - 1,19\theta_2 + 7,19\theta_3 - 3,23\theta_4 = 22250 \\ 44280 \frac{d\theta_4}{dt} - 120\theta_1 - 3,23\theta_3 + 138,2\theta_4 = 875 \end{cases} \quad (2.25)$$

З поверхні кінцевої частини корпусу з боку приводу в 1,5 - 1,8 разів перевищує опір з боку вентилятора. У зв'язку з цим, загальний еквівалентний опір тепловіддачі з поверхні корпусу збільшується на 8 - 10% у порівнянні з повною схемою заміщення. Це, своєю чергою, призводить до збільшення перевищення температури обмотки статора: для пазової частини на 3,5 - 4,5% і для лобової частини на 1,5 - 2%.

Втрати в обмотці статора визначаються при температурі, яка обчислюється на основі математичного очікування навантаження. Коливання температури враховуються пропорційно квадрату відношення струму $(I_i / I_n)^2$, проте зміна опору в цьому випадку не розглядається.

Наближена оцінка показує, що при коефіцієнтах варіації струму від 0,1 до 0,4, додаткова похибка перевищення температури становить 1 - 3%. При значеннях струму, що перевищують номінальні, похибка має негативний знак, що частково компенсує помилку, викликану малим числом тіл. Загалом похибка розрахунків розглянутої математичної моделі коливається в межах 10 - 12%, у той час як уточнена схема заміщення забезпечує похибку в 5 - 7%.

У програмному пакеті MATLAB реалізується система диференціальних рівнянь (2.25), яка враховує всі необхідні параметри, такі як провідності матеріалів, з яких складається асинхронний двигун. Моделювання проводиться з урахуванням актуального моменту навантаження на валу двигуна.

У зв'язку з тим, що температура в шахті постійна 22 °С, модель враховує ці початкові умови . За допомогою блоку Three-Phase Breaker реалізовано модель магнітного пускача, керування яким, здійснює блок Timer.

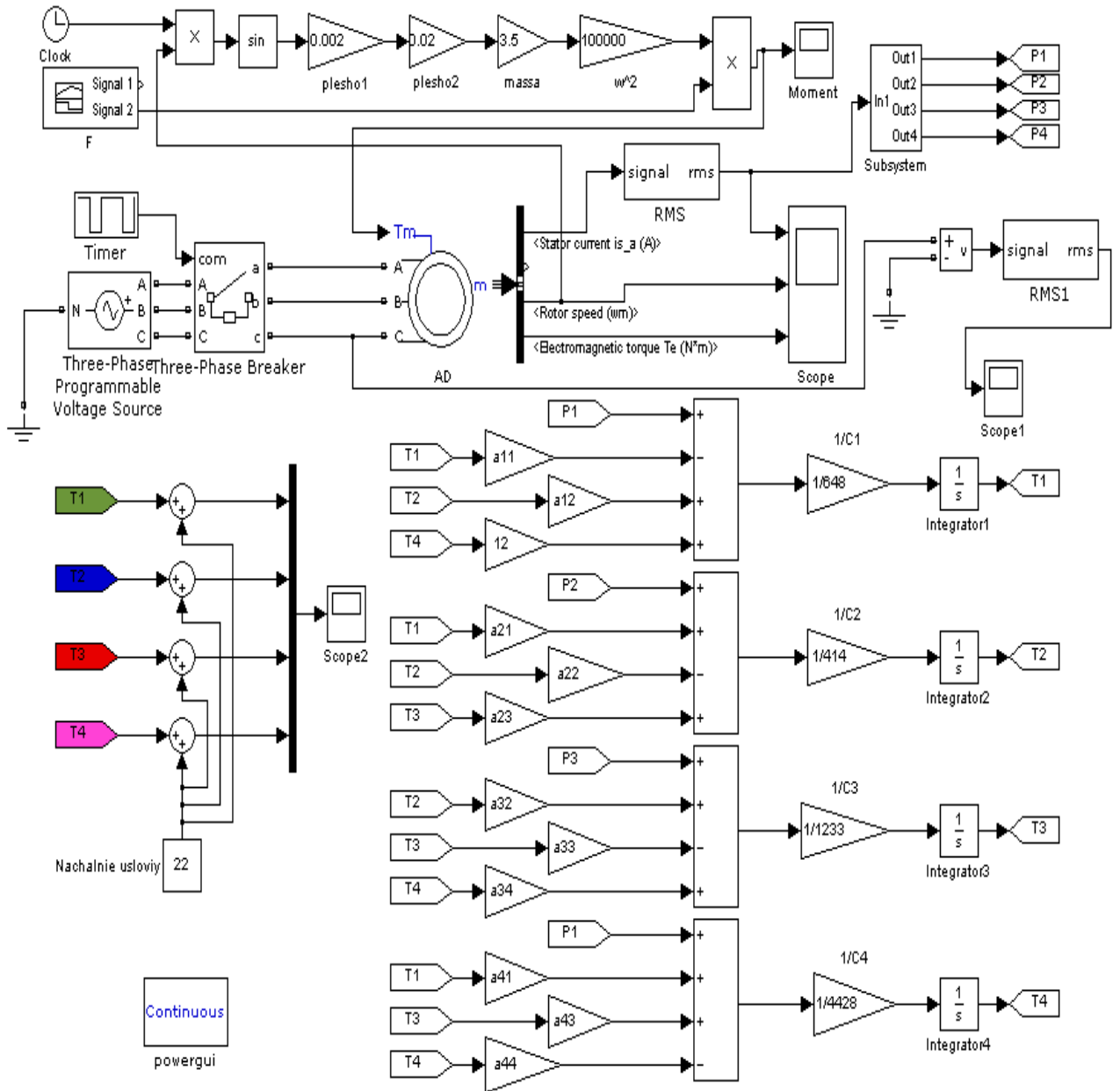


Рисунок 2.12 Теплова модель АД в пакеті Matlab з урахуванням дійсного моменту навантаження

Занням блоку Three-Phase Breaker проводиться процес увімкнення та вимкнення пускача. Результати моделювання теплових процесів продемонстровані на рис. 2.13.

Для забезпечення кращої наочності виявлення температури нагрівання двигуна під час пуску експеримент триває 1 хвилину.

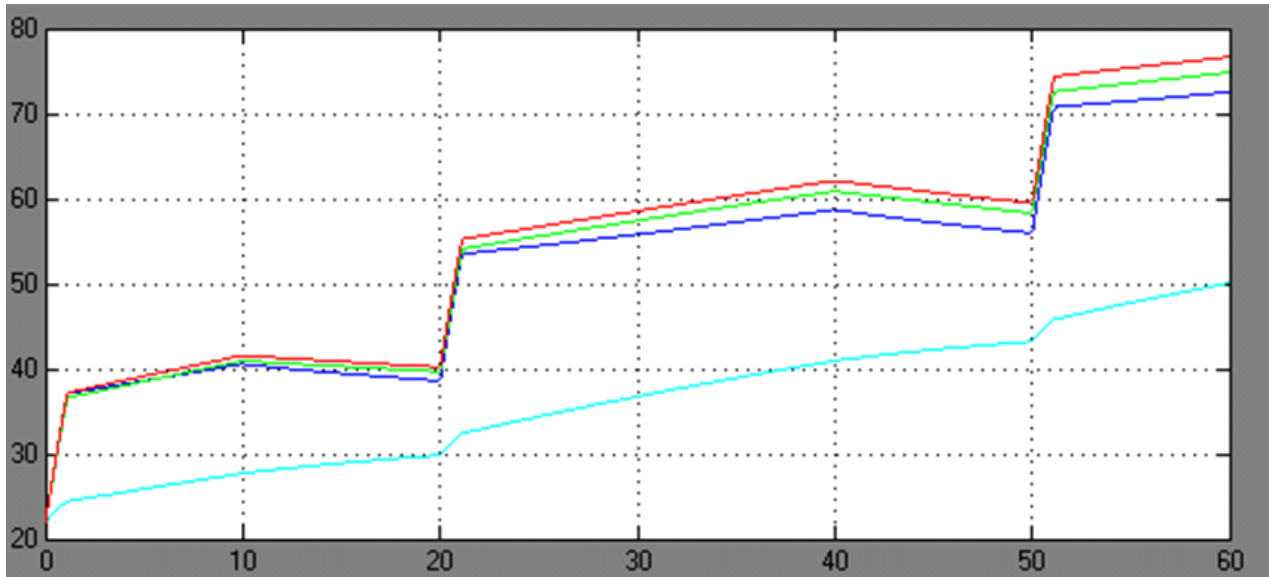


Рисунок 2.13 Температурні показники двигуна при повторно короткочасному режимі роботи, з урахуванням дійсного моменту навантаження

Протягом дослідження двигун нагрівається до температури 77 °C. Встановлено, що температура двигуна стрибкоподібно зростає на 14 °C в момент пуску, а під час роботи протягом 10 секунд температура підвищується до 41 °C, що складає 5 °C. У період, коли привод вимкнений на 10 секунд, двигун охолоджується на 1 °C. При повторному пуску модель демонструє ті ж самі результати.

Тривалість другого циклу роботи складає 20 секунд, і за цей час двигун нагрівається до температури 62 °C, тобто на 8 °C протягом 20 секунд. Третій інтервал моделювання повторює перший, з урахуванням попередніх значень.

3. ВИБІР СПОСОБУ ПОМ'ЯКШЕННЯ ПУСКУ АД ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЙОГО ПРОЦЕСІВ

Умови роботи електроприводу є досить складними, оскільки висока концентрація пилу в повітрі та обмежений простір для монтажу і налагоджування вимагають використання асинхронного електроприводу. Асинхронний двигун має переваги у вигляді легшої конструкції в порівнянні з іншими електричними машинами, а також простоти обслуговування. Він здатний запускатися від мережі без додаткового обладнання і працювати в повторно короткочасних режимах, що відповідає основним вимогам технологічного механізму. Статичний момент на валу двигуна залишається постійним і залежить тільки від кількості та маси дебалансів. При цьому електропривод не потребує регулювання швидкості обертання в процесі роботи. Отже, зміна асинхронного двигуна на інший тип електричної машини може бути недоцільною. В попередніх дослідженнях вказано, що перегрів обмоток двигуна є наслідком пускових струмів. Серед методів, які можна застосувати для зниження пускових струмів в асинхронному двигуні, виділяються реостатний метод, зміна частоти струму живлення, перемикання обмоток із схеми «зірка» на «трикутник» під час пуску, імпульсне живлення, а також зміна амплітуди напруги живлення. Однак, враховуючи специфіку експлуатації у шахті, де простір обмежений, такі способи, як реостатний метод, підключення реакторів до ланцюга живлення статора та індуктивний опір для фазного ротора, не є доцільними, оскільки вони погіршують енергетичні показники електроприводу. Крім того, висока вартість перетворювачів частоти та умови експлуатації, що включають надмірну вологість та підвищений вміст пилу, ускладнюють їх використання. Прилади плавного пуску та метод перемикання обмоток зі схеми «зірка» на схему «трикутник» під час пуску зменшують пусковий момент, що є неприйнятним. Двигуни, які передбачають зміну числа пар полюсів під час пуску, також

мають свої недоліки, зокрема більші габарити та знижений момент. У промисловості існує особливий вид асинхронних електричних машин — глибокопазний двигун. Завдяки своїй особливій конструкції ротора, він може зменшувати пускові струми та підвищувати пусковий момент. Відзначено, що його використання не вимагає суттєвих змін в електроприводі і може значно підвищити надійність системи [11].

Для досягнення високих значень ККД асинхронні двигуни проектують з малими величинами ковзання ($s = 0,01 - 0,03$), що можливо при малих значеннях активного опору роторної обмотки. Але в цьому випадку у двигуна невисокий пусковий момент (нижче номінального моменту), що ускладнює застосування прямого пуску. Виникає завдання створення асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором, у яких активний опір обмотки ротора при пуску досить велика і зменшується зі зростанням частоти обертання ротора. Цю задачу вирішують, використовуючи ефект витіснення струму в обмотці ротора, застосовуючи роторні обмотки спеціальної конструкції [12]. Такі двигуни отримали назву двигунів з підвищеним пусковим моментом.

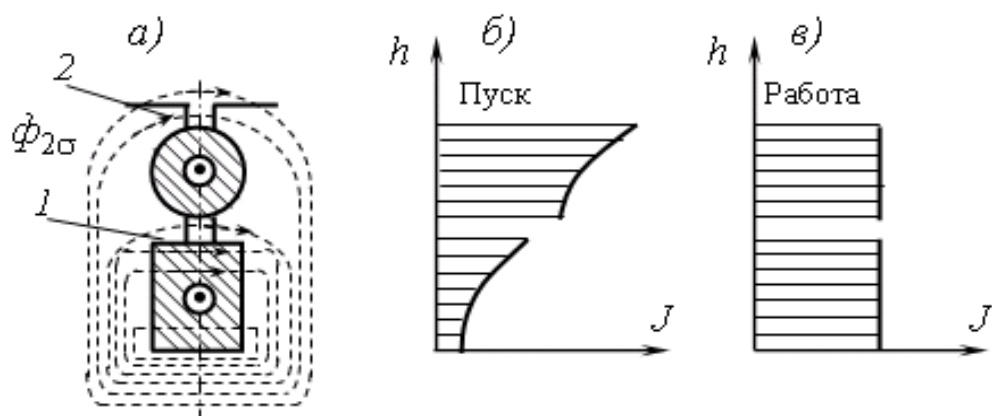


Рисунок 3.1 Розріз паза (а) ротора з подвійною білячою клітиною і розподіл (б, в) густин струму по висоті паза (h).

Одею з розробок у цій галузі є асинхронний двигун з двохклітковим ротором, винайдений М. О. Доліво-Добровольським. Ця конструкція має дві обмотки: робочу, що розташована глибше в тілі ротора, та пускову, яка розміщується ближче до периферії (див. рис. 3.1, а). Магнітна провідність у зоні робочої обмотки краща, ніж у пусковій, що викликане наявністю вищих потоків розсіювання. Провідність у зоні пускової обмотки штучно знижена за допомогою відкриття паза, що також зменшує потоки розсіювання цієї обмотки. Для виготовлення пускової обмотки використовуються матеріали з великим питомим опором, такі як латунь або алюмінієва бронза, а робоча обмотка виготовлена з міді [11].

При включенні двигуна частота струму в його роторній обмотці має певне значення. Обидві обмотки з'єднані електрично паралельно, завдяки чому струм між робочою та пусковою обмотками розподіляється обернено пропорційно їхнім повним опорам. Оскільки у робочої обмотки дуже великий індуктивний опір, її загальний опір в кілька разів перевищує загальний опір пускової обмотки, яка має надзвичайно мале власне індуктивне опір. Внаслідок цього струм робочої обмотки помітно менший, ніж струм пускової обмотки. Завдяки великому індуктивному опору розсіювання робочої обмотки, струм в ній відстає на більший кут від електромотивної сили (ЕРС), індукованої потоком взаємоіндукції, що призводить до створення відносно малого пускового моменту [10].

На противагу цьому, струм пускової обмотки під час запуску має значну величину i , завдяки невеликому індуктивному та більшому активному опору, майже збігається за фазою з ЕРС взаємоіндукції, що дозволяє їй створити досить великий обертовий момент. У процесі розгону ротора ковзання зменшується, частота $(f_2 = f_1 s)$ знижується, що призводить до зменшення індуктивного опору робочої обмотки. Після завершення процесу розгону значення ковзання стає малим, і роль реактивних опорів у розподілі

струму виявляється незначною. Розподіл струмів у обмотках ротора також визначається співвідношенням [14].

$$I_{2П}/I_{2Р} \approx R_{2Р}/R_{2П}, \quad (3.1)$$

На початковому етапі пуску в двоклітковому роторі струм витісняється до зовнішньої пускової обмотки, завдяки чому формується великий пусковий момент. Після завершення пускового процесу струм починає протікати через робочу обмотку, що має мале активне опір, що дозволяє двигуну працювати з високим коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Для спрощення технології виробництва двокліткові двигуни виготовляються з електрично пов'язаними литими алюмінієвими обмотками. Зменшення реактивного опору пускової обмотки досягається шляхом збільшення відкриття паза, тоді як підвищене значення активного опору отримується за рахунок зменшення перетину пускової обмотки.

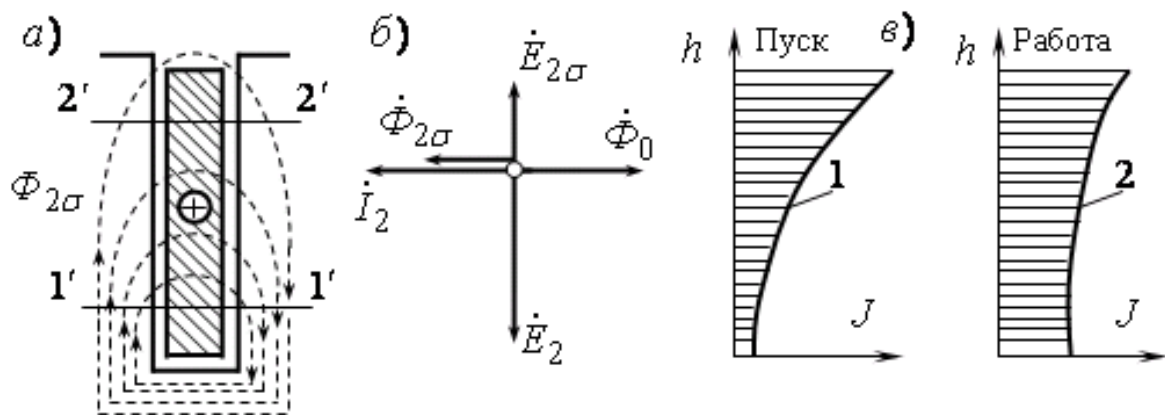


Рисунок 3.2 Паз (а) глибокопазного ротора, діаграма ЕРС і розподіл щільності струму (в) по висоті паза (h)

Ішим типом двигуна з підвищеним пусковим моментом є глибокопазний двигун, функціонування якого також базується на явищі витіснення струму. У період пуску обмотка глибокопазного ротора діє як

змінний опір, який автоматично зменшується зі збільшенням частоти обертання ротора. На рис. 3.2, а показано характерний розподіл магнітного потоку розсіювання в пазу ротора. З даної діаграми видно, що потокозчеплення частин провідника, розташованих ближче до дна паза (ділянка 1'-1'), більше, ніж у частин провідника, що знаходяться ближче до поверхні паза (ділянка 2'-2'). Відповідно, в нижніх волокнах наводиться більша електромотивна сила (ЕРС) розсіювання, а у верхніх — менша. Цей ефект особливо помітний при нерухомому роторі, коли частота струму в його ланцюзі дорівнює частоті струму в статорі. На діаграмі рис. 3.2, б показано, як ЕРС розсіювання протидіє основній ЕРС, перешкоджаючи проходженню струму і витісняючи його в верхню частину паза. Це викликає зменшення перетину провідника, що, в свою чергу, підвищує його активний опір при одночасному зниженні індуктивного опору (адже потокозчеплення активної частини перерізу менше, ніж у всього провідника). Зростання активного опору призводить до зниження пускового струму і збільшення пускового моменту. У процесі збільшення частоти обертання ротора частота струму в ньому зменшується, а ефект витіснення слабшає. Чим ближче частота обертання ротора до синхронної, тим більше вирівнюється крива розподілу струму по висоті паза (рис. 3.2, в) до кривої на кінці пуску .

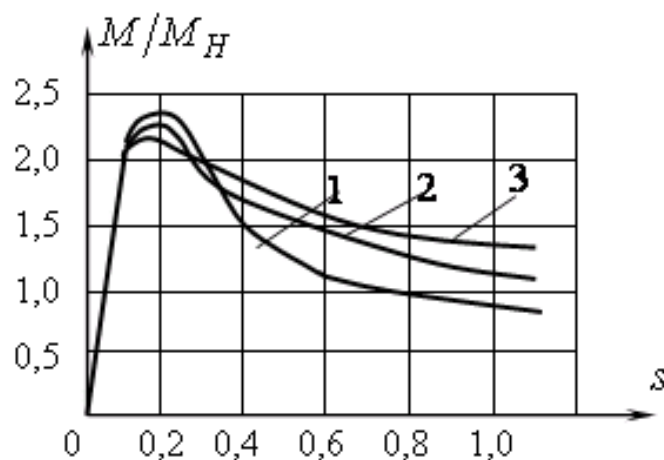


Рисунок 3.3 характеристики двигунів з різними обмотками роторів

Залежності $M = f(s)$ двигунів з різними конструкціями обмоток ротора наведено на рис. 3.3 (крива 1 для двигуна зі звичайною короткозамкненою обмоткою, крива 2 для двигуна з глибокопазним ротором, крива 3 для двигуна з двухклітковим ротором).

Нижче представлена еквівалентна апроксимація залежності зміни критичного значення сковзання від частоти обертання ротора, яка забезпечує зміну всього двох коефіцієнтів практично незалежно задавати як значення пускового моменту, так і значення «провалу» моменту обертання на відносно малих частотах.

Проста еквівалентна залежність критичного сковзання від швидкості обертання ротора [13].

$$S_{\text{кр}}(k_{s1}, k_{s2}, n) = S_{\text{кр}} \cdot \left(1 + k_{s1} \cdot \exp \left(-k_{s2} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \right) \right) \quad (3.2)$$

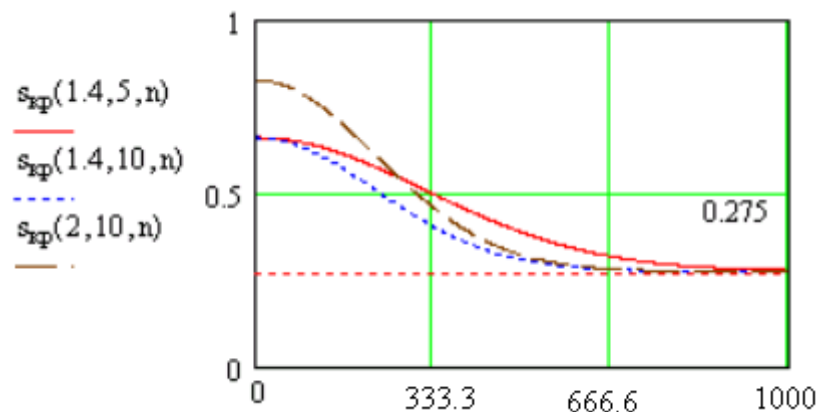


Рисунок 3.4 Залежність $S_{\text{кр}}$ від частоти обертання вала

Модифікована формула Клосса, яка пов'язує середнє діюче значення обертового моменту АД і частоту обертання його вала, в якій враховано зміну обертового моменту зі зміною частоти обертання. Це дозволяє

виправити звичайну механічну характеристику для АД з підвищеним пусковим моментом.

Модифікація формули Клосса шляхом підвищення значення значення критичного ковзання в області малих частот обертання ротора АД.

$$M(n, k_{s1}, k_{s2}) = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\left(\frac{n_0 - n}{S_{кр}(k_{s1}, k_{s2}, n) \cdot n_0} \right) + \left(\frac{S_{кр}(k_{s1}, k_{s2}, n) \cdot n_0}{n_0 - n} \right)} \quad (3.2)$$

Модифікація формули Клосса дозволяє виправити поведінку електромеханічної характеристики в області пускових значень для АД с підвищеним пусковим моментом рис.

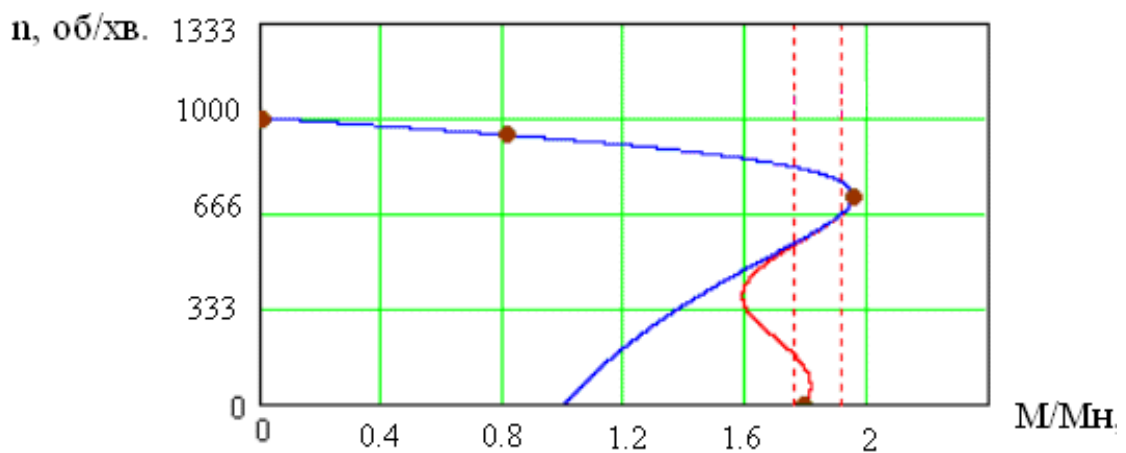


Рисунок 3.5 порівняння механічних характеристик звичайного та глибокопазного АД

Оільки опори глибокопазного асинхронного двигуна (АД) мають складну залежність від частоти струму в роторі внаслідок специфіки його стержнів, постає потреба представляти їх у вигляді функціональних залежностей від ковзання. У такому вигляді схема заміщення АД підходить

лише для розрахунків стаціонарних і квазістаціонарних режимів. Для більш точного відображення поведінки двигунів у перехідних режимах доцільно використовувати багатоконтурну схему заміщення, яка буде основою для опису АД [14].

Динамічні рівняння які описують поведінку АД з багатоконтурним опором ($i=1,2,\dots,k$), згідно, можна представити в вигляді:

$$\vec{u}_s = R_s \vec{i}_s + p\vec{\Psi}_s + j\omega_k \vec{\Psi}_s ; \quad (3.4)$$

$$0 = R_R^{(i)} \vec{i}_R^{(i)} + p\vec{\Psi}_R^{(i)} + j(\omega_k - \omega)\vec{\Psi}_R^{(i)} ; \quad (3.5)$$

$$\vec{\Psi}_s = L_{\sigma s} \vec{i}_s + L_{\mu} \vec{i}_{\mu} ; \quad (3.6)$$

$$\vec{\Psi}_R^{(i)} = L_{\sigma R}^{(i)} \vec{i}_R^{(i)} + L_{\mu} \vec{i}_{\mu} ; \quad (3.7)$$

$$\vec{\Psi}_{\mu} = L_{\mu} \vec{i}_{\mu} ; \quad (3.8)$$

$$\vec{i}_{\mu} = \vec{i}_s + \sum_{i=1}^k \vec{i}_R^{(i)} ; \quad (3.9)$$

$$\frac{1}{J} (m - m_c) = p\omega ; \quad (3.10)$$

$$m = \vec{\Psi}_s \times \vec{i}_s ; \quad (3.11)$$

де:

\vec{u}_s - результуючий вектор напруги на виводах АД;

$\vec{i}_s, \vec{i}_R^{(i)}, \vec{i}_{\mu}$ - результуючі вектори струму статора, і-того роторного контуру і гілки намагнічування;

$\vec{\Psi}_s, \vec{\Psi}_R^{(i)}, \vec{\Psi}_{\mu}$ - результуючі вектори потокозчеплення статора, і-того роторного контуру і гілки намагнічування;

$p\vec{\Psi}_s, p\vec{\Psi}_R^{(i)}$ - результуючі вектори похідної потокозчеплення статора і і-того роторного контуру;

$L_{\sigma s}, L_{\sigma R}^{(i)}, L_{\mu}$ - індуктивність розсіювання обмотки статора, і-того роторного контура і індуктивність гілки намагнічування;

$R_s, R_R^{(i)}$ - активний опір статора і і-того роторного контуру;

ω, ω_k - частота обертання ротора і системи координат;

J - сумарний момент інерції приводу;

m_c, m - момент опору механізму і обертовий момент двигуна.

Підставивши (3.8) в (3.6) і (3.7), струми статора і і-того роторного контуру можна знайти як:

$$\vec{i}_s = \frac{\vec{\Psi}_s - \vec{\Psi}_\mu}{L_{\sigma s}}; \quad (3.12)$$

$$\vec{i}_R^{(i)} = \frac{\vec{\Psi}_R^{(i)} - \vec{\Psi}_\mu}{L_{\sigma R}^{(i)}}. \quad (3.13)$$

Потокозчеплення гілки намагнічування представляється в наступному вигляді:

$$\vec{\Psi}_\mu = a_s \vec{\Psi}_s + \sum_{i=1}^k a_R^{(i)} \vec{\Psi}_R^{(i)}, \quad (3.14)$$

де $a_s, a_R^{(i)}$ - коефіцієнти розподілу потокозчеплення статора, і-того роторного контуру, що показують, яка частина потокозчеплення відповідного контуру бере участь у створенні робочого потокозчеплення в повітряному зазорі:

$$a_s = \frac{L_{SR}}{L_{\sigma s}}; \quad (3.15)$$

$$a_R^{(i)} = \frac{L_{SR}}{L_{\sigma R}^{(i)}}; \quad (3.16)$$

де

$$L_{SR} = \left[\frac{1}{L_{\sigma s}} + \frac{1}{L_\mu} + \sum_{i=1}^k \frac{1}{L_{\sigma R}^{(i)}} \right]^{-1}. \quad (3.17)$$

Беручи за невідомі потокозчеплення статора і контурів ротора, з урахуванням (3.12), (3.13) і (3.14), рівняння (3.4) і (3.5) представляються у формі Коші:

$$r\bar{\Psi}_S = \bar{u}_s - \alpha_s(\bar{\Psi}_S - \bar{\Psi}_\mu) - j\omega_k \bar{\Psi}_S; \quad (3.18)$$

$$r\bar{\Psi}_R^{(i)} = -\alpha_R^{(i)}(\bar{\Psi}_R^{(i)} - \bar{\Psi}_\mu) - j(\omega_k - \omega)\bar{\Psi}_R; \quad (3.19)$$

де $\alpha_s, \alpha_R^{(i)}$ - коефіцієнти загасання контуру статора і і-того роторного контуру

$$\alpha_s = \frac{R_s}{L_{\sigma s}}; \quad (3.20)$$

$$\alpha_R^{(i)} = \frac{R_R^{(i)}}{L_{\sigma R}^{(i)}}. \quad (3.21)$$

Прака довела, що доцільно формувати математичну модель асинхронного двигуна (АД) в системі координатних осей, жорстко зв'язаної зі статором. У цьому випадку одна вісь збігається з електричною віссю обмотки фази а, тоді як інша вісь випереджає її на 90 градусів.

З урахуванням вищевикладеного математична модель АД записується як:

$$r\Psi_{S\alpha} = u_{S\alpha} - \alpha\Psi_{S\alpha} + \alpha\Psi_{\mu\alpha}; \quad (3.22)$$

$$r\Psi_{S\beta} = u_{S\beta} - \alpha\Psi_{S\beta} + \alpha\Psi_{\mu\beta}; \quad (3.23)$$

$$r\Psi_{R\alpha}^{(i)} = -\alpha_R^{(i)}\Psi_{R\alpha}^{(i)} + \alpha_R^{(i)}\Psi_{\mu\alpha} - \omega\Psi_{R\beta}; \quad (3.24)$$

$$r\Psi_{R\beta}^{(i)} = -\alpha_R^{(i)}\Psi_{R\beta}^{(i)} + \alpha_R^{(i)}\Psi_{\mu\beta} - \omega\Psi_{R\alpha}; \quad (3.25)$$

$$r\omega = \frac{1}{J}(m - m_c); \quad (3.26)$$

$$m = \frac{1}{L_{\sigma s}} \left[\Psi_{S\beta} \sum_{i=1}^k (\alpha_R^{(i)} \Psi_{R\alpha}^{(i)}) - \Psi_{S\alpha} \sum_{i=1}^k (\alpha_R^{(i)} \Psi_{R\beta}^{(i)}) \right]. \quad (3.27)$$

Для удоби використовується стандартна модель асинхронного двигуна в пакеті Simulink, де будуть змінені параметри ротора (див. рис. 3.6). Для отримання порівняльних характеристик зі звичайним АД у модель вводимо дійсний момент навантаження. Крім того, модель доповнюється

вимірювальними приладами для моніторингу активної і реактивної потужності.

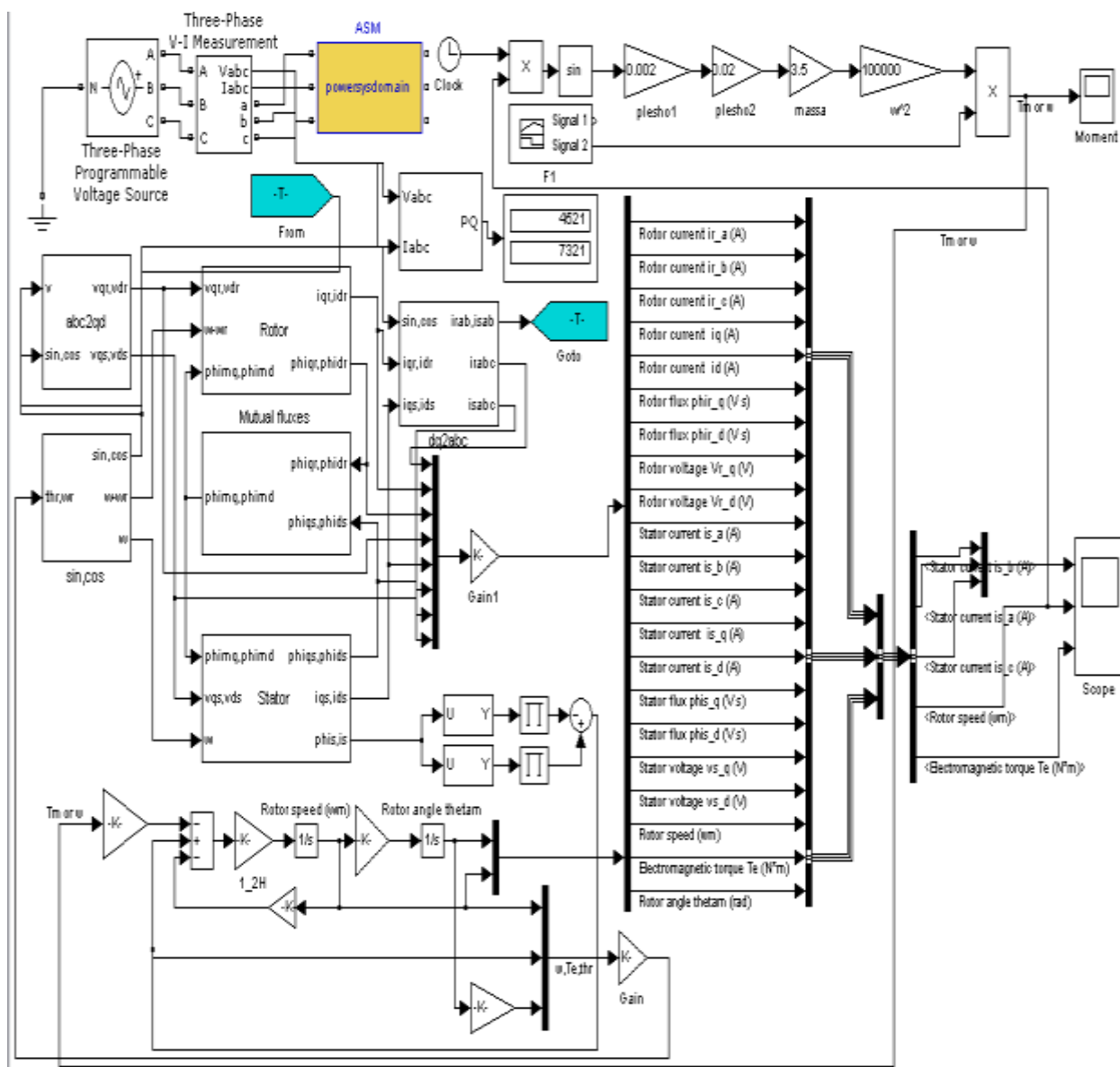


Рисунок 3.6 Модель для дослідження глибокопазного АД з дійсним моментом навантаження, в програмному пакеті MATLAB Simulink

Подаючи у вигляді навантаження криву моменту рис. 2.8 отримуємо наступні результати рис. 3.7

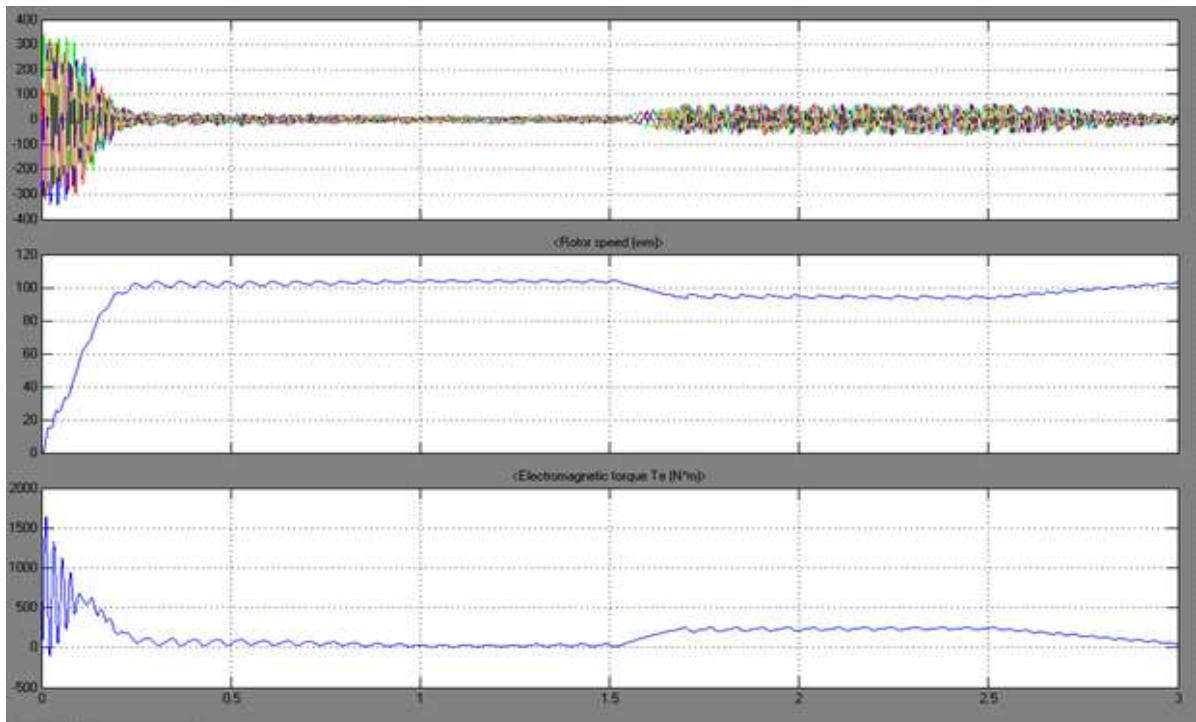


Рисунок 3.7 Осцилограми струмів, швидкості і електромагнітного моменту.

Як видно з осцилограми пусковий струм зменшився до 300 А, що на 200 А менше в порівнянні зі звичайним АД, тривалість перехідного процесу залишається незмінною 0,2 сек. Тривалість дослідження складає 3 с. При цьому зростає електромагнітний момент. Швидкість обертання більш плавно досягає номінальних значень. Зменшилось вживання активної потужності.

Виходячи с досліджень головним недоліком цього двигуна є вживання більшої кількості реактивної енергії, це може призводити до зниження $\cos \phi$ на підприємстві.

Використовуючи теплову модель пункт 2.3.2 з урахуванням параметрів глибокопазного АД проводимо дослідження нагріву його обмоток рис. 3.8.

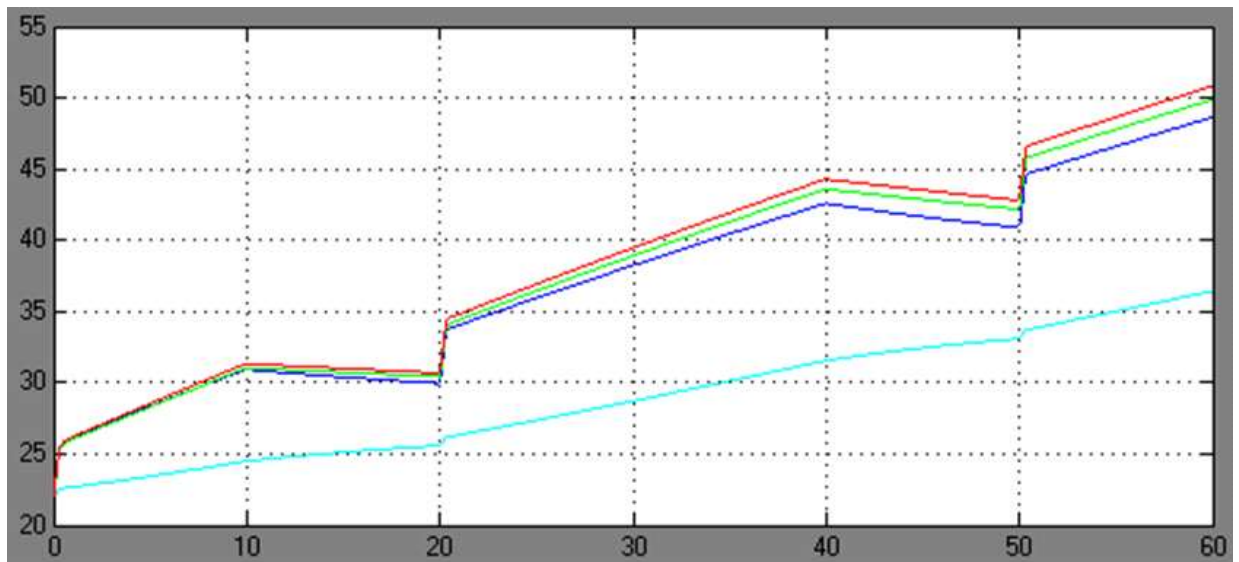


Рисунок 3.8 Температурні показники двигуна при повторно короткочасному режимі роботи, з урахуванням дійсного моменту навантаження.

Тривалість дослідження складає 1 хв., за цей час проводимо 3 пуски двигуна, так само як і в попередньому дослідженні. З рис. 3.8 бачимо як зменшилося нагрівання обмоток глибокопазного АД в момент пуску практично в 2 рази що суттєво зменшує загальний нагрів двигуна за 60 с.

ВИСНОВКИ

Були проведені перевірочні розрахунки електричного та механічного обладнання шахтного вібраційного люка. За результатами дослідження показано, що потужність двигуна має певний запас. Дебаланс забезпечує достатню збурювальну силу для транспортування сипучих матеріалів, а вали і підшипники мають запаси міцності. Пружна система гарантує необхідну амплітуду коливань робочого органу і стійкість до руйнування під час роботи.

Щоб виявити причини перегріву асинхронного двигуна, була створена віртуальна модель електроприводу в середовищі MatLab. Момент навантаження адаптовано до умов роботи вібраційного люка. Моделювання показало, що перехідний процес під час пуску триває 0,2 секунди, а струм у цей період перевищує номінальне значення в 10 разів. Під час моделювання моменту навантаження, коли на робочий орган падали великі шматки гірничої маси, струм зростав удвічі від номіналу, залишаючись при цьому нетривалим.

Ці результати свідчать про те, що саме пускові струми негативно впливають на швидке старіння ізоляції, що призводить до згорання обмоток двигуна. Для аналізу теплових процесів у приводному двигуні була розроблена модель на основі диференціальних рівнянь теплопровідності, з початковою температурою 22 °С.

У процесі моделювання, яке тривало одну хвилину, проведено три пуски та зупинки з різними інтервалами. Протягом дослідження температура двигуна досягла 77 °С, при цьому під час пуску зафіксовано підвищення на 14 °С. Під час роботи протягом 10 секунд температура зросла на 5 °С, а за 10 секунд вимкнення охолодження зменшилась на 1 °С. При повторному пуску результати залишаються схожими.