

**МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА
ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ**
Миколаївський національний аграрний університет

Кафедра енергетики аграрного виробництва

Конспект лекцій з дисципліни
**«Електропривід виробничих машин і
механізмів»**

Миколаїв 2014

Укладачі:

Плахтир О.О., к.т.н, доцент кафедри енергетики аграрного виробництва Миколаївського НАУ;

Друкується згідно з рішенням методичної ради МДАУ,
протокол № від « » 200 року.

Наклад 150 прим. Підписано до друку _____

Надруковано у видавничому відділі МДАУ.

54010, Миколаїв вул. Паризької комуни,9

ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

При проектуванні електроприводів сільськогосподарських машин, агрегатів та потокових ліній враховують такі особливості їх роботи: різноманітність привідних характеристик робочих машин, підвищену вологість і запиленість навколишнього середовища, наявність хімічно активних речовин, живлення електроприводів, у ряді випадків, від малопотужних резервних мереж, розосередженість приводів відносно джерела живлення на значних відстанях, сезонність роботи деяких приводів.

Різноманітність привідних характеристик робочих машин враховують при виборі електричних модифікацій двигунів, аналізах перехідних процесів системи двигун — робоча машина та ін.

Існуюча номенклатура асинхронних двигунів дає можливість вибрати потрібний двигун по захищеності від впливу навколишнього середовища.

Так, для вологих приміщень використовують двигуни вологоморозостійкого виконання. Ці двигуни розраховані для роботи при температурі навколишнього середовища до $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості до 100 % при температурі $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Діапазон висот осі обертання 50 – 355 мм, ступінь захисту IP54, кліматичне виконання ХЛ, категорія розміщення 2. Ці двигуни відрізняються від двигунів основного виконання вологоморозостійкою ізоляцією і захисним покриттям всіх вузлів. Технічні дані цих двигунів відповідають даним двигунів основного виконання зі ступенем захисту IP44.

При розміщенні двигунів безпосередньо в тваринницьких чи птахівницьких приміщеннях використовують двигуни сільськогосподарського виконання, які випускаються з висотою осі обертання 50 – 180 мм і ступенем захисту IP54. Ці двигуни відрізняються від двигунів основного виконання просоченням ізоляції обмотки статора, захисним покриттям та ущільненням по лінії вала, щитів, ввідного пристрою. Технічні дані двигунів сільськогосподарського виконання такі самі як і двигунів основного виконання.

У приміщеннях із підвищеною концентрацією пилу використовують ущільнені пилонепроникні двигуни, що мають вісь обертання 56 – 250 мм, ступінь захисту IP54, кліматичне виконання У, категорію розміщення 3. Двигуни мають ущільнення по лінії вала і ввідного пристрою. Технічні дані такі самі як і двигунів основного виконання.

Сезонність у роботі електроприводів призводить до того, що ізоляція двигуна не підсушується робочим струмом і її опір знижується. Цю обставину необхідно враховувати при виборі двигунів, стійких проти впливу вологи та експлуатації електроустановок.

ПРИВІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧИХ МАШИН

Вибір раціонального електропривода до будь-якої робочої машини провадять на підставі її привідних характеристик, до яких відносять: технологічні, кінематичні, інерційні, механічні, навантажувальні, енергетичні.

Технологічна характеристика зображується функціональною схемою процесу та вимогами до електропривода щодо якості продукції. Наводиться залежність продуктивності машини та якості перероблюваної продукції від кутової швидкості (лінійної швидкості) робочого органа. Аналіз технологічної характеристики дає змогу сформулювати вимоги до схеми керування електроприводом (необхідні блокування, регулювання кутової швидкості, захист від можливих аварійних режимів та ін.) і вибрати електричний двигун відповідно до умов навколишнього середовища.

Наприклад, відцентровий консольний насос не потребує регульованого електропривода, якщо водозабір здійснюється з відкритого водоймища. Потужні заглибні насоси при пуску за рахунок великого початкового динамічного моменту можуть збурювати воду на вході в забірний фільтр. При цьому вода з мулом, проходячи через двигун, потрапляє в підшипники, що призводить до скорочення строку служби двигуна. Використовуючи регульований електропривод, можна плавно запустити насосну установку і запобігти можливого збурення води у водозабір. Отже, технологічні характеристики повинні

відображати всі особливості технологічного процесу.

Кінематична характеристика подається у вигляді кінематичної схеми. На схемі повинна бути інформація про швидкість (кутову, лінійну) всіх елементів машини, а також розподіл потужності двигуна між окремими робочими органами. Як відомо, кінематична схема в більшості випадків являє собою багатомасову, пружну механічну схему з зазорами. Розв'язання рівняння руху за такою схемою досить складне. У сільськогосподарських електроприводах, як правило, при інженерних розрахунках використовують одномасові жорсткі механічні схеми без зазорів. Кінематична схема повинна мати всі параметри для визначення зведеного до вала електричного двигуна статичного моменту та моменту інерції робочої машини, що дає можливість одержати одно-масову механічну схему. Крім цього, кінематична характеристика дає можливість вибрати передавальний пристрій та конструктивне виконання електричного двигуна за способом монтажу.

Інерційна характеристика робочої машини показує, як змінюється момент інерції залежно від часу або кута повороту рухомих частин. При обертальному русі і незмінному навантаженні робочої машини момент інерції залишається незмінним. Машини з кривошипно-шатунним механізмом мають момент інерції, залежний від кута повороту шатуна.

При поступальному русі (транспортери) зведений момент інерції робочої машини залежить від маси, що транспортується. Отже, ця величина може залежати при певному технологічному процесі від часу. Момент інерції виявляє себе лише в перехідних режимах: пуск машини, гальмування, коливання кутової швидкості при зміні навантаження. Отже, інерційна характеристика дає можливість визначити час пуску і гальмування системи двигун — робоча машина, підрахувати втрати електричної енергії в перехідних режимах. Момент інерції також впливає на рівномірність ходу машини при змінному навантаженні. Інерційну характеристику враховують при виборі електричної модифікації двигунів: при великому моменті інерції з метою зменшення часу пуску системи приймають двигун із підвищеним пусковим моментом.

Слід відзначити, що в технічних характеристиках робочих машин не наводяться значення моменту інерції. Його визначають, як правило, експериментально. При проектуванні електроприводів користуються коефіцієнтом інерції F_j системи двигун — робоча машина, який визначають за залежністю

$$F_j = \frac{J_p + J_{м.зв}}{J_p},$$

де J_p — момент інерції ротора, кг м²; $J_{м.зв}$ — момент інерції робочої машини, зведений до вала двигуна.

Для кожного двигуна існує максимально допустимий зведений момент інерції робочої машини, який визначають за формулою

$$J_{\max} = K K_m P_{\text{ном}}^{\nu} p^{\gamma},$$

де K - коефіцієнт, що дорівнює для закритих двигунів 0,045; K_m - коефіцієнт, який визначається залежністю статичного моменту опору від кутової швидкості.; $P_{\text{ном}}$ - номінальна потужність двигуна, кВт; ν, γ - показники ступеня; p - число пар полюсів.

Із максимальним зведеним моментом інерції робочої машини двигун, нагрітий до усталеної температури, допускає один пуск, а з холодного стану — два послідовні пуски

Механічною характеристикою робочої машини називають залежність статичних опорів машини від кутової швидкості.

Найбільш загальну залежність, що дає можливість класифікувати сільськогосподарські машини за їх механічними характеристиками, відображує емпірична залежність

$$M_c = M_{c.\text{поч}} + (M_{c.\text{ном}} - M_{c.\text{поч}}) \left(\frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^x,$$

де $M_{c.\text{поч}}$ - початковий момент опору; $M_{c.\text{ном}}$ - момент статичних опорів машини при номінальній кутовій швидкості; ω - поточні значення кутової швидкості машини; $\omega_{\text{ном}}$ — номінальна кутова швидкість машини; x - показник ступеня, що характеризує зміну

статичного моменту опорів від кутової швидкості.

Всі машини та агрегати за механічними характеристиками поділяють на чотири групи, які відрізняються значенням показника степеня x у залежності.

$x = 0$. При цьому статичний момент опорів не залежить від кутової швидкості. До цієї групи машин відносять стрічкові транспортери, конвеєри з постійним навантаженням, підйомники.

$x = 1$. Статичний момент опорів змінюється за лінійним законом. Таку механічну характеристику мають зерноочисні машини.

$x = 2$. Статичний момент опорів змінюється за квадратичною залежністю. До цієї групи відносять осьові і радіальні вентилятори, відцентрові насоси, сепаратори, дробарки.

$x = -1$. Механічна характеристика має гіперболічний характер, що характерно для зернових норій.

Перелічені показники степеня характеризують типові механічні показники робочих машин. Реальні машини можуть мати показники степеня з відхиленням в той чи інший бік і їх механічні характеристики розміщуються в певній зоні.

Залежність статичних опорів від кутової швидкості розглядається при пуску машини без навантаження. Зазначене не відноситься до вентиляторів і відцентрових насосів, які працюють на відкритий повітря- чи водопровід.

Для машин першої групи допускається пуск електродвигунів при зниженій напрузі (пуск за схемою зірка - трикутник) з метою зниження падіння напруги в мережі при пуску потужних двигунів. Для машин другої групи, як правило, дозволяється пряме вмикання електродвигуна, а машини третьої групи потребують форсованого пуску за рахунок відцентрових фрикційних муфт.

Механічні характеристики робочих машин дають можливість вибрати електродвигун за пусковими властивостями, а також розв'язувати рівняння руху графічним способом. Навантажувальною характеристикою (навантажувальною діаграмою) робочої машини називають залежність статичного опору або споживаної потужності від часу. Більшість сільськогосподарських машин мають випадковий характер навантажувальних діаграм і аналітично не розраховуються. Аналітично розраховують навантажувальні діаграми вентиляторів, відцентрових насосів, вакуум-насосів. Крім вентиляторів, відцентрових насосів, вакуум-насосів, постійний характер навантажувальної діаграми мають транспортери сипучих матеріалів, зерноочисні машини, млини, зернодробарки з автоматичними регуляторами навантаження (АРЗ). Слабкозмінний характер навантажувальної діаграми мають подрібнювачі соковитих кормів, зернодробарки без АРЗ, змішувачі вологих кормів. Різкозмінний характер навантажувальної діаграми мають подрібнювачі грубих кормів.

Навантажувальна діаграма є основною для визначення номінального режиму роботи двигуна та вибору його за потужністю. Крім того, при різкозмінній діаграмі навантаження піки статичного моменту або потужності використовують для перевірки двигуна за перевантажувальною здатністю або пусковому моменту, тобто вибирають двигун за електричними модифікаціями. Характер навантажувальної діаграми використовують при виборі системи захисту від тривалих перевантажень. При постійному та слабкозмінному навантаженні захист від тривалих перевантажень забезпечують за допомогою теплових реле, а при різкозмінному — пристроями вмонтованого температурного захисту, який також використовують при короткочасному та повторно-короткочасному режимах.

Енергетична характеристика робочої машини — це залежність питомих втрат енергії від продуктивності машини. Ці характеристики дають можливість визначити оптимальний режим роботи з точки зору енергетичних витрат.

Раціональний електропривод до будь-якої машини можна вибрати лише на підставі аналізу привідних характеристик робочої машини.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ВОДОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Водопостачання ферм і комплексів здійснюється за різними технологічними схемами, які класифікують за такими ознаками:

- способом водозабору: з відкритих водоймищ (річок, ставків, озер), шахтних колодязів, артезіанських свердловин. Для господарсько-питних потреб застосовують тільки два останні способи;

- способом подачі води споживачам: з безпосередньою подачею води у водопровідну мережу (застосовують у системах зрошення), водонапірною баштою, установками з гідроакумуляторами;

- способом розподілу води: системи з автонапувалками різних типів, системи з проточною водою.

Для прийнятої схеми водопостачання визначають подачу води та напір, які необхідні для вибору насоса.

Середньодобові витрати води на об'єкті $Q_{\text{сер.д}}$, м³/доб, визначають за формулою

$$Q_{\text{сер.д}} = \sum_{i=1}^{i=n} q_i m_i,$$

де q_i - добова норма споживання води одним споживачем n -го виду; m_i - кількість споживачів n -го виду; m - кількість видів споживачів.

Добові норми споживання води основними групами тварин і птиці приймають за галузевими нормами технологічного проектування (ОНТП). Вони становлять, наприклад, для корів молочного напрямку - 100, телят - 20, свинюток з поросятами - 60, свиней на відгодівлі - 15, курей яєчних порід - 0,76, м'ясних порід - 0,51 л/доб на одну голову.

За відомим добовим споживанням води визначають подачу насоса протягом однієї години, м³/год:

$$Q_{\text{мах.год}} = \frac{Q_{\text{сер.д}} \alpha_{\text{доб}} \alpha_{\text{год}}}{24},$$

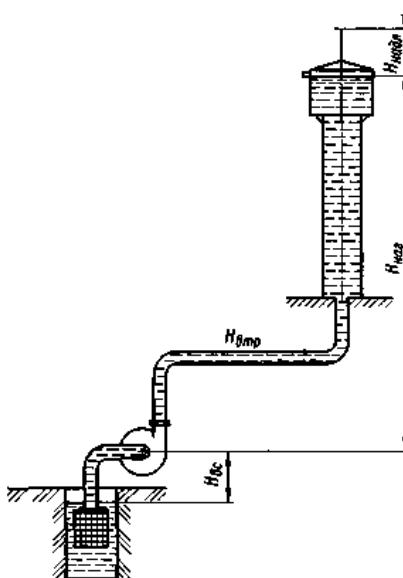
де $\alpha_{\text{доб}}$ — коефіцієнт добової нерівномірності споживання води, $\alpha_{\text{доб}} = 1,3$; $\alpha_{\text{год}}$ — коефіцієнт годинної нерівномірності.

Максимальні секундні витрати води, м³/с, дорівнюють

$$Q_{\text{мах.с}} = \frac{Q_{\text{мах.год}}}{3600} + Q_{\text{пож}},$$

де $Q_{\text{пож}}$ — витрати води на гасіння пожежі, приймають за даними будівельних норм і правил (СНиП). Для типових сільськогосподарських приміщень $Q_{\text{пож}}=5-10$ л/с при тривалості пожежі до 3 год визначають за технологічною схемою водопостачання з урахуванням геодезичних позначок:

$$H_p = H_{\text{вс}} + H_{\text{наг}} + H_{\text{втр}} + H_{\text{надл}},$$



Технологічна схема визначення розрахункового напору насос

де $H_{вс}$ - висота всмоктування (відстань від осі насоса до рівня води у водозабірній споруді);
 $H_{наг}$ - висота нагнітання (відстань від осі насоса до найвищого рівня у водонапірній башті);
 $H_{втр}$ - втрати напору в трубопроводах, вентилях, засувках; $H_{надл}$ - надлишковий напір.
За одержаними даними $Q_{max.c}$ та H_p з урахуванням технологічних схем вибирають насос.

МЕХАНІЧНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСІВ

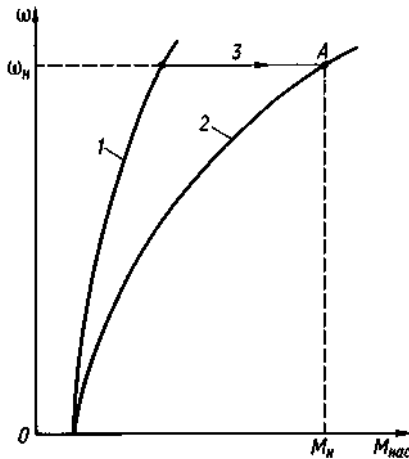
Для сільськогосподарського водопостачання застосовують кілька типів насосів, серед яких найпоширенішими є відцентрові консольні насоси з осьовим входом для води типу К, консольні насоси у моноблоці з електродвигуном типу КМ, осьові та заглибні електронасоси типу ЕЦВ. Крім того, в окремих випадках застосовують вихрові насоси типів В і ВК.

Механічні характеристики відцентрових насосів мають типову вентиляторну характеристику, яка описується рівнянням

$$M_{нас} = M_0 + (M_{н.нас} - M_0) \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2,$$

де M_0 - початковий момент (момент зрушення), Н·м; $M_{н.нас}$ - момент опору при номінальній кутовій швидкості; ω_n - номінальна кутова швидкість; ω - поточна кутова швидкість.

Механічна характеристика залежить також від способу пуску. За технологією рекомендують запускати відцентровий насос із закритою засувкою на напірному трубопроводі (лінія 1), при цьому момент опору на швидкості, близькій до номінальної, становить 0,4-0,5 $M_{ном}$, тобто пуск значно полегшений. Після запуску відкривають засувку (лінія 3) і характеристика насоса переходить у робочу точку А. Якщо при пуску засувка буде відкрита, то пуск проходитиме зі значно більшими моментами (лінія 2), і за певних обставин (зниження напруги) може порушитись умова $M_{дв} > M_{нас}$, наприклад у точці мінімального моменту двигуна.



Механічні характеристики відцентрового насоса: 1 — пуск при закритій засувці на напірному трубопроводі; 2 — те саме, при відкритій засувці; 3 — лінія відкриття засувки після запуску насоса

Особливістю відцентрових насосів є те, що зі зміною кутової швидкості різко змінюються основні параметри насоса. При цьому мають місце пропорції:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2; \quad \frac{M_1}{M_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3,$$

де Q , H_1 , M_1 , P_1 - відповідно продуктивність, напір, момент опору та споживана потужність при швидкості ω_1 , решта - при ω_2 .

ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ ДЛЯ ПРИВОДА НАСОСІВ

За даними попереднього вибраного насоса ($Q_{нас}$, $H_{нас}$, $L_{нас}$) визначають його розрахункову потужність $P_{розр}$, кВт, за виразом

$$P_{\text{розр}} = \frac{Q_{\text{нас}} H \rho g}{\eta_{\text{нас}} 10^3},$$

де $Q_{\text{нас}}$ — подача насоса, м³/с; $H_{\text{нас}}$ - висота підйому води (напір), м; ρ - густина води, кг/м³; g - прискорення вільного падіння, м/с²; $\eta_{\text{нас}}$ - коефіцієнт корисної дії насоса.

$$P_{\text{н.дв}} \geq \frac{K_z P_{\text{розр}}}{\eta_{\text{пер}}},$$

де $\eta_{\text{пер}}$ — ККД передачі (при безпосередньому з'єднанні двигуна з насосом $\eta_{\text{пер}} = 1$, для клинопасової передачі -0,97); K_z - коефіцієнт запасу (при потужності двигуна до 1,5 кВт $K_z = 1,5$; від 1,5 до 4,0 кВт - 1,2; від 4,0 до 35 кВт - 1,15; більше 35 кВт - 1,1).

Вибір параметрів насоса для зрошення провадять із урахуванням зрошувальної норми - кількість води, м³/га, яка вноситься в ґрунт за весь період вегетації рослин. Ця норма вноситься за кілька поливів, що провадяться в різні періоди сезону, і називається поливною нормою.

Норму подачі води q , л/с · га, називають гідромодулем і розраховують за формулою

$$q = \frac{\alpha N_{\text{п}} 1000}{t \tau 3600},$$

$$\alpha = \frac{F_i}{\sum F_i}$$

де α - частка даної культури в сівозміні; F_i - площа, зайнята однією культурою, га; $N_{\text{п}}$ - поливна норма, м³/га; t - поливний період, днів; τ - тривалість поливу за одну добу, год/доб.

За результатами розрахунків для всіх культур складають графік гідромодуля $q(t)$, підсумовуючи водоподачу, коли терміни поливу збігаються. Щоб зменшити максимуми подачі, графік упорядковують, зміщуючи терміни поливу.

Загальну кількість води, що подається на всю площу, визначають за виразом

$$Q_{\text{розр}} = \frac{q_{\text{max}} F}{\eta_c},$$

де $Q_{\text{розр}}$ — загальна подача води на всю площу, л/с; q_{max} - максимальне значення гідромодуля; F - площа, що зрошується, га; η_c - ККД зрошувальної системи, який враховує втрати води, $\eta_c = 0,75$.

Розрахунковий напір ($H_{\text{розр}}$) визначають за геодезичними позначками як різницю між рівнем води у водозабірній споруді та максимальною висотою подачі води з урахуванням втрат та необхідного надлишкового тиску. За цими даними вибирають насос зрошення, який може бути відцентровим або осьовим залежно від технологічної схеми, системи водозабору та параметрів водоподачі.

Потужність двигуна для привода насоса зрошення вибирають за тими самими залежностями, що і для насосів водопостачання. Привід насосів водопостачання та зрошення забезпечується такими типами двигунів. Насоси типів К, КМ, В, ВК, а також осьові (пропелерні) за механічною характеристикою, пусковими якостями, конструктивним виконанням не висувають особливих вимог до електродвигуна. Тому для їх привода застосовують двигуни серії АИР загального виконання з відповідним ступенем захисту (У1, У2, У5) від впливу навколишнього середовища. На великих станціях зрошення з відцентровими або осьовими насосами потужністю до 300 кВт встановлюють асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором напругою 380 В при потужності до 100 кВт і 6300 В - до 300 кВт. Якщо розрахункова потужність насосної станції перевищує 300 кВт, встановлюють синхронні електродвигуни високої напруги.

Перевагою синхронних двигунів з незмінна і стійка частота обертання, а також можливість використання цих двигунів як компенсаторів реактивної потужності в електричній мережі. Їх недолік - складні схеми пуску та автоматизації, які потребують високої кваліфікації

обслуговуючого персоналу.

Пуск асинхронних двигунів з короткозамкненим ротором потужністю 75 - 300 кВт здійснюють теж за спеціальними, але простішими схемами (реакторний, автотрансформаторний пуск).

Для водопостачання ферм, комплексів, тепличних господарств, а також для забезпечення побутових потреб населення найчастіше використовують електронасосні агрегати серії ЎЦВ, які піднімають воду з артезіанських свердловин глибиною 50 - 250 м. Ці насоси комплектуються спеціальними трифазними електродвигунами з короткозамкненим ротором серії ПЎДВ (П - заглибний, ЎД - електродвигун, В - водозаповнений).

Основні конструктивні відмінності двигунів серії ПЎДВ від двигунів загального виконання (рис. 2.6):

двигун виконаний з подовженим ротором з метою зменшення зовнішнього діаметра;

двигун не має самовентиляції, в тому числі на роторі, охолодження здійснюється за рахунок води в свердловині, температура якої не повинна перевищувати + 25 °С;

статор двигуна являє собою сталю гладеньку трубу, в яку запресований пакет сталі;

у двигуні застосовані підшипники ковзання сталь - гума; верхній складається з 2 пар армованих гумових втулок і сталюї втулки на валу, нижній - крім того, з п'яти з підп'ятником із тих самих матеріалів (замість гуми застосовують текстоліт). Змащення підшипників здійснюється водою;

обмотка статора виконана проводом ПВДП-1 з вологостійкою полівініловою ізоляцією;

перед зануренням у свердловину двигун заповнюється через спеціальну пробку чистою водою, яка використовується

для охолодження і змащення (звідси назва "водозаповнений");

конструктивно двигун виготовлений без лап та фланців (виконання 2І 9000), разом з насосом кріпиться на колонці труб вертикально валом вверх. З'єднання двигуна з насосом - жорсткою муфтою;

живлення до електродвигуна підводять спеціальними проводами марки ВПВ або ВПП.

Механічна характеристика

цього двигуна дещо відрізняється від загальної серії. Так, номінальне значення кратності пускового моменту для двигунів потужністю до 16 кВт становить 1, більше 16 кВт - 0,85 (у двигунів основного виконання - 1,4 -2,2). Кратність максимального моменту дорівнює 2, кратність пускового струму не більше 7.

Враховуючи низьку допустиму температуру нагрівання ізоляції обмоток статора (близько 60 °С), двигуни допускають до трьох вмикань на годину з інтервалом між ними 5 хв. Аварійними режимами для двигуна ПЎДВ, крім короткого замикання, струмів перевантаження та обриву фази, є відсутність води в свердловині ("сухий хід") та потрапляння забрудненої води всередину двигуна, що призводить до виходу з ладу підшипників

СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ НАСОСІВ

Регулювання подачі насосів у сільськогосподарському виробництві застосовують лише в окремих випадках: у системах тепло- і водопостачання населених пунктів, установках зрошення.

Основні способи регулювання:

Зміна кількості працюючих насосних агрегатів при паралельній їх роботі; застосовують на насосних станціях, де кількість насосних агрегатів більше двох. Перевагою цього способу є те, що в процесі регулювання двигуни насосів працюють з номінальним навантаженням, а значить з високим ККД. Крім того, схеми автоматизації за цим способом достатньо прості з можливістю резервних варіантів роботи. Недоліками є збільшення капітальних вкладень на обладнання, невеликий коефіцієнт використання насосних агрегатів протягом року, необхідність перевірки електроприводів на допустиме число вмикань на годину.

Дроселювання (зміна положення засувки на трубопроводі) застосовують в основному, коли

треба обмежити подачу насоса з технологічних причин. Привід засувки може бути ручним та електричним, в останньому випадку процес регулювання може бути автоматизований. Межі регулювання подачі насоса - від 0 до $Q_{ном}$. Основна перевага цього способу - простота та можливість здійснення в місцевих умовах при незначних капітальних витратах. Проте зміна положення засувки (див. рис. 2.4) призводить до зміни основних енергетичних характеристик насоса. Зменшення подачі дроселюванням доцільне лише в межах від Q_1 до Q_2 , де

ККД насоса зменшується в межах $0,1 \eta_{тах}$.

При подальшому регулюванні до $(0,3 - 0,5) Q_{ном}$ ККД

значно знижується, що призводить до підвищення втрат електроенергії. Тривала робота насоса з низькими подачами при постійній частоті обертання двигуна економічно не виправдана. Крім того, одночасно зі зміною подачі збільшується напір насоса, що не завжди доцільно. Оскільки потужність, споживана двигуном при дроселюванні, зменшується в незначних межах (при $\omega = const$), а подача може зменшуватись в 2 і більше разів, питомі показники роботи електронасоса, кВт/м³, значно погіршуються.

3. Регулювання зміною частоти обертання електродвигуна. Основним типом привідного двигуна для насосів є трифазний асинхронний двигун із короткозамкненим ротором, для якого застосовують три способи регулювання частоти обертання: зміною підведеної до двигуна напруги, кількості пар полюсів та частоти струму мережі живлення. Для механізмів із вентиляторною механічною характеристикою регулювання зміною підведеної напруги ефективно в межах 1 : 4, 1 : 6, оскільки завантаження двигуна в процесі регулювання залишається близьким до номінального і ККД регулювання достатньо високий.

Із трьох способів регулювання частоти обертання електродвигуна насосів перевагу віддають першому, враховуючи, що для другого способу треба застосовувати спеціальні багатошвидкісні двигуни, а для третього — значні капітальні вкладення на перетворювач частоти. Загальним їх недоліком є ускладнення схем керування. Більш ретельно питання регулювання частоти обертання привідних двигунів механізмів з вентиляторною характеристикою розглянуті в третьому розділі.

ПРИНЦИПИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ВОДОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Залежно від конструкції водопідйомної установки, способу забору і подачі води в мережу та режиму роботи використовують такі принципи автоматичного керування:

за рівнем води в гідроаккумуляторній споруді (режим водопідйому);

за рівнем води в свердловині чи колодязі (режим дренажу);

за тиском стовпа води в гідроаккумуляторній споруді (режим водопідйому);

за тиском у пневмогідроаккумуляторі;

за тиском води в системі зрошення;

за програмою, складеною відповідно до технологічної карти водопостачання чи зрошення.

Схема, побудована за будь-яким із цих принципів, повинна відповідати загальним вимогам: бути надійною в роботі, простою, з максимальною кількістю однотипних елементів, зручною у керуванні, ремонтпридатною, простою в обслуговуванні, дешевою.

У сільськогосподарському виробництві найбільше застосування знайшов перший принцип автоматизації, коли за технологією вода нагромаджується в гідроаккумуляторній споруді (найчастіше це башта Рожновського), а звідти надходить у водорозподільну мережу. Рівень води в башті контролюється стержневим датчиком (рис. 2.7), який працює за принципом

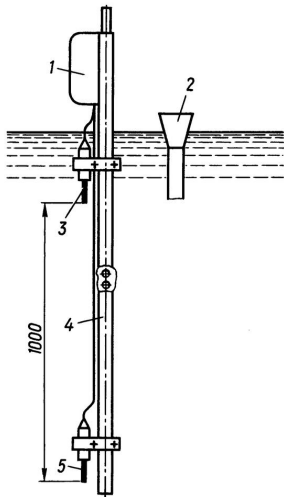
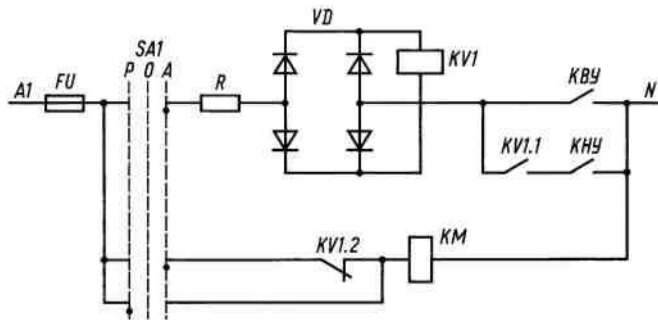


Схема установки датчика рівнів води:

1 — вивідна коробка датчика; 2 — зливна труба водонапірної башти; 3 — контакт верхнього рівня; 4 — стержень для кріплення датчиків; 5 — контакт нижнього рівня



Релейно-контактна електрична схема керування електронасосом за рівнем води в башті

електропровідності води, коли простір між електродами верхнього (3 – 4) чи нижнього (5 – 4) рівнів заповнений водою. Це відповідає замкненим контактам. Коли води немає — контакти розімкнені. Електроди рівнів являють собою оцинковані сталеві стержні діаметром 10 мм, які закріплені в ізоляційних вставках. Датчик рівня розміщується в башті згідно зі схемою (рис. 2.8). Відстань між контактами верхнього (КВУ) та нижнього (КНУ) рівнів визначає регульований об'єм башти. Між баштою та станцією керування прокладають лінію зв'язку (65 – 66 – N).

На цьому принципі побудовані станції керування насосними установками серій ПИТ, ШИТ, ШИП, “Каскад”, УСУЗ та інші, які відрізняються одна від одної елементною базою (перші дві з виробництва зняті).

Схема керування (рис. 2.9) працює так. Коли напруга на схему подана, перемикач SA1 знаходиться в положенні “А” (автоматичне керування) і води в регульованій частині башти немає, контакти датчика рівня КВУ та КНУ не омиваються водою, отже, вони розімкнені, котушка реле KV1 не отримує живлення, його контакти KV1.2 замкнені, що створює умови для спрацювання пускача КМ, який подає напругу на статор двигуна насоса. Вода починає наповнювати башту.

Якщо рівень води в башті досягає контактів КНУ, вони замикаються водою, але KV1 не спрацьовує, оскільки в цьому самому колі є розімкнені контакти реле KV1.1. Насос продовжує працювати.

Коли рівень води в башті досягає КВУ, отримує живлення котушка реле KV1, реле

спрацьовує, розмикає контакти KV1.2, електродвигун насоса вимикається. Котушка KV1 живиться через випрямляч VD, що виключає вібрацію реле при нечіткому контакті та резистор R, який знижує напругу до 48 В.

У процесі споживання води рівень її в башті знижується, контакти KBU виходять із води (розрив кола), але електродвигун насоса не вимкнеться, оскільки реле KV1 продовжує отримувати живлення через ланку KV1.1 – КНУ. Реле KV1 втратить живлення тільки після того, як рівень води буде нижче КНУ. Тоді його контакти KV1.2 замикаються, вмикається двигун насоса і цикл повторюється. Чим менша відстань між KBU і КНУ, тим більшою буде частота вмикання насоса при незмінному споживанні води.

Другий принцип автоматизації застосовується, коли електронасос використовують для зниження рівня ґрунтових вод (дренажу). У цьому випадку датчики рівня встановлюють у свердловинах або колодязях, де контролюють рівень води. На відміну від попереднього принципу електронасос повинен вмикатися, коли контрольований рівень води досягає контактів KBU, а вимикатися при зниженні рівня води до заданого КНУ.

У станції керування серії ШЕП перемикач ставлять у положення Д (дренаж). Якщо свердловина заповнена водою, тобто KBU та КНУ замкнуті і електронасос починає відкачувати воду із свердловини. Одночасно реле KV замикає свій контакт у колі КНУ і до того часу, поки рівень води не впаде нижче КНУ, електронасос буде працювати. Електронасос не почне працювати доти, поки вода в свердловині не замкне KBU. Далі цикл керування повторюється.

Для переведення станції серії “Каскад” у режим дренажу необхідно перемикач (див. перевести в положення АУ (автоматичне керування) та встановити перемички на платі блока керування, що забезпечує зворотню дію датчиків рівня, тобто при замиканні KBU електронасос вмикається, а при розмиканні KBU та КНУ — вимикається.

Третій принцип автоматизації застосовують у водопідйомних установках з водонапірною баштою і станцією керування серії “Каскад”, в якій замість чарунки керування за рівнем (ЯУУ) повинна бути поставлена чарунка керування за тиском (ЯУД). На вхідному в башту патрубку води встановлюють електроконтактний манометр.

Щоб перевести станцію в режим керування за тиском, перемикач ставлять у положення АУ. В блоці “час роботи насоса” встановлюють перемичку для заповнення башти водою (час визначається експериментально).

Рухомий контакт електроконтактного манометра переводять у таке положення, щоб при зниженні рівня води в башті нижче контрольованого, що рівнозначно зниженню тиску стовпа води в башті, відбувалось надійне вмикання насоса.

При низькому тиску води контакт манометра ДДВ замкнений і негативний потенціал через контакт ДДВ, роз’єм X : 4 та діоди VD37 – VD35 прикладається до затвора транзистора D1–4 та до обмотки реле KV1 (див. рис. 2.5 та 2.6). Реле KV1 вмикається, внаслідок чого спрацьовує КМ і насос

Для водопідйомних установок з водонапірною баштою, що працюють в автоматичному режимі, провадять перевірку на допустиме число вмикань електродвигуна на годину ($Z_{\text{доп}}$). Умова перевірки така:

$$Z_{\text{доп}} \geq Z_{\text{max}}, \quad (2.11)$$

де Z_{max} — фактичне найбільше число вмикань на годину при даній системі автоматизації, вмикань/год.

$$Z_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{нас}}}{4V_{\text{рег}}}, \quad (2.12)$$

де $Q_{\text{нас}}$ — продуктивність насоса, м³/год; $V_{\text{рег}}$ — регульований об’єм башти, м³.

При відомому $Z_{\text{доп}}$ для даного двигуна висоту регульованого стовпа води (відстань між датчиками KBU та КНУ) $h_{\text{рег}}$, м, можна визначити за формулою

$$h_{\text{рег}} = \frac{Q_{\text{нас}}}{4Z_{\text{доп}} S_b}, \quad (2.13)$$

де S_6 — площа дзеркала води в башті, m^2 .

Четвертий принцип автоматизації застосовують для водопідйомних установок серії ВУ (рис. 2.13, а). Установа складається із заглибного (або іншого) електронасоса 7, пневмогідроакумулятора 1 об'ємом до 800 л, датчика (реле) тиску 3 та станції керування СК.

Пневмогідроакумулятор являє собою герметичний бак, в який вода надходить через вхідний трубопровід 4, а подається споживачу через вихідний трубопровід 5 з вентилями.

Внутрішній об'єм бака у цьому випадку поділений на дві частини, між якими встановлена гнучка мембрана 2. Таким чином, у баці є два середовища — вода

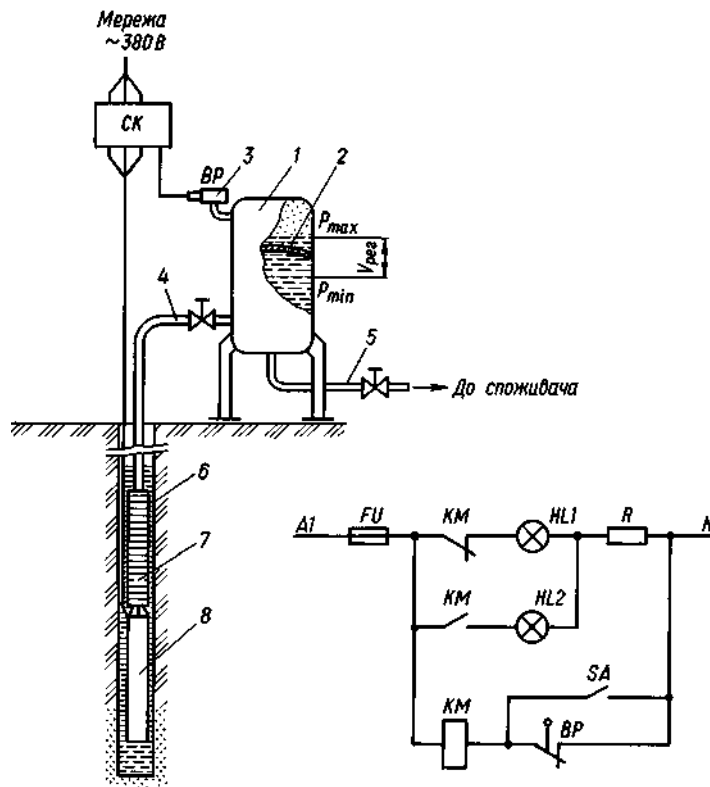


Рис. 2.13. Технологічна (а) та принципіальна електрична (б) схеми водонасосної установки з пневмогідроакумулятором:

1 — пневмогідроакумулятор; 2 — гнучка мембрана; 3 — датчик (реле) тиску; 4 — вхідний трубопровід; 5 — вихідний трубопровід; 6 — свердловина; 7 — насос; 8 — заглибний електродвигун

та повітря, розділені між собою. Коли насос починає подавати воду в бак, вона доходить до мембрани і починає вигинати її вгору, завдяки чому повітря починає стискатися і при досягненні певного тиску спрацьовує датчик тиск ВР, що подає команду на вимкнення насоса.

Якщо вентиль на трубі 5 відкривають і вода починає споживатися, тиск у верхній частині бака знижується і насос знову вмикається.

П'ятий принцип автоматизації застосовують у системах зрошення, коли кілька електронасосів працюють на один трубопровід. У цьому випадку кількість працюючих насосів визначається тиском води в системі: якщо споживання води збільшується, тиск у системі падає і вмикаються резервні насоси; коли тиск зростає через зменшення споживання води — навпаки, резервні насоси почергово вимикаються.

Для повної автоматизації за цим принципом повинна бути передбачена система автоматичної заливки водою відцентрового насоса перед пуском, що забезпечує надійне всмоктування води з джерела.

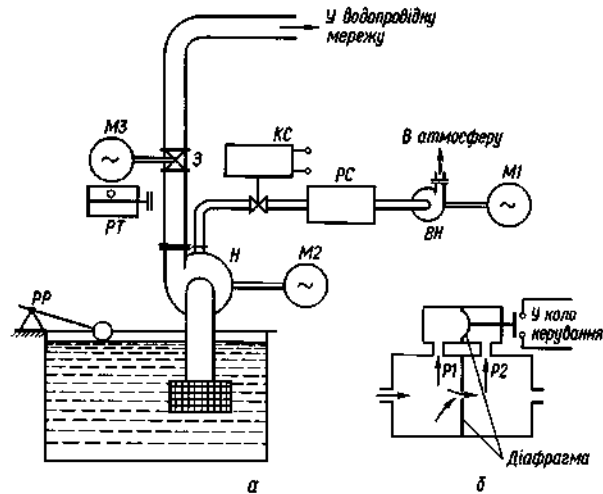


Рис. 2.14. Технологічна схема автоматизованої заливки насоса перед пуском: а — основний насос; б — струминне реле; Н — насос; ВН — вакуум-насос; КС — соленоїдний клапан; РС — струминне реле; РР — реле рівня води; РТ — реле тиску; М1 — двигун привода вакуум-насоса; М2 — двигун привода основного насоса; М3 — двигун привода засувки; P1, P2 — тиск в камерах відповідно до і після діафрагми

Система автоматизованої заливки (рис. 2.14, а) включає основний насос Н з двигуном М2, електрозасувку З з двигуном М3 та реле тиску РТ на вихідному трубопроводі, електромагнітний соленоїдний клапан КС на допоміжному патрубку, струминне реле РС, вакуум-насос ВН з двигуном М1 та реле рівня води в місці забору (РР).

Команда на пуск насоса надходить на двигун привода вакуум-насоса М1 та соленоїдний клапан КС. Під дією вакууму, який створює вакуум-насос, вода з джерела піднімається і заповнює корпус насоса Н. Вакуум-насос працює, доки вода не витіснить повітря зі струминного реле РС і вихідні елект-рореконтакти не змінять свій стан під дією діафрагми.

Реле РС дає команду на закриття соленоїдного клапана КС, зупинку двигуна вакуум-насоса, вмикання головного двигуна М2.

Коли тиск на вихідному трубопроводі зростає, реле тиску подає команду на відкриття електрозасувки, і вода надходить у систему зрошення. Крайні положення засувки контролюються кінцевими вимикачами. Контролюється також рівень води у водозбірній споруді за допомогою реле рівня РР.

За шостим принципом автоматизації працюють стаціонарні зрошувальні системи, коли команди на подачу води на окремі ділянки зрошення надходять від програмного реле часу або мікропроцесора, які контролюють початок і кінець зрошення.

АВТОМАТИЧНИЙ ЗАХИСТ ЕЛЕКТРОНАСОСНИХ АГРЕГАТІВ

Електродвигуни водонасосних установок, в яких джерелом води є артезіанська свердловина, необхідно захищати від таких аварійних режимів: короткого замикання, струмів перевантаження, неповнофазного режиму та відсутності води в свердловині (“сухого ходу”).

Від струмів короткого замикання, як правило, електродвигуни захищають автоматичними вимикачами з електромагнітними або комбінованими розчіплювачами.

КОМПЛЕКТНІ ПРИСТРОЇ КЕРУВАННЯ ВОДОНАСОСНИМИ УСТАНОВКАМИ

Установки водопостачання об’єктів сільськогосподарського виробництва, як правило, надходять у вигляді комплектів обладнання: електронасос, станція керування, датчики, спеціальні проводи тощо.

Так, *комплектний пристрій “Каскад”* залежно від типу ящика керування виконує такі функції:

- автоматичний пуск і зупинку електронасоса водопідйому (В) та дренажу (Д) залежно від рівня води відповідно у водонапірному баці або дренажній свердловині;
- автоматичний пуск електронасоса в режимі водопідйому залежно від тиску стовпа води

у водонапірній башті та автоматичну зупинку насоса в цьому режимі протягом часу, що заданий оператором (від 5 до 90 хв);

- місцевий пуск і зупинку електронасоса незалежно від рівня води в башті або тиску (SA2 - у положенні МУ);
- дистанційний пуск і зупинку електронасоса (SA2 - у положенні ДУ). Попередньо станція комплектується двома реле - РІО (реле виконання вимикання) та РІВ (реле виконання вмикання);
- селективність запуску електронасоса з регульованою витримкою часу (2 - 30 с) місцевого та автоматичного керування за рівнем води;
- захист електродвигуна від перевантажень, коротких замикань та неповнофазних режимів;
- захист електродвигуна від “сухого ходу” за час не більше 0,5 с для пристроїв керування двигунами потужністю 4,5 кВт і вище;
- запам’ятовування аварії, тобто неможливість самовми-кання після спрацювання будь-якого виду захисту;
- світлову сигналізацію з розшифруванням аварійної зупинки від перевантаження та “сухого ходу”;
- контроль струму завантаження електродвигуна (амперметр в одній з фаз);
- подачу аварійного сигналу за межі пристрою;
- самозапуск електронасоса при короткочасному зникненні і відновленні напруги мережі у межах 2 - 30 с

Система автоматичного керування насосними агрегатами (САУНА) призначена для керування свердловинними відцентровими насосами з заглибними електродвигунами потужність 1 - 11 кВт. Вона поєднує 8 типорозмірів станцій керування типу ШҮП 5802.

Схема станції керування забезпечує вибір режиму керування (перемикач SA1) (див. рис. 2.9, 2.16): автоматичний, місцевий, дистанційний. Перемикач системи керування з режиму водопідйому в режим дренажу здійснюється перемикачем SA2.

Функції, які виконує станція керування:

- місцевий (ручний) пуск та зупинку електронасоса;
- дистанційне керування електронасосом, додатковими реле РІО та РІВ;
- автоматичне керування в режимі водопідйому залежно від рівня води в башті (датчики КВУ та КНУ);
- автоматичне керування в режимі дренажу залежно від рівня води в дренажній свердловині;
- захист електродвигуна від струмів коротких замикань, струмів перевантаження та неповнофазних режимів;
- сигналізація аварії (“Перевантаження” лампа HL 1);
- контроль струму завантаження електродвигуна (амперметр).

Всі елементи схеми керування та захисту змонтовані на змінній друкованій платі.

Універсальна станція керування та захисту (УСКЗ) призначена для захисту та автоматичного керування заглибними електродвигунами потужністю до 11 кВт включно.

Схемою станції передбачена її робота з електродними датчиками рівня води, реле тиску та електроконтактним манометром. Забезпечується захист електродвигуна від струмів коротких замикань, перевантаження, неповнофазних режимів; зниження рівня води в свердловині (“сухий хід”). Крім того, передбачена світлова сигналізація про надмірне зниження опору ізоляції обмотки статора двигуна.

До складу станції входять такі функціональні блоки: фазочутливий пристрій захисту ФУЗ-М, двопозиційний регулятор УДР-2, який складається з блока живлення, логічного елемента “АБО” та вузла керування, блок контролю опору ізоляції. До одного входу двопозиційного регулятора може бути приєднаний один з приладів: електродний датчик рівня води, реле тиску, електроконтактний манометр, а до іншого - датчик “сухого ходу”.

Станція може працювати в таких режимах: автоматичний; ручний короткочасний, коли не

діє захист від аварійних режимів, крім захисту від коротких замикань; ручний тривалий, коли діють усі види захисту від аварійних режимів.

Установки з пневмогідроакумуляторами серії ВУ (див. рис. 2.13) випускаються в комплекті з ящиком керування і призначені для автоматизації водопостачання невеликих тваринницьких ферм із добовими витратами 40 - 70 м³/добу. Установка може працювати як при заборі води з водоймищ чи колодязів, так і з заглибними електронасосами з двигунами потужністю 2,8 - 5,5 кВт.

Ящик керування має просту схему і виконує такі функції:

- ручне керування електронасосом;
- автоматичне керування електронасосом у функції тиску повітря в пневморегуляторі (реле тиску ВР);
- сигналізація стану насоса (ввімкнено, вимкнено);
- захист електродвигуна від струмів короткого замикання та перевантаження (автоматичний вимикач);
- контроль завантаження електродвигуна (амперметр);
- захист кіл керування від струмів короткого замикання (запобіжник FU).

Комплектний пристрій, призначений для плавного пуску, автоматичного та місцевого керування заглибними електронасосами водопідйому з двигунами потужністю 2,8 - 11 кВт типу КУППН, забезпечує плавний пуск заглибного електродвигуна до номінальних обертів протягом 50 - 70 с. Пристрій плавного пуску виконаний на тиристорах і працює за принципом зміни напруги на затискачах електродвигуна в період пуску. Це дає такі переваги: зменшення динамічних зусиль на вузол, що з'єднує двигун і насос; значне зменшення потрапляння бруду із зовнішньої поверхні фільтра всередину агрегату (внаслідок зменшення прискорення водяного потоку); збільшення строку служби агрегату. Станція керування захищає електродвигун від усіх аварійних режимів.

АВТОМАТИЗОВАНИЙ ЕЛЕКТРОПРИВІД В УСТАНОВКАХ ЗРОШЕННЯ

Для керування насосними меліоративними установками випускаються комплектні пристрої серії УКМ, призначені для автоматичного керування електроприводами насосних агрегатів зрошувальних, осушувальних та перекачувальних насосних станцій, а також для їх захисту та сигналізації.

Залежно від типу пристрій УКМ може керувати основними насосними агрегатами з асинхронними двигунами низької напруги, асинхронними та синхронними електродвигунами високої напруги, а також механізмами для власних потреб насосних станцій (засувки, вакуум-насоси, вентилятори). Схема керування насосним агрегатом середньої потужності від 40 до 250 кВт при напрузі 380 В наведена на рис. 2.20. На схемі не зображені пристрої, які розміщені в ящику технологічних захистів, а позначені лише точки, до яких вони під'єднуються, з адресним маркіруванням.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Вентиляція — це регулювання повітрообміну в приміщенні з метою створення нормованих параметрів мікроклімату (температури, вологості, газового складу повітря, запиленості та швидкості руху повітря).

У виробничих приміщеннях сільськогосподарських підприємств, як правило, нормовані значення температури та вологості, а в тваринницьких приміщеннях — ще і швидкість руху повітря. Вентиляція приміщень здійснюється припливними і витяжними вентиляційними системами.

Вентиляційні установки бувають з природною тягою, механічним спонукачем тяги та комбіновані. Застосовуються припливні і витяжні механічні системи вентиляції. Припливні системи з механічним спонуканням тяги у деяких випадках мають підігрів повітря за

рахунок водяних, парових та електричних калориферів або використовують припливно-втяжні установки серії ПВУ.

Швидкість руху повітря v , м/с, у втяжних каналах вентиляційної системи з природною тягою визначається залежністю

$$v = 2,2 \sqrt{\frac{H(Q_{\text{вн}} - Q_{\text{зов}})}{273}},$$

де H — висота втяжних каналів, м; $Q_{\text{вн}}$ — температура повітря в приміщенні, °С; $Q_{\text{зов}}$ — температура зовнішнього повітря, °С; 273 — коефіцієнт об'ємного розширення повітря.

Швидкість руху повітря припливної системи вентиляції з природною тягою залежить від швидкості напору вітру.

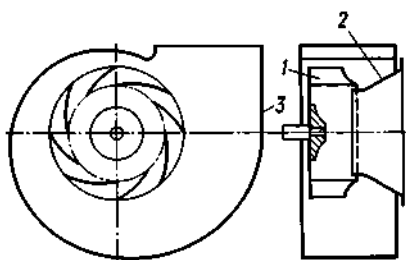
КЛАСИФІКАЦІЯ ВЕНТИЛЯТОРІВ

Вентилятором називають гідравлічну машину, призначену для перемішування чи переміщення під певним тиском повітря або його сумішей з дрібними частинками за допомогою робочого органа вентилятора у вигляді лопаток. Вентилятори поділяють на радіальні (відцентрові) та осьові.

Основними елементами аеродинамічної схеми радіальних вентиляторів є: вхідний патрубок, робоче колесо і спіральний корпус (рис. 3.1).

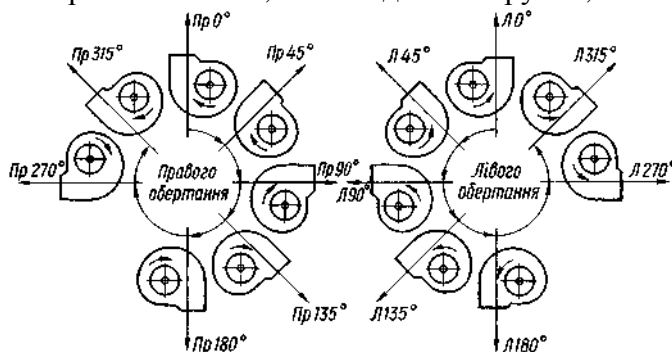
Робоче колесо здійснює передачу енергії від електродвигуна повітрю, яке переміщується. Робоче колесо, як правило, має передній і задній диски, між якими закріплені лопатки. Основним розміром робочого колеса є діаметр, заміряний по кінцях лопаток. Допускаються модифікації вентиляторів з діаметрами, що відрізняються від стандартних на величину $\pm 10\%$ (через 5%) за рахунок переміщення лопаток до осі обертання або зменшення їх розмірів. При цьому решта розмірів проточної частини вентилятора залишається незмінними. Це дає можливість одним і тим самим номером вентилятора забезпечити різні подачу і тиск. Так, для радіального вентилятора ВЦ4-75¹ 4 при $D/D_{\text{ном}} = 1$ номінальна подача при частоті обертання 1410 об/хв дорівнює 2,9 тис. м³/год, а тиск — 409 Па. При співвідношенні діаметрів 0,9 та 1,1 згадані параметри відповідно мають значення: 2,34 тис. м³/год і 309 Па та 2,93 тис. м³/год та 630 Па.

Номеру вентилятора відповідає номінальний діаметр робочого колеса, виражений у дециметрах. Державним стандартом рекомендуються такі номери вентиляторів: 1; 1,25; 1,6; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50.



Аеродинамічна схема радіального вентилятора:

1 — робоче колесо; 2 — вхідний патрубок; 3 — спіральний корпус



Варіанти встановлення корпусів радіальних вентиляторів

Залежно від форми лопаток (рис. 3.5) радіальні вентилятори бувають з лопатками: загнутими назад ($\beta_2 < 90$ град),

що закінчуються радіально ($\beta_2 = 90$ град) та загнутими вперед ($\beta_2 > 90$ град). Вентилятори з лопатками, загнутими назад, мають криву тиску, що швидко падає при збільшенні подачі.

Тому при зміні гідравлічного опору повітропроводів подача вентилятора змінюється в незначних межах. Споживана потужність цих вентиляторів при зміні подачі в робочій зоні змінюється також незначно. Вентилятори з лопатками, загнутими назад, мають порівняно менший динамічний напір і, як наслідок, менший шум. Вони найбільш економічні.

Коефіцієнт корисної дії вентиляторів з лопатками, загнутими назад, становить 0,77 - 0,85, їх використовують у системах припливної вентиляції тваринницьких приміщень. Вентилятори з лопатками, загнутими вперед, мають нестійку характеристику тиску, потужність зростає при збільшенні подачі, що може призвести до перевантаження двигуна (рис. 3.6).

Вентилятори з лопатками, що закінчуються радіально,

мають характеристики, проміжні між вентиляторами з лопатками, загнутими назад і вперед.

Радіальні вентилятори призначені для переміщення повітря з механічними домішками (тирса, стружка, полова тощо), вони мають робоче колесо з шістьма довгими, загнутими вперед лопатками (рис. 3.7). Така конструкція робочого колеса практично виключає засмічення вентилятора механічними домішками. Вентилятори мають характеристику тиску, що падає, і криву потужності, що зростає. Розвивають тиск до 2000 – 2500 Па, тобто середній тиск (низький тиск — до 981 ПА, високий — до 11 772 Па). Їх використовують також для переміщення чистого повітря.

Осьовий вентилятор складається з циліндричного корпусу, в якому розміщене лопаточне робоче колесо пропелерного типу (рис. 3.8). Характерною особливістю осьових вентиляторів є реверсування повітряного потоку при зміні напрямку обертання приводного двигуна. Реверсивні вентилятори мають симетричний профіль лопаток. Це забезпечує однакові енергетичні показники вентиляційної установки при різних напрямках обертання. Осьові вентилятори створюють невеликий статичний тиск (30 – 300 Па). Вони широко використовуються у витяжних вентиляційних системах тваринницьких і птахівницьких приміщень. При збільшенні подачі за рахунок зміни гідравлічних опорів споживана потужність осьовим вентилятором зменшується (див. рис. 3.6, крива 3). Для деяких осьових вентиляторів зміна подачі не призводить до зміни споживаної двигуном потужності.

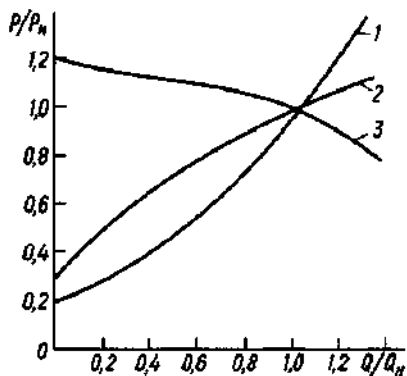


Рис. 3.6. Залежність споживаної потужності вентиляторів від подачі:

1 — радіальний з лопатками, загнутими вперед; 2 — радіальний з лопатками, загнутими назад; 3 — осьовий

Радіальні та осьові вентилятори оцінюються аеродинамічними характеристиками. Це сукупність кривих, які визначають залежність повного і статичного тиску, що створюються вентилятором, споживаної ним потужності та повного і статичного коефіцієнтів корисної дії від продуктивності (рис. 3.9). Ці характеристики наводяться в довідковій літературі для кожного номера вентилятора.

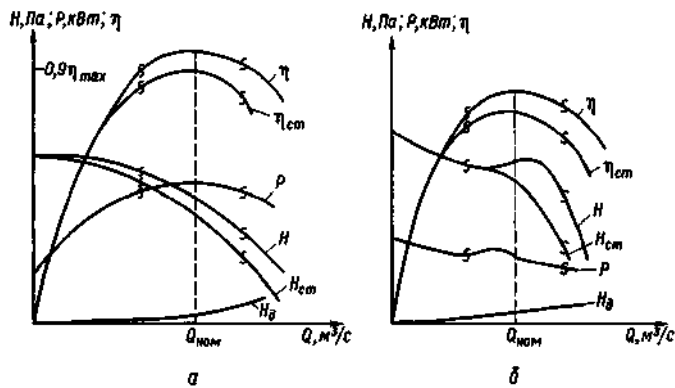


Рис. 3.9. Аеродинамічні характеристики вентиляторів: а — радіального з лопатками, загнутими назад; б — осьового

Режим роботи вентилятора, що відповідає максимальному значенню повного коефіцієнта корисної дії, називають *номінальним*. Вірогідність роботи вентилятора в номінальному режимі досить мала. Частіше вентилятор працює з дещо більшою або меншою продуктивністю відносно номінального значення. Робочою ділянкою для характеристики вентилятора, що працює з приєднаним повітропроводом, вважають ту частину, на якій повний коефіцієнт корисної дії становить не менш як 0,9 максимального значення ККД (на рис. 3.9 ця ділянка виділена хвилястими лініями). Для порівняння вентиляторів різних типів користуються параметром швидкохідності n_y , який визначається із залежності

$$n_y = nQ^{1/2} H^{-3/4},$$

де n — частота обертання лопаточного колеса, об/хв; Q — продуктивність вентилятора, м³/с; H — повний тиск вентилятора, Па.

У радіальних вентиляторів критерій швидкохідності більший при порівняно невеликому діаметрі входу і великій кількості лопаток, а в осьових вентиляторів — при меншому діаметрі втулки і меншому числі лопаток (рис. 3.10).

Радіальні вентилятори з лопатками, загнутими назад, мають критерій швидкохідності в межах 50 – 80, а осьові — 120 – 400.

Радіальні та осьові вентилятори характеризуються також коефіцієнтом повного тиску ψ , який визначають за виразом

Радіальні та осьові вентилятори характеризуються також коефіцієнтом повного тиску ψ , який визначають за виразом

$$\psi = \frac{2H}{\rho u^2},$$

де H — повний тиск вентилятора при номінальному режимі, Па; ρ — густина повітря, кг/м³; u — колова швидкість робочого колеса, м/с.

Швидкохідність n_y і

заокруглене п'ятикратне значення коефіцієнта повного тиску ψ вказуються в позначенні типу вентиляторів. Так, для радіального вентилятора з номером 6,3, коефіцієнтом повного тиску 0,86 і швидкохідністю 75 його тип записується так: В-Ц4-75-6,3. Для осьового вентилятора з коефіцієнтом повного тиску

0,12, швидкохідністю 300 і Рис. 3.10. Конструкції вентиляторів номером 6,3 тип

ра і — зноміа лшовї;и бд — кохвеїдлнкоосїт і: позначається В-06-300-6,3.

РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ УСТАНОВОК

У виробничих приміщеннях, де утримуються тварини або птиця, у повітрі містяться надлишкові вуглекислий газ, волога, тепло. В овочесховищах виділяється також надлишкова волога і тепло внаслідок біологічних процесів.

Кількість шкідливих домішок у повітрі приміщення є вихідною величиною при визначенні подачі свіжого повітря вентиляційною системою. Залежно від виду шкідливих домішок розрізняють повітрообмін по видаленню надлишкових вуглекислого газу, вологи, тепла.

Обмін повітря по видаленню надлишкового вуглекислого газу $L_{в.г}$, м³/год, визначається залежністю

$$L_{в.г} = \frac{1,2 A_T n_T}{k_b - k_a},$$

де 1,2 — коефіцієнт, який враховує виділення вуглекислого газу мікроорганізмами, підстилкою тощо; A_T — кількість вуглекислого газу, що виділяється однією твариною, м³/год; n_T — кількість тварин у приміщенні, голів; k_b — допустима концентрація вуглекислого газу в повітрі тваринницького приміщення за об'ємом у відносних одиницях, $k_b = 0,002 - 0,0025$; k_a — концентрація вуглекислого газу в припливному атмосферному повітрі, $k_a = 0,0003$.

Обмін повітря по видаленню надлишкової вологи L_v , м³/год, визначають за виразом

$$L_v = \frac{1,1 W_T n}{W_{д.п} - W_з},$$

де 1,1 — коефіцієнт, що враховує випаровування вологи з підлоги; W_T — кількість водяної пари, що виділяється однією твариною або птицею, г/год; n — кількість тварин або птиці в приміщенні, голів; $W_{д.п}$ — допустимий вміст водяної пари

в приміщенні, де утримуються тварини або птиця, г/м³; $W_з$ — вміст водяної пари в атмосферному повітрі, г/м³. Параметри $W_{д.п}$ та $W_з$ визначають залежностями:

$$W_{д.п} = W_{нас.п} \frac{\phi_{п}}{100};$$

$$W_з = W_{нас.з} \frac{\phi_з}{100}, \quad (3.7)$$

де $W_{нас.п}$, $W_{нас.з}$ — вміст водяної пари при повному її насиченні відповідно при оптимальній температурі в приміщенні та при розрахунковій температурі зовнішнього повітря, г/м³; $\phi_{п}$, $\phi_з$ — відповідно відносна вологість повітря в приміщенні та зовнішнього повітря, % (наводиться в довідковій літературі).

Для визначення повітрообміну в приміщенні по видаленню надлишкової теплоти, L_T , м³/год, користуються залежністю

$$L_T = \frac{(Q_m n - Q_{ог})(1 + \alpha Q_{п})}{C_V (\theta_{п} - \theta_з)}, \quad (3.8)$$

де Q_m — кількість вільного тепла, що виділяється однією твариною чи птицею, кДж/год; n — кількість тварин чи птиці в приміщенні, голів; $Q_{ог}$ — втрати теплоти через зовнішні огорожі (стіни, вікна, стелю тощо), кДж/год; α — температурний коефіцієнт розширення повітря, 1/°C,

$\theta_п = 1/273^\circ\text{C}^{-1}$; C_V — питома об'ємна теплоємність повітря при температурі 0 °C і барометричному тиску 760 мм рт. ст., кДж/м³; $C_V = 1,283$; $\theta_{п}$, $\theta_з$ — відповідно температура повітря в приміщенні і зовнішнього, °C.

Втрати теплоти Q наближено можна визначити за залежністю

$$Q_{ог} = V q_0 (\theta_{п} - \theta_з), \quad (3.9)$$

де V — об'єм приміщення за зовнішніми розмірами, м³; q_0 —

теплова характеристика приміщення, кДж/м³·°C · год. Для утеплених тваринницьких

приміщень $q_0 = 2,1 - 2,9$, для не-
утеплених $q_0 = 2,9 - 5,1$ кДж/м³ · °С · год.

Після розрахунків обміну повітря по видаленню надлишкових вуглекислого газу, вологи та теплоти визначають годинну кратність обміну повітря K за найбільшим значенням обміну повітря за виразом

$$K = \frac{L_{p.\max}}{V}, \quad (3.10)$$

де $L_{p.\max}$ - розрахункова максимальна подача повітря, м³/год; V - об'єм приміщення, м³.

Якщо кратність обміну повітря не більше 3, то приймають вентиляційну систему з природною тягою, а якщо більше 3 - з механічним спонукачем.

Для кожного виду тварин і птиці нормами технологічного проектування передбачено мінімальну кількість свіжого повітря на одну тварину або на 1 кг живої маси птиці, за якою визначають мінімально допустиму кратність обміну повітря за годину:

$$K_{\min} = \frac{L_{\min}}{V}. \quad (3.11)$$

Вираз (3.10) не повинен бути меншим за вираз (3.11).

Якщо припливна вентиляція здійснюється через один повітропровід круглого перерізу, то його діаметр D , м, визначають за формулою

$$D = 2\sqrt{\frac{L_{p.\max}}{\pi v}}, \quad (3.12)$$

де v - швидкість руху повітря в повітропроводі, м/с, $v = 5 - 10$ м/с.

При виборі вентилятора, крім його подачі, необхідно знати повний напір H , який визначають за виразом

$$H = H_{ст} + H_{дин}, \quad (3.13)$$

де $H_{ст}$ - статичний напір, Па; $H_{дин}$ - динамічний напір, Па.

У більшості випадків радіальні вентилятори працюють з приєднаним повітропроводом, в якому мають місце гідравлічні втрати тиску за рахунок тертя, та місцеві втрати тиску, зумовлені зміною конфігурації повітропроводу.

Втрати тиску на тертя ΔH_T визначають за залежністю

$$\Delta H_T = \lambda \frac{l}{D_T} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (3.14)$$

де λ - коефіцієнт втрат на тертя; l - довжина прямої ділянки повітропроводу, м; D_T - гідравлічний діаметр повітропроводу, м; ρ - густина повітря, кг/м³; v - швидкість руху повітря, м/с.

Відносна шорсткість - це відношення її абсолютного значення до гідравлічного діаметра. Абсолютна шорсткість повітропроводу з нової прооліфеної сталі становить 0,10 - 0,15 мм, оцинкованих сталевих труб - 0,10 - 0,15, оцинкованої листової сталі - 0,15 - 0,18, азбоцементних труб - 0,05 - 0,1, з труб, що виготовлені з дерев'яних струганих дощок - 0,15 - 0,3 мм.

Знаючи абсолютну шорсткість, гідравлічний діаметр повітропроводу і число Re , знаходять коефіцієнт втрат на тертя:

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{\Delta}{D_T} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}. \quad (3.15)$$

Гідравлічний діаметр повітропроводу D_T визначають так: $D_T = 4F/\Pi$, де F і Π - відповідно площа, м², і периметр, м,

поперечного перерізу повітропроводу. Для повітропроводів круглого поперечного перерізу гідравлічний діаметр дорівнює діаметру повітропроводу.

При малих значеннях Re (ламінальний потік) вплив відносної шорсткості стає незначним. При цьому вираз (3.15) записують так:

$$\lambda = 0,136 Re^{-0,25}. \quad (3.16)$$

При великих значеннях Re (турбулентний потік) значення виразу $100/Re$ дуже мале і ним нехтують. При цьому коефіцієнт втрат визначають за залежністю

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{\Delta}{D_r} \right)^{0,25}. \quad (3.17)$$

Вираз (3.17) використовують при наближених розрахунках шорстких повітропроводів.

При температурі 20 °С, барометричному тиску 760 мм рт. ст. і відносній вологості 50 % густина повітря $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Втрати тиску, зумовлені зміною конфігурації повітропроводу, визначають за формулою

$$\Delta H_m = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (3.18)$$

де ξ - безрозмірний коефіцієнт місцевих опорів; v - швидкість руху повітря в певних перерізах повітропроводу, м/с.

За виразами (3.14) і (3.18) визначають статичний тиск

$$H_{ст} = \Delta H_t + \Delta H_m. \quad (3.19)$$

Динамічний тиск визначають за виразом

$$H_{дин} = \frac{\rho v^2}{2}. \quad (3.20)$$

Розрахунковий тиск вентиляційної установки визначають за виразом (3.13).

За розрахунковою максимальною подачею і розрахунковим тиском вибирають вентилятор, використовуючи аеродинамічні характеристики вентиляторів певної швидкохідності. При цьому розрахункові значення подачі і повного тиску повинні знаходитись у робочій зоні аеродинамічної характеристики вентилятора.

Для одержання робочої точки на характеристиці $H-Q$ необхідно розрахувати характеристику повітропроводу за виразом

$$\Delta H = KL^n, \quad (3.21)$$

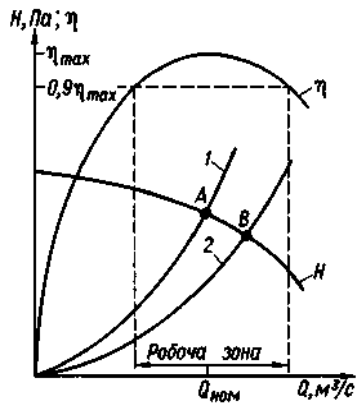
де ΔH - сумарні втрати тиску в повітропроводі, Па; K - параметр, що характеризує гідравлічний опір повітропроводу; n - показник степеня. Для ламінарного потоку $n = 1$, для турбулентного - $n = 1,75 - 2$.

Параметр K визначають за формулою

$$K \leq \left(l \frac{\lambda}{D_r} + \sum \xi \right) \frac{\rho}{2} \left(\frac{4}{\pi D_r^2} \right)^2,$$

де l - довжина повітропроводу одного діаметра, м; λ - коефіцієнт втрат на тертя; D_r - гідравлічний діаметр повітропроводу, м; ξ - сума коефіцієнтів місцевих опорів; ρ - густина повітря, кг/м^3 .

Робочий режим вентилятора для даного повітропроводу визначається рівністю створюваного повного тиску H повному гідравлічному опору (рис. 3.11, точка A). Якщо точка A виходить за робочу зону або вентилятор не забезпечує необхідну подачу, потрібно зменшити гідравлічний опір повітропроводу. Для зменшення опору на кінці повітропроводу встановлюють дифузор, який зменшує швидкість витікання повітря і тим самим зменшуються гідравлічні втрати (рис. 3.11, точка B). Зміна кутової швидкості вентилятора не призводить до зміни характеристики повітропроводу. При цьому зміняться лише подача і тиск вентилятора.



Режим роботи вентилятора: 1 — без дифузора; 2 — з дифузором

РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯТОРА

У виробничих умовах іноді виникає необхідність за допомогою певних пристроїв без зупинки вентиляційної установки змінювати подачу вентилятора. При цьому зміняться тиск, що розвиває вентилятор, споживана приводним двигуном потужність та коефіцієнт корисної дії.

Досить поширеним способом регулювання параметрів вентиляційної установки є дроселювання, тобто встановлення перед вентилятором або за ним заслінки, що частково перекриває повітропровід. При цьому збільшується коефіцієнт місцевих втрат і, як наслідок, характеристика повітропроводу стає більш стрімкою (рис. 3.12). Як видно з рисунка, регулювання вентиляційної установки за допомогою заслінки є неекономічним, тому що викликає зниження коефіцієнта корисної дії.

При дроселюванні вентиляційних установок з радіальними вентиляторами потужність, споживана двигуном, зменшується. Отже, приводні двигуни радіальних вентиляторів запускають при закритій заслінці на повітропроводі (якщо вона є).

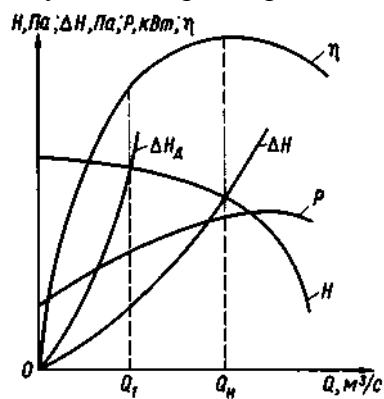


Рис. 3.12. Регулювання вентилятора дроселюванням повітропроводу:

ΔH , ΔH_d відповідно характеристики повітропроводу без дроселювання та з дроселюванням

Осьові вентилятори при дроселюванні споживають більшу потужність, тому що характеристика $P = f(Q)$ у них є нисхідною залежністю. Тому пуск установок з осьовими вентиляторами здійснюють при максимальній подачі.

Як уже відзначалось, встановлення дифузора призводить до зменшення опору повітропроводу і збільшення продуктивності вентилятора відносно розрахункового режиму (див. рис. 3.11, точка B). При цьому збільшується розрахункова потужність для радіальних вентиляторів.

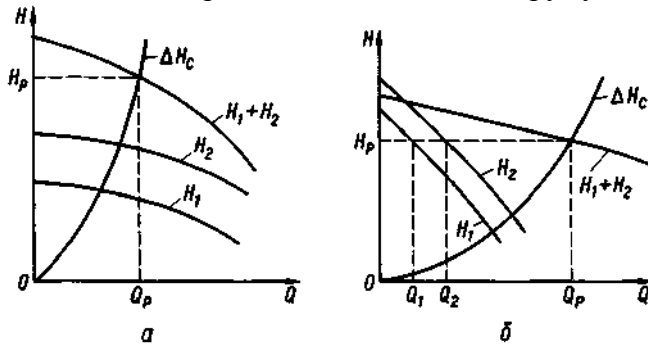
Регулювати тиск чи подачу вентиляторної установки можна вмиканням на один повітропровід двох вентиляторів меншої потужності. Вентилятори можна з'єднувати паралельно і послідовно. Для забезпечення стійкої паралельної роботи двох вентиляторів на робочій ділянці аеродинамічної характеристики повинна бути така ділянка, на якій при збільшенні продуктивності створюваний вентилятором тиск зменшується. Така вентиляційна установка більш надійна з точки зору резервування. При послідовному з'єднанні

вентиляторів один із них може регулюватись дроселюванням аж до повного перекривання. Енергетичні показники установки будуть вищі, ніж при дроселюванні одного ізольованого вентилятора. Сумарні характеристики вентиляторів при їх послідовному та паралельному з'єднанні наведені на рис. 3.13.

В умовах сільськогосподарського виробництва найчастіше регулювання параметрів вентилятора здійснюють зміною частоти обертання. Для цього використовують дво- і тришвидкісні двигуни (припливні системи вентиляції) та регулювання частоти обертання спеціальних двигунів зміною напруги на статорі. При використанні багатшвидкісних двигунів частота обертання визначається кількістю пар полюсів:

$$n = \frac{60f}{p} (1 - s),$$

де c - число пар полюсів; f - частота струму; s - ковзання.



Сумарні характеристики двох вентиляторів: **a** - послідовне з'єднання; **б** - паралельне з'єднання

При зміні частоти обертання i вентилятора продуктивність Q , повний тиск \hat{I} , потужність D та коефіцієнт корисної дії змінюються за залежностями:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'}; \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2; \frac{P}{P'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3; \frac{\eta}{\eta'} = 1. \quad (3.24)$$

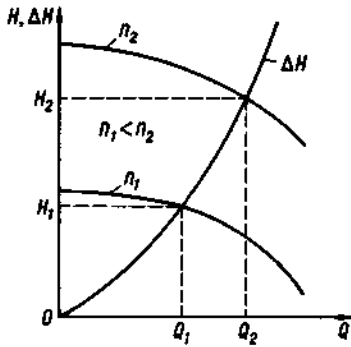
Залежності (3.24) справедливі при незмінному діаметрі робочого колеса вентилятора і незмінній густині повітря.

При зміні частоти обертання колеса вентилятора характеристика повітропроводу не змінюється і робоча точка вентилятора переміститься по параболі, що збігається з характеристикою повітропроводу (рис. 3.14). При цьому коефіцієнт корисної дії вентилятора залишається незмінним. Потужність двигуна при зміні частоти обертання змінюється за кубічною залежністю. У двошвидкісних двигунів серії АІ є виконання для привода робочих машин з вентиляторною механічною характеристикою. Характерною ознакою цих двигунів є те, що потужність у них на вищій частоті обертання значно більша за потужність на нижчій частоті обертання. Для двигунів з числом полюсів 4/2, 8/4 діапазон регулювання становить 1 : 2. При такому діапазоні регулювання потужність на вищій частоті обертання визначається залежністю

$$P_{\text{вищ}} = P_{\text{ниж}} \left(\frac{n_{\text{вищ}}}{n_{\text{ниж}}}\right)^3 = P_{\text{ниж}} \cdot 2^3 = 8P_{\text{ниж}}. \quad (3.25)$$

Для двигунів з числом полюсів 8/6 діапазон регулювання дорівнює 1 : 1,33. Потужність на вищій частоті обертання визначається так:

$$P_{\text{вищ}} = P_{\text{ниж}} \left(\frac{n_{\text{вищ}}}{n_{\text{ниж}}}\right)^3 = P_{\text{ниж}} \cdot 1,33^3 = 2,35P_{\text{ниж}}.$$



Регулювання вентилятора зміною частоти обертання лопаточного колеса

Співвідношення потужностей (3.25), (3.26) дотримуються в двошвидкісних двигунах, призначених для привода вентиляторів. Так, двигуни АИР112М4/2У3 та АИР112М8/6У3 мають відповідно співвідношення потужностей: $P_{\text{вищ}} = 7,9P_{\text{ниж}}$ і $P_{\text{вищ}} = 2,5P_{\text{ниж}}$. Отже, згадані двигуни при зміні частоти обертання працюють практично з повним навантаженням на відміну від двошвидкісних двигунів загального призначення, в яких потужність на вищій частоті обертання більша на 30–50 % за потужність при нижчій частоті обертання. Тому двошвидкісні двигуни загального призначення для привода вентиляторів застосовувати не слід. При нижчій частоті обертання вони будуть працювати з малим навантаженням і, як наслідок, з низькими енергетичними показниками.

Осьові вентилятори серії ВО, що використовуються для витяжної системи вентиляції тваринницьких, птахівницьких та інших виробничих приміщень, мають регулювання подачі повітря. Регулювання подачі вентиляторів здійснюється за рахунок зміни частоти обертання спеціальних двигунів АИРП та 4АПА, якими комплектуються вентилятори. Двигуни АИРП мають номінальні потужності 0,25 і 0,37 кВт, а 4АПА відповідно 0,37; 0,55; 1,1 кВт. Синхронна частота обертання наведених двигунів становить 1000 об/хв, критичне ковзання приблизно 0,5. Витяжна вентиляційна система тваринницьких, птахівницьких та інших виробничих приміщень комплектується осьовими вентиляторами ВО-Ф-5,6А; ВО-Ф-7,1А; ВО-Ф-8,5 відповідно з двигунами 4АПА80-06У2, 4АПА80А6У2, 4АПА90L6У2. Частоту обертання електровентиляторів регулюють, змінюючи напругу на статорній обмотці двигунів. Напругу змінюють ступенями за допомогою автотрансформатора або плавно тиристорним перетворювачем напруги. Згадані двигуни обдуваються вентилятором, які приводяться ними в рух. Станина двигунів не має оребрення. Літера П в позначенні серії двигуна вказує на те, що він продувається вентилятором серії ВО, насадженим безпосередньо на вал двигуна.

Якщо змінювати напругу на статорній обмотці згаданих двигунів без навантаження (без вентилятора), то кутова швидкість ротора практично змінюватись не буде. Пояснюється це тим, що напруга не входить безпосередньо у вираз по визначенню кутової швидкості $[\omega = \omega_0(1 - s)]$. При зміні напруги критичне ковзання двигуна залишається практично незмінним (при незмінному значенні X_k) і дорівнює

$$s_k = \frac{R'_2}{\sqrt{R_1^2 + X_k^2}}$$

Зміна напруги призводить до зміни коефіцієнта жорсткості в механічній характеристиці двигуна, який визначається за виразом:

$$\beta = \frac{dM}{d\omega}, \quad (3.28)$$

де M - момент двигуна; ω - кутова швидкість. Момент двигуна залежить від таких параметрів:

$$M = 3k'J'_2\Phi \cos \varphi_2 = 3 \frac{kE'_2 s \Phi R'_2}{Z_2'^2}, \quad (3.29)$$

де E'_2 - електрорушійна сила в обмотці ротора при ковзанні, рівному одиниці. Цей параметр

можна виразити так: $E'_2 \approx k \Phi \omega_0$; s - ковзання [$s = (\omega_0 - \omega) / \omega_0$]; R'_2 , Z'_2 - відповідно приведені активний та повний опори роторного кола. Підставивши значення E'_2 та s у вираз (3.29), одержимо:

$$M = \frac{3(k\Phi)^2 \omega_0 R'_2 (\omega_0 - \omega)}{\omega_0 Z'_2{}^2} = \frac{3(k\Phi)^2 R'_2 \omega_0}{Z'_2{}^2} - \frac{3(k\Phi)^2 R'_2 \omega}{Z'_2{}^2}. \quad (3.30)$$

Взявши похідну з виразу (3.30), одержимо коефіцієнт жорсткості механічної характеристики асинхронного двигуна:

$$\frac{dM}{d\omega} = -\frac{3(k\Phi)^2 R'_2}{Z'_2{}^2}. \quad (3.31)$$

Якщо вважати параметри ротора сталими, то коефіцієнт жорсткості механічної характеристики в знижується при зменшенні магнітного потоку в квадратичній залежності. Магнітний потік Φ прямо пропорційно залежить від напруги на статорі двигуна. Отже, зміна напруги на статорі призводить до значного зменшення коефіцієнта жорсткості та перевантажувальної здатності двигуна. При вентиляторній механічній характеристиці робочої машини перевантажувальна здатність залишається достатньою для стабільної роботи електровентилятора.

Перехід на штучні механічні характеристики двигуна супроводжується збільшенням його ковзання, яке при низьких напругах стає більшим за критичне ковзання. При цьому система двигун - вентилятор залишається статично стійкою.

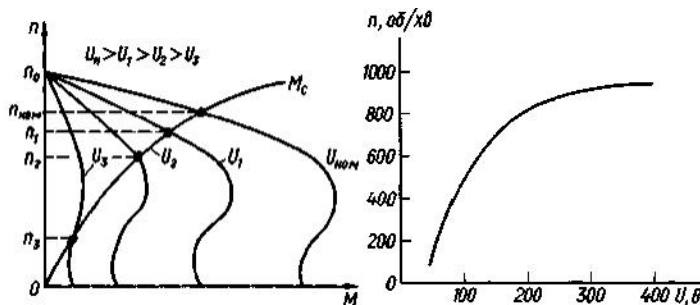


Рис. 3.15. Залежність частоти обертання електровентилятора від напруги на статорі двигуна

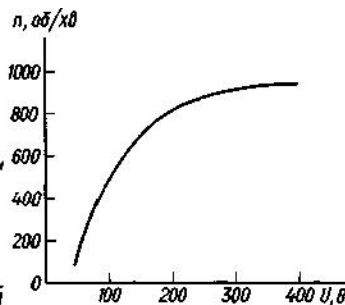


Рис. 3.16. Регулювальна характеристика електровентилятора ВО-Ф-7,1А

Робота двигуна при великих ковзаннях не призводить до появи струмів більше номінального значення, оскільки споживана вентилятором потужність при цьому різко знижується (3.24). Залежність частоти обертання двигуна при різних значеннях напруги наведено на рис. 3.15. Така система регулювання подачі вентилятора забезпечує плавну зміну частоти обертання в діапазоні 1 : 6. Залежність частоти обертання від напруги на статорі двигуна електровентилятора (рис. 3.16) називають регулювальною характеристикою.

У витяжних вентиляційних системах, що працюють без повітропроводів, продуктивність системи регулюють вмиканням певної кількості вентиляторів. За такою схемою працюють дахові вентилятори, тобто радіальні або осьові вентилятори, розміщені на вертикальній осі в короткому патрубку в отворі покрівлі, а також осьові вентилятори серії ВО, що розміщуються в нижній частині поздовжніх стін тваринницьких, птахівницьких або інших виробничих приміщень.

ВИБІР ВЕНТИЛЯТОРА ТА ЕЛЕКТРОПРИВОДА ДО НЬОГО

Вентилятор повинен мати подачу Q та тиск H у робочій зоні не менше максимального розрахункового обміну повітря і розрахункового значення повного тиску. Для припливної

вентиляції в сільському господарстві, як правило, використовують радіальні вентилятори з лопатками, загнутими назад, коефіцієнтом повного тиску $\psi = 4$ і швидкохідністю $n_y = 75$ (В-Ц4-75). За розрахунковими подачею повітря і тиском, ко ристуючись аеродинамічними характеристиками згаданих вентиляторів, вибирають номер вентилятора, який забезпечує потрібні параметри. Для визначення робочої точки вентиляторної установки розраховують характеристику повітропроводу за виразами (3.21), (3.22). Точка перетину цієї характеристики з кривою $H - Q$ визначає робочу точку, яка повинна знаходитись у робочій зоні вентилятора, тобто в зоні, де коефіцієнт корисної дії вентилятора не менше $0,9\eta_{\max}$.

При роботі вентилятора завжди виникає шум, який не повинен перевищувати значень, допустимих санітарними нормами для відповідних приміщень. Вибір вентилятора передбачає перевірку його шумової характеристики. У ряді випадків надмірно високий рівень шуму обмежує можливості використання вентилятора з необхідними аеродинамічними характеристиками та потребує спеціальних заходів по зниженню шуму, що ускладнює вентиляційну установку та збільшує її вартісні показники.

При роботі вентилятора мають місце коливні процеси аеродинамічного походження внаслідок виникнення вихрив в міжлопаткових каналах, пульсацій тиску і швидкості від неоднорідності потоку, а також автоколивань при малих швидкостях системи вентилятор — повітропровід. Коливні процеси аеродинамічного походження є джерелом шуму вентилятора Крім того, при роботі вентиляторної установки має місце механічний шум, який створюється підшипниками вентилятора та його незбалансованістю. Шум електродвигуна та передавального пристрою не включають до шуму вентилятора. У шумовій характеристиці вентилятора переважають шуми аеродинамічного походження. Процеси генерації шумів у вентиляторі досить складні і математично не описуються. Шумові характеристики одержують експериментально і наводять для кожного вентилятора в графічній формі (рис. 3.17). Маючи графік шуму вентилятора залежно від частоти обертання та подачі і допустимі санітарними нормами значення шумових навантажень, приймають рішення про придатність вентиляційної установки для конкретного приміщення.

При проектуванні вентиляційної установки приймають до уваги фактори, що знижують її шум. Дослідним шляхом встановлено, що радіальні вентилятори з лопатками, загнутими назад, мають рівень звукової потужності на 3 – 8 дБ менше при режимі максимального ККД, ніж вентилятори такого самого габариту з лопатками, загнутими вперед.

Під час налагодження вентиляційної установки перевіряють балансування системи вентилятор — двигун. Незбалансована установка передає вібрації по конструкціях приміщення і цим самим створює додатковий шум вентиляторної установки.

З метою зменшення шуму вентилятор із всмоктувальним і нагнітальним повітропроводами з'єднуються за допомогою гнучких вставок з брезенту.

Як видно з рис. 3.17, зниження частоти обертання робочого колеса вентилятора дає можливість знизити шум.

Якщо перераховані заходи не дають можливості довести рівень шуму до норми, використовують спеціальні облицювальні шумопоглинальні матеріали та підкладки під вентиляторну установку.

Відомо, що електропривід включає перетворювальний пристрій, двигун, передавальний пристрій та апаратуру захисту і керування. Перетворювальним пристроєм для електропривода вентилятора може бути випрямляч змінної напруги в постійну, автотрансформатор, тиристорний регулятор напруги змінного струму, регулятор частоти. У припливних вентиляційних установках сільськогосподарського призначення, як правило, використовують електропривід змінного струму без перетворювального пристрою, тобто двигун вмикається безпосередньо в мережу. При необхідності плавного регулювання подачі припливного вентилятора необхідно передбачати перетворювальний пристрій, прийнявши регульований електропривід постійного або змінного струму. Електропривід витяжних систем вентиляції, як правило, має перетворювальний пристрій, автотрансформатор або тиристорний регулятор напруги, які відповідно забезпечують ступінчасте і плавне регулювання подачі осьових вентиляторів.

Припливний вентилятор у більшості випадків розміщується у вентиляційній камері виробничого приміщення, де оточуюче середовище не містить шкідливих домішок. Тому електричні двигуни приймають загального використання (АИР...УЗ), що мають ступінь захисту IP44, конструктивне виконання за способом монтажу IM1081.

Електровентилятори витяжної системи вентиляції встановлюють у виїмках стін виробничого приміщення. Здебільшого це приміщення для утримання худоби та птиці, що відносяться до особливо сирих, з хімічно активним середовищем. Привід осьових вентиляторів витяжної системи здійснюється спеціальними електродвигунами 4АПА80, 4АПА90 та АИРП80, які стійкі проти вологи, хімічних речовин та впливу низьких температур. Ступінь захисту згаданих двигунів 2D55, конструктивне виконання за способом монтажу - 2I9241.

Якщо технологічний процес допускає ступінчасте регулювання подачі припливного вентилятора, то в цьому випадку електропривід проектується без перетворювального пристрою, а необхідну подачу забезпечують багатошвидкісним двигуном. Коли подачу припливної вентиляції не потрібно регулювати, приймають одношвидкісний нерегульований двигун.

При виборі електричних модифікацій двигунів для привода вентиляторів враховують привідні характеристики вентилятора. Вентилятор має початковий статичний момент 10 - 15 % від номінального статичного моменту. Отже, з точки зору пускового моменту, електродвигун повинен бути загального використання. У витяжних системах вентиляції, з метою плавного регулювання подачі вентилятора, використовують електричні двигуни з підвищеним ковзанням.

Вентилятор краще всього з'єднувати з двигуном безпосереднім насаджуванням його на вал двигуна. Таке з'єднання використовують для осьових вентиляторів серії ВО та радіальних вентиляторів з номерами до 6,3. Еластичні муфти, як передавальні пристрої, використовувати небажано з причини можливої неспіввісності установки при монтажі. Неспіввісність призводить до значних вібрацій, додаткових навантажень на підшипники двигуна і передчасний вихід їх з ладу. Як передавальний пристрій у приводі вентилятора використовують клинопасову передачу.

При виборі електродвигуна для привода вентилятора за потужністю використовують навантажувальну діаграму вентилятора, яка впливає з балансу потужності системи двигун - вентилятор:

$$P_d - P_{св} = j\omega \frac{d\omega}{dt}, \quad (3.32)$$

де P_d - потрібна потужність двигуна, Вт; $P_{св}$ - статична потужність вентилятора, Вт; j - зведений момент інерції системи, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω - поточні значення кутової швидкості, 1/с; t - час, с.

Вентилятор працює в режимі S1 і тому можна розглядати навантажувальну діаграму для усталеного режиму. При цьому ліва частина виразу (3.32) буде дорівнювати нулю.

Статична потужність вентилятора визначається залежністю

$$P_{ст} = \frac{QH}{10^3 \eta_B}, \quad (3.33)$$

де Q , H - відповідно подача і повний тиск вентилятора, що визначаються точкою перетину характеристики вентилятора $H - Q$ і характеристики повітропроводу; η_B - коефіцієнт корисної дії вентилятора, який враховує гідравлічні втрати потужності в робочому колесі і на перетікання повітря через зазори всередині вентилятора.

Якщо в залежність (3.33) підставити нульове значення подачі, то статична потужність вентилятора також буде дорівнювати нулю. Насправді, при закритому повітропроводі, коли подача дорівнює нулю, вентилятор споживає потужність, зумовлену тертям робочого колеса об повітря. Це так звана нульова потужність, яку аналітично визначити досить складно. Отже, вираз (3.33) не можна вважати в повній мірі аналітичним.

Номінальна потужність двигуна $P_{нд}$ визначається співвідношенням

$$P_{нд} \geq \frac{P_{св} k}{\eta_{п}}, \quad (3.34)$$

де $\eta_{п}$ - коефіцієнт корисної дії передачі; k - коефіцієнт запасу потужності, який враховує неточності при розрахунках повного тиску вентилятора, характеристики повітропроводу та інші непередбачені відхилення при проектуванні вентиляційної установки. Введення коефіцієнта запасу k у залежність (3.34) виключає необхідність приймати запаси по параметрах подачі і тиску вентилятора.

При виборі електричного двигуна за частотою обертання необхідно враховувати, що радіальні вентилятори допускають збільшення частоти обертання відносно номінального значення на 10 %.

Електродвигуни вентиляторів працюють в усталеному режимі при незмінному навантаженні. Захисні апарати вентиляційної установки відповідно до Правил устрою електроустановок (ПУЕ) повинні забезпечувати захист від струмів три- та однофазного короткого замикання. Цю функцію у більшості випадків виконують електромагнітні розчіплювачі автоматичних вимикачів. Якщо розрахунки показують, що струм однофазного короткого замикання не вимикається електромагнітним розчіплювачем, то необхідно приймати автоматичний вимикач з комбінованим розчіплювачем. При цьому автоматичний вимикач вимкне пошкоджену електроустановку за умов, що струм однофазного замикання перебільшує номінальний струм розчіплювачів вимикача не менше, ніж у 3 рази.

КОМПЛЕКТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНИМИ УСТАНОВКАМИ

Для забезпечення потрібного повітрообміну та створення необхідного мікроклімату в тваринницьких і птахівницьких приміщеннях застосовують різноманітні комплекти вентиляційного обладнання, які за призначенням поділяють на три групи: припливні, витяжні та комбіновані. Найбільшого розповсюдження набули витяжні системи вентиляції, які видаляють відпрацьоване повітря з приміщення разом із шкідливими домішками (аміак, сірководень, вуглекислий газ, надлишкова волога).

Приплив свіжого повітря здійснюється через спеціальні шахти, вікна, двері, що спрощує систему вентиляції.

Типовим є проект вентиляційного обладнання “Кли-мат-4М”, який залежно від номера осевого вентилятора поділяється на “Климат-45М” з вентиляторами ВО-Ф-5,6А та “Климат-47М” з вентиляторами ВО-Ф-7,1А.

Кількість вентиляторів у комплекті залежить від розрахункової подачі повітря і може коливатися від 6 до 24. Крім вентиляторів, до комплекту входять автоматичні вимикачі АЕ2016 для кожного вентилятора та станція керування ТСУ-2-КЛУЗ.

Станція керування забезпечує плавне регулювання частоти обертання асинхронних електродвигунів витяжних вентиляторів з метою автоматичного підтримання температури

повітря у виробничих сільськогосподарських приміщеннях. Номінальний струм станції — 63 А, діапазон регулювання вихідної напруги — 6 : 1, відхилення температури від заданого значення, що викликає зміну вихідної напруги від мінімального до найбільшого значення, дорівнює 4 °С. Система керування споживає не більш ніж 40 Вт.

Пристрій ТСУ-2-КЛУЗ (“Климатика-1”) являє собою тиристорний регулятор напруги з цифровою системою керування на інтегральних мікросхемах, який забезпечує плавну зміну вихідної напруги за принципом фазового регулювання залежно від значення температури повітря в приміщенні. Передбачено ручний та автоматичний режими керування. Пристрій складається із 2 ящиків: блока регулятора, до якого входить силовий блок та блок керування, і блока перемикача. Останній виконує функції обвідного пристрою, а також захисту пристрою від коротких замикань. При положенні перемикача режиму роботи “Н” — некерований режим напруга подається на електродвигуни, обминаючи пристрій ре-

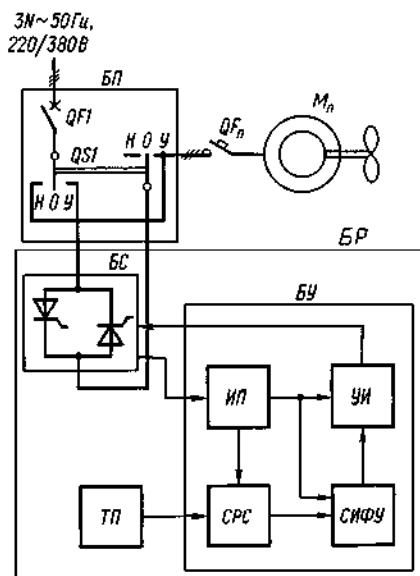
гулювання. У положенні “Р” — регульований режим двигуни одержують живлення з блока тиристорів.

Блок регулятора конструктивно виконаний у вигляді ящика одностороннього обслуговування. Особливістю конструкції ящика є те, що силові тиристори змонтовані на одному груповому охолоджувачі з застосуванням спеціальних діелектричних прокладок з високою теплопровідністю.

У силовому блоці встановлені шість силових тиристорів, захисні *RC*-ланцюжки, трансформатори системи керування, вузол захисту від перенапруги. Блок керування складається з двох друкованих плат та панелі керування. На панелі керування розміщені основні органи керування та сигналізації: резистор та блок перемикачів діапазонів “Установка температури”; блок перемикачів “Датчики” та “Ручне”, положення “1”, “2” якого відповідають кількості під’єднаних термоперетворювачів (датчиків) в автоматичному режимі роботи, а положення “Ручне” — ручному режиму роботи пристрою; резистор “Мінімальна напруга”, резистор та лампа “Аварійне відхилення температури”, резистор “Ручне керування”.

Датчиками температури є термоперетворювачі типу ТСМ (до 2 шт.), що ввімкнені паралельно і розподілені по довжині приміщення.

Функціональна схема пристрою наведена на рис. 3.18, де прийняті такі позначення: БР — блок регулятора, БП — блок перемикача, ТП — термоперетворювачі, БС — блок силовий, БУ — блок керування, ИП — джерело живлення,



СРС — система регулювання та сигналізації, СИФУ — система імпульсно-фазового керування, УИ — підсилювач імпульсів.

Силовий блок складається з трьох пар тиристорів типу Т123-250-9-41, що ввімкнені зустрічно-паралельно. Для захисту тиристорів від перенапруг мережі та комутаційних перенапруг у силовому блоці є спеціальний вузол захисту, що складається з *RC*-кіл та варисторів. Тут же встановлений трансформатор живлення системи керування та синхронізації імпульсів керування з фазами мережі живлення.

ЕЛЕКТРОПРИВІД І АВТОМАТИЗАЦІЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

Транспортні операції є невід’ємною складовою частиною всіх виробництв. На тваринницьких фермах трудомісткість транспортних операцій становить 30 – 40 % всіх затрат праці.

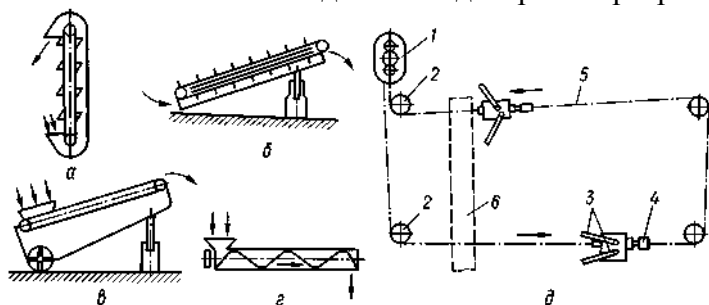
Електрифіковані транспортні засоби поділяють на стаціонарні і мобільні.

Стационарні транспортери — ковшові, стрічкові, скребкові, тросошайбові, шнекові, гідравлічні, пневматичні — застосовуються для переміщення вантажів у тваринницьких приміщеннях, кормоцехах, молочних, зерноочисних пунктах, зерносховищах та інших складах.

Мобільні засоби — електрифіковані візки, кормороздавачі, штабелери, навантажувачі, вагонетки, кран-балки, талі, підйомні крани тощо — застосовуються у тваринницьких приміщеннях, виробничих цехах, на складах, у сховищах, на будівельних майданчиках та ін.

ПРИВІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТАЦІОНАРНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Технологічні схеми деяких видів транспортерів наведені на рис. 4.1.



Технологічні схеми стаціонарних транспортерів:

а - норії; *б* - скребкового; *в* - стрічкового; *г* - шнека; *д* - скреперної установки; 1 - привідна станція; 2 - поворотний пристрій; 3 - скрепери; 4 - натягувальний пристрій; 5 - ланцюг; 6 - поперечний транспортер

Продуктивність транспортерів зростає пропорційно збільшенню частоти обертання привідного вала до певної межі, після чого через зменшення коефіцієнта заповнення продуктивність залишається постійною або навіть зменшується. У деяких випадках, наприклад при транспортуванні гною в тваринницьких приміщеннях, швидкість робочого органу обмежується з міркувань безпеки.

Електропривод повинен забезпечувати стабільність швидкості обертання привідного вала навіть при значних коливаннях навантаження. Таку вимогу повністю забезпечують асинхронні електродвигуни з нормальною механічною характеристикою. Іноді потрібне регулювання швидкості руху транспортуючого органу, наприклад коли транспортер виконує функції дозатора. У таких випадках використовують регульовані електроприводи з двигунами постійного струму.

Швидкість руху транспортуючих органів, як правило, невелика, тому в кінематичну схему привода вводять одну або кілька передач: пасову, клинопасову, редуктор, мотор-редуктор та ін. (рис. 4.2). У зв'язку з цим зведений до вала електродвигуна момент інерції механічної системи визначається в основному моментом інерції ротора електродвигуна.

Теоретично момент статичних опорів при холостому ході транспортерів з підвищенням швидкості обертання двигуна залишається постійним. Його величина знаходиться в межах 0,1 - 0,2 від моменту при номінальному навантаженні. Але у деяких машин (норії, шнекові транспортери) момент при збільшенні швидкості обертання дещо зростає (рис. 4.3, *а*). Проте у виробничих умовах можливі зупинки і подальші запуски транспортерів під навантаженням. У цьому випадку момент зрушення може бути значним і перевищувати номінальний момент на 30 - 35 %. При зростанні швидкості обертання момент зменшується (рис. 4.3, *б*). Таку обставину слід враховувати при перевірці електродвигуна за умовами пуску.

Характер навантажувальних діаграм транспортерів залежить від технологічного процесу, в який вони включені. Відповідно до цього двигуни привода транспортерів можуть

працювати у тривалому режимі з постійним або змінним навантаженням, короткочасному або повторно-короткочасному режимах. Коли за умовами технологічного процесу машина може працювати у тривалому і короткочасному або повторно-короткочасному режимах, електропривід розраховують для тривалого режиму роботи.

Продуктивність і споживана потужність для транспортерів з різними робочими органами визначається за різними методиками.

Продуктивність **горизонтальних стрічкових транспортерів** з плоскою стрічкою Q , кг/с, визначається за виразом

$$Q = \gamma v B^2 \psi \operatorname{tg} \beta,$$

де γ - об'ємна маса транспортованого матеріалу, кг/м³; v - швидкість стрічки, м/с; B - ширина транспортуючої поверхні, м; ψ - коефіцієнт заповнення несучої поверхні, $\psi = 0,4 - 0,7$; β - кут природного укусу, град.

Для похилих транспортерів продуктивність рекомендується зменшувати при куті 10 - 15 град на 5 %; 15 - 20 град - на 10 %; 20 град - на 15 %.

Споживана потужність стрічковими транспортерами P , кВт, дорівнює:

$$P = \frac{(F_1 + F_2 + F_3 + F_4)v}{10^3 \eta_{\text{тр}}}, \quad (4.2)$$

де F_1, F_2, F_3, F_4 - сили опору на різних ділянках транспортера, Н; v - швидкість руху стрічки, м/с. Залежно від виду транспортованого матеріалу швидкість вибирають: для пшениці, жита, кукурудзи - 3 - 4; вівса, соняшника - 2 - 3; подрібненого зерна - 1,2 - 1,5; борошна - 1 - 1,3; висівок - 1,5 - 2; коренеплодів - 0,3 - 0,4 м/с; $z_{\text{тр}}$ - ККД установки, приймають 0,7 - 0,8.

Сила опору на прямолінійних ділянках навантаженої вітки F_1 , Н, становить:

$$F_1 = (q + q_0)(\omega \cos \alpha + \sin \alpha)L_{\text{н}}g, \quad (4.3)$$

де q - маса вантажу, що припадає на 1 м довжини навантаженої вітки транспортера, кг/м; q_0 - маса стрічки, що припадає на 1 м довжини навантаженої вітки, кг/м; ω - коефіцієнт тяги. Для транспортерів без роликів опор $\omega = 0,2 - 0,25$; з роликівими опорами - 0,02 - 0,03; α - кут нахилу транспортера до горизонту, град; $L_{\text{н}}$ - довжина навантаженої вітки транспортера, м; $g = 9,81$ м/с².

Сила опору на прямолінійних ділянках холостої вітки F_2 , Н, дорівнює:

$$F_2 = q_0(\omega \cos \alpha + \sin \alpha)L_{\text{х}}g, \quad (4.4)$$

де $L_{\text{х}}$ - довжина холостої вітки, м.

Сила опору на барабанах і зірочках F_3 , Н, що складається з опору згинання стрічки та опору тертя у підшипниках, становить:

$$F_3 = KBz + (F_{\text{нб}} + F_{\text{зб}} + 9,8m_{\text{б}}) \frac{d}{D} f, \quad (4.5)$$

де K - дослідний коефіцієнт, Н/м, при $D > 0,6$ м $K = 2$, при $D < 0,6$ м $K = 1,5$; z - кількість прокладок у транспортуючій стрічці; $F_{\text{нб}}$ - натяг набіжної вітки стрічки, Н; $F_{\text{зб}}$ - натяг збіжної вітки, Н, $F_{\text{зб}} \approx 1,05F_{\text{нб}}$; $m_{\text{б}}$ - маса барабана, кг;

$\frac{d}{D}$ - відношення діаметра цапфи до діаметра барабана,

0,125 - 0,143; f - коефіцієнт тертя, для підшипників кочення $f = 0,02$.

Силу опору на криволінійних ділянках стрічки F_4 , Н, визначають за формулою

$$F_4 = F_{\text{н}} \omega_1 \alpha_1, \quad (4.6)$$

де F_n — зусилля в стрічці в точці переходу на криволінійну ділянку, Н; ψ_1 - коефіцієнт опору на криволінійних ділянках, $\psi_1 \approx \psi$; β_1 - кут між суміжними прямолінійними ділянками, рад.

Якщо транспортери мають плужкові скидачі, то опір додатково збільшується на величину $F_{ск} = 2,7 gqB$.

Продуктивність **скребкових транспортерів** Q , кг/с, становить

$$Q = K_\alpha \psi \gamma B H v, \quad (4.8)$$

де K_α - коефіцієнт, що враховує заповнення скребків залежно від кута нахилу транспортера α , град, до горизонту: для легкосипких вантажів $K = 1 - 0,01756$, для слабкосипких $K = 1,05 - 0,016$; ψ - коефіцієнт заповнення, $\psi = 0,6 - 0,8$;

γ - об'ємна маса транспортованого матеріалу, кг/м³; B - ширина скребків, м; H - висота скребків, м; v - швидкість руху скребків, м/с. Для коренеплодів $v = 0,25 - 0,5$, для борошнистих кормів і гною - $0,5 - 1,0$; для зерна - $1 - 2,2$ м/с.

Споживана потужність скребковими транспортерами P , кВт, дорівнює

$$P = \frac{9,81Q(H + f_c L \cos \alpha)}{1000\eta_{п}}, \quad (4.9)$$

де H - висота підйому продукту, м; f_c - коефіцієнт опору руху (табл. 4.1); L - довжина транспортера, м; β - кут нахилу транспортера до горизонту, град; $\eta_{п}$ - ККД передачі.

Продуктивність **скреперних транспортерів** Q , кг/с, визначають так:

$$Q = \frac{m_k \psi}{l/v_b + l/v_n + t_p}, \quad (4.10)$$

де m_k - корисна місткість скрепера, кг; l - середня довжина переміщення вантажу, м; v_b і v_n - швидкість руху відповідно завантаженого і порожнього скрепера, м/с; t_p -

час, необхідний для реверсування привода, с; ψ - коефіцієнт заповнення скрепера. Для дрібнокускових і вологих вантажів $\psi = 0,9 - 1,2$.

Споживана потужність скреперних установок P , кВт, становить

$$P = \frac{F_c v_c}{1000\eta_y}, \quad (4.11)$$

де v_c - середня швидкість руху скрепера, м/с; F_c - повний тяговий опір скрепера, Н; η_y - ККД установки.

Опір F_c руху скрепера залежить від маси скрепера і транспортованого матеріалу, коефіцієнтів тертя матеріалу по стінках канавки між матеріалом і скрепером, опору переміщенню тягових канатів і тертя в блоках.

Для скреперної установки, що працює в двох канавках, F_c дорівнює

$$F_c = F_1 + F_2, \quad (4.12)$$

де F_1 - опір руху скреперів під час роботи, Н; F_2 - опір руху, який виникає від попереднього натягу тягового троса, Н. Вони визначаються відповідно:

$$F_1 = 9,81[2(m_b + m_c)\beta + q_m L_T f_T], \quad (4.13)$$

де m_b - маса порції транспортованого матеріалу, кг; m_c - маса скрепера, кг; $\beta = 1,8 - 2,0$ - загальний опір переміщення гною і скрепера; q_m - маса одного метра троса, кг; L_T - довжина троса, м; $f_T = 0,5 - 0,6$ - коефіцієнт тертя троса по дну канавки;

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\alpha-1}}, \quad (4.14)$$

де μ - коефіцієнт тертя троса по ролику, $\mu = 0,1 - 0,2$; β - кут обхвату ролика тросом, град.

При виборі двигуна для привода скреперної установки враховують характер зміни навантаження протягом циклу та кількість циклів за годину.

Продуктивність **ковшових елеваторів (норій)** Q , кг/с, становить

$$Q = \psi \frac{i}{I} v \gamma,$$

де ψ - коефіцієнт наповнення ковшів. Для зерна $\psi = 0,75-0,9$; продуктів помелу - 0,33; у похилих норій коефіцієнт наповнення більший на 10 - 20 %; i - вантажна місткість одного ковша, кг; I - відстань між ковшами, м; v - швидкість руху ковшів, м/с. Для зерна $v = 2 - 4$; для борошна - 1 - 1,5; для коренеплодів - 0,3 - 0,5 м/с; γ - об'ємна маса транспортованого матеріалу, кг/м³.

Потужність, споживана норією у тривалому режимі роботи, P , кВт, дорівнює

$$P = \frac{9,81QH}{1000\eta_{\Pi}}, \quad (4.16)$$

де H - висота підйому матеріалу, м; η_{Π} - ККД норії. Для вертикальної $\eta_{\Pi} = 0,5-0,7$; для похилої - 0,3 - 0,4.

Продуктивність **шнекових транспортерів** Q , кг/с, розраховується за виразом

$$Q = 0,25\pi(D^2 - d^2)sn_{ш} \gamma k_0 \psi C, \quad (4.17)$$

де D - зовнішній діаметр гвинта, м; d - діаметр вала гвинта, м; s - крок гвинта, м; $n_{ш}$ - частота обертання вала шнека, об/с; γ - об'ємна маса матеріалу, кг/м³; k_0 - коефіцієнт відставання колової швидкості матеріалу від осьової швидкості твірної шнека, що залежить від вантажу та швидкохідності шнека, $k_0 = 0,6 - 0,9$, при цьому більше значення вибирають для швидкохідних шнеків; ψ - коефіцієнт заповнення гвинта.

Потужність, споживана шнеком P , кВт, визначається за формулою

$$P = \frac{9,81KQ(Lf_c + H)}{1000\eta_{\Pi}}, \quad (4.18)$$

де K - коефіцієнт, що враховує кут β нахилу шнека до горизонту,

L — довжина шнека, м; f_c — коефіцієнт опору переміщенню матеріалу по кожуху: для зерна, продуктів помелу, кормів — 1,2; для гною — 2,5 - 4,0; H — висота підйому матеріалу, м; η_{Π} — ККД передачі.

Продуктивність **тросошайбових транспортерів** Q , кг/с, дорівнює:

$$Q = \gamma F v K_1 K_2, \quad (4.19)$$

де γ — об'ємна маса транспортованого матеріалу, кг/м³; F — площа “живого” перерізу трубопроводу, м²; $v = 0,1 - 0,4$ м/с — швидкість транспортування; $K_1 = 0,8 - 0,9$ — коефіцієнт заповнення жолоба; $K_2 = 1,05 - 1,1$ — коефіцієнт, що враховує ущільнення матеріалу.

Площу “живого” перерізу трубопроводу знаходять за виразом

$$F = 0,25\pi(D^2 - d^2), \quad (4.20)$$

де D — внутрішній діаметр трубопроводу, м, $D = 0,025-0,03$ м; d — діаметр троса, м.

Потужність, споживана тросошайбовим транспортером, P , кВт, становить

$$P = \frac{9,81Q(H + L_B f_B + L_T f_T)}{1000\eta_{\Pi}}, \quad (4.21)$$

де H — висота підйому продукту, м; L_B, L_T — сумарна довжина труб відповідно на ділянках

вертикального і горизонтального переміщень, м; $z_{п}$ — ККД передачі.

Пневматичні транспортери широко використовують для переміщення сипких матеріалів у різних галузях народного господарства. У сільському господарстві вони транспортують зерно, борошно, комбікорми, тирсу, подрібнені сіно, солому, полуку тощо.

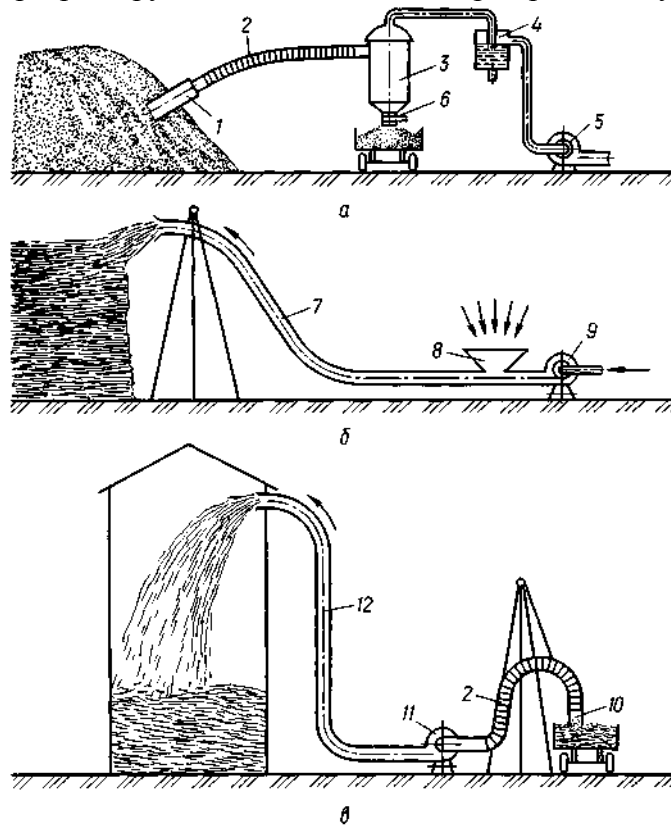
За принципом дії пневмотранспортери поділяють на всмоктувальні, нагнітальні і змішані (рис. 4.4).

Всмоктувальні транспортери використовують для переміщення вантажів на невеликі відстані. Вони працюють при розрідженні 10 – 50 кПа, яке створюється вентиляторами, повітродувками, вакуумними насосами.

Нагнітальними транспортерами транспортують вантажі на відстані до 3600 м. Для створення потоку повітря використовують вентилятори низького, середнього або високого тиску, а при напорах більше 15 кПа — турбонасоси або компресори.

У *змішаних транспортерах* матеріал засмоктується через всмоктувальний трубопровід, проходить через вентилятор і далі транспортується через нагнітальну трубу. Енергетичні показники таких транспортерів дуже низькі.

Розрахунок транспортера з трубою постійного діаметра провадять у такій послідовності:



Технологічні схеми пневматичних транспортерів:

а — всмоктувального; *б* — нагнітального; *в* — змішаного; 1, 10 — сопла; 2 — гнучкі трубопроводи; 3 — розвантажувач; 4 — фільтр; 5, 9, 11 — вентилятори; 6 — затвор; 7, 12 — нагнітальні трубопроводи; 8 — завантажувальна воронка

1. Знаходять оптимальну швидкість повітря в трубопроводі $v_{п}$, м/с:

$$v_{п} = \alpha v_0, \quad (4.22)$$

де α — коефіцієнт, що залежить від складності траси, концентрації суміші і фізико-механічних властивостей вантажу: для зерна — 1,25 – 2,5; колосків і збоїн — 1,5 – 3,7; соломи і сіна — 1,5 – 2,5.

2. Витратна концентрація суміші μ_v , кг/кг, становить

$$\mu_{\text{в}} = 2530 \frac{v_{\text{п}}}{G_{\text{м}}}, \quad (4.23)$$

де $G_{\text{м}}$ — продуктивність установки за транспортованим матеріалом, кг/год.

3. Витрата повітря на транспортування $G_{\text{п}}$, кг/год, дорівнює

$$G_{\text{п}} = \frac{G_{\text{м}}}{\mu_{\text{в}}}. \quad (4.24)$$

4. Продуктивність вентилятора $Q_{\text{в}}$, м³/год, розраховують за формулою

$$Q_{\text{в}} = \frac{G_{\text{п}}}{\gamma_{\text{п}}}, \quad (4.25)$$

де $\gamma_{\text{п}}$ — об'ємна маса повітря, кг/м³, величина якої залежить від температури t повітря та тиску в трубопроводі:

$$\gamma_{\text{п}} = K \frac{342}{273 + t}. \quad (4.26)$$

При атмосферному тиску $K = 1$; при підвищеному тиску в напірному трубопроводі $K = 1,3 - 1,6$; при розрідженні у всмоктувальному трубопроводі $K = 0,67 - 0,8$.

5. Діаметр труби D , м, визначають так:

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{D_{\text{в}}}{3600 v_{\text{п}}}}. \quad (4.27)$$

6. Гідравлічний опір транспортуючого трубопроводу H , Па, дорівнює

$$H_{\text{т}} = \frac{\lambda v_{\text{п}}^2 \gamma_{\text{п}}}{2D} (1 + 4,55 D \mu_{\text{в}}) + \mu_{\text{в}} g \gamma_{\text{п}} h, \quad (4.28)$$

$$\lambda = \frac{0,0042}{G_{\text{п}}^{0,1}}$$

де $\mu_{\text{в}}$ — коефіцієнт опору тертя в трубопроводі при чистому потоці повітря; l — довжина трубопроводу, м; h — висота підйому вантажу, м.

За розрахованими параметрами $Q_{\text{в}}$ і $H_{\text{т}}$ вибирають вентилятор і знаходять потужність привідного двигуна P , кВт:

$$P_{\text{дв}} = \frac{Q_{\text{в}} H_{\text{т}}}{3600 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}} 10^{-3}, \quad (4.29)$$

де $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{п}}$ — ККД відповідно вентилятора і передачі.

При наявності на трубопроводі сопел і розвантажувачів у розрахунок $H_{\text{т}}$ вносять корективи на втрати тиску в місцевих опорах.

АВТОМАТИЗАЦІЯ СТАЦІОНАРНИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

Більшість стаціонарних транспортерів входять до складу потокових ліній, і система керування ними є складовою частиною загальної схеми керування потоковою лінією (наприклад, в агрегатах типу АВМ, ЗАВ, КЗС, кормоцехах, дробарках ДКМ-5 та ін.).

Елементами автоматизації стаціонарних транспортерів є блокування послідовності пуску і зупинки, блокування, що контролюють цілість транспортуючого органу (стрічки, ланцюга тощо), кінцеві та шляхові вимикачі, реле часу та програмні пристрої, регулятори подачі транспортованого продукту, апарати захисту від коротких замикань і перевантажень.

Для запобігання завалу завантажувальної головки зернової норії при її аварійній зупинці схемами керування передбачають автоматичний пристрій, який керує засувкою завантажувального вікна. Після вимикання двигуна норії пристрій закриває засувку, що припиняє надходження зерна до ковшів.

Двигуни привода транспортерів працюють при повному завантаженні, тому обрив фази

призводить до їх зупинки. Для надійного захисту двигунів від перегрівання передбачають тепловий або температурний захист.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

До вантажопідійомних машин відносять підйомні крани, кран-балки, талі, лебідки. За характером технологічного процесу вони є машинами циклічної дії. Спільним для цих установок є режим роботи, при якому технологічний процес складається з ряду повторюваних однотипних циклів, кожний з яких є закінченою операцією завантаження робочого органу, переміщення його з вихідної точки в пункт призначення і розвантаження.

Основними механізмами вантажопідійомних машин є механізми підйому і пересування (повороту) (рис. 4.8).

Сили тертя в кранових механізмах обумовлюють реактивні моменти, а сили тяжіння мас, що рухаються вертикально або похило - активні. При цьому зведений до вала двигуна статичний момент M_c є алгебраїчною сумою моменту M_b , обумовленого вагою переміщуваного вантажу, і моменту втрат на тертя M_T (рис. 4.9). Момент M_b залежить від величини рухомих мас (вантаж та вантажозахватного пристрою), момент M_T - від ККД кінематичних ланок механізму, який у свою чергу є функцією ваги вантажу. При номінальному завантаженні $G_{ном}$ величини ККД визначаються за довідковими даними. При завантаженні G , меншому за номінальне, ККД можна визначити за експериментальними кривими, наведеними на рис. 4.10.

У рух механізми приводяться, як правило, реверсивним електроприводом, розрахованим для роботи в повторно-короткочасному режимі. У кожному циклі є неусталені режими роботи електропривода: пуски, реверси, гальмування, що суттєво впливають на продуктивність механізму, динамічні навантаження привода і механізму, ККД установки, нагрівання двигунів.

Стандартами встановлені такі режими роботи механічного і електричного обладнання кранових механізмів: легкий - Л ($TВ_{ном} = 15 - 25\%$, кількість вмикань за годину $h \leq 60$ 1/год), середній - С ($TВ_{ном} = 25-40\%$, $h \leq 120$ 1/год), важкий - В ($TВ_{ном} = 40\%$, $h \leq 240$ 1/год) і дуже важкий - ДВ ($TВ_{ном} = 60\%$, $h \leq 600$ 1/год).

Для електрообладнання кранів приймають, що час циклу не перевищує 10 хв, а для механізмів - 1 год.

Щоб втрати електроенергії в електродвигунах були меншими, потрібно, щоб зведений до вала двигуна момент інерції системи був невеликим. Робочі швидкості механізмів кранів, що використовуються в сільському господарстві, знаходяться в межах 0,5 - 2 м/с, тому основну частку в зведеному моменті інерції становить момент інерції ротора двигуна. Цим обумовлюються застосування в приводах кранових механізмів двигунів з малими моментами інерції ротора.

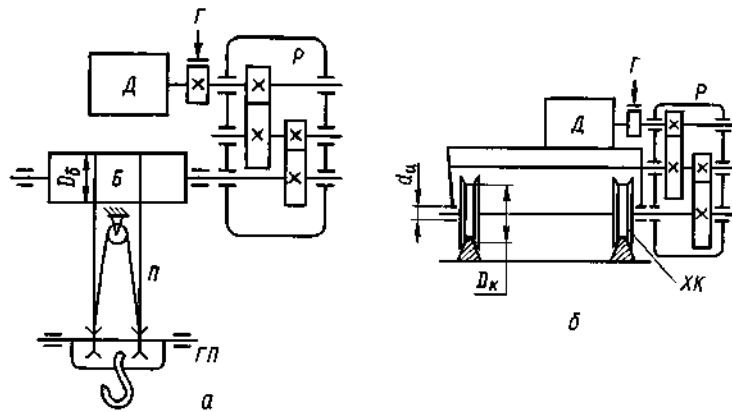


Рис. 4.8. Кінематичні схеми кранових механізмів:

a — однокінцевої підйомної лебідки; *б* — механізму переміщення; *D* — двигун; *G* — гальмо; *P* — редуктор; *B* — барабан; *П* — поліспаст; *ГП* — гакова підвіска; *ХХ* — ходове колесо; *а* — талі ТЗП-1; 1 — проміжний вал; 2 — робочий барабан; 3 — порожнистий вал; 4 — робочий вал; 5, 7, 8 — сателіти; 6, 9, 15 — сонячні шестерні; 10 — гальмівні диски; 11 — гальмівна пружина; 12 — електромагніт; 13 — блочні шестерні; 14, 16, 21 — водила; 17 — канат; 18 — підвіска; 19 — гак; 20 — електродвигун підйому вантажу; 22 — електродвигун переміщення візка; 23, 24 — шестерні; 25 — коток; 26 — монорейка

Рис. 4.8. Кінематичні схеми кранових механізмів:

а - однокінцевої підйомної лебідки; *б* — механізму переміщення; *Д* - двигун; *Г* - гальмо; *P* - редуктор; *Б* - барабан; *П* - поліспаст; *ГП* - гакова підвіска; *ХХ* - шестерні; *а* - водила; *17* - канат; *18* - підвіска; *19* - гак; *20* - електродвигун підйому вантажу; *22* - електродвигун переміщення візка; *23, 24* - шестерні; *25* - коток; *26* - монорейка

Кранові двигуни повинні мати велику перевантажувальну здатність, щоб забезпечити: 1) достатній механічний момент при розгоні; 2) необхідний пусковий момент для подолання короточасних механічних перевантажень, що виникають при відриві вантажів.

Механічні характеристики електроприводів кранових механізмів повинні відповідати вимогам технологічних операцій, що виконує кран:

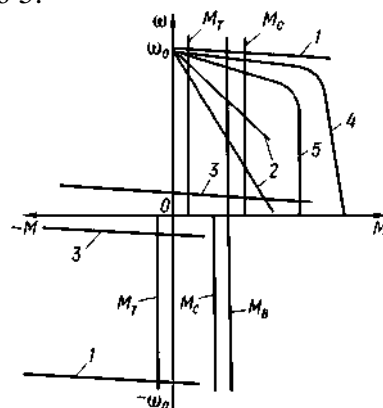
а) для підйому і опускання вантажів з високою швидкістю характеристики 1 повинні бути жорсткими (див. рис. 4.9);

б) плавний пуск двигуна при реостатному керуванні та роботу на проміжних швидкостях забезпечують м'які характеристики 2;

в) для доводок вантажів при підйомі або спуску з наступною точною зупинкою характеристики 3 повинні бути жорсткими при малих швидкостях;

г) для привода механізмів, що працюють з різними перевантаженнями, наприклад грейферних, використовуються приводи з екскаваторною характеристикою 4;

д) у ряді випадків для механізмів переміщення основною вимогою до механічних характеристик електропривода є підтримання постійного прискорення при розгоні, що забезпечується характеристикою 5.



Механічні характеристики електроприводів кранових механізмів

За розглянутими графіками можна вибрати тип привода для забезпечення потрібного набору характеристик. Набори 1 і 2 забезпечуються асинхронним електродвигуном з фазним ротором при реостатному регулюванні роторного кола. Характеристики 1, 2 і 3 мають приводи з двигуном по-

стійного струму паралельного збудження при реостатному регулюванні (2) та шунтуванні якоря (3). Набори 1, 3, 4 забезпечують складні приводи, наприклад асинхронний двигун з фазним ротором і дроселями насичення в колі статора, або електропривід постійного струму, що живиться від генератора чи тиристорного перетворювача.

Вантажопідйомні машини працюють у різних умовах навколишнього середовища — запилені, вологих приміщеннях, на відкритому повітрі, в умовах різких змін температури. Для забезпечення високої експлуатаційної надійності це необхідно враховувати при виборі електрообладнання за ступенем захищеності від дії навколишнього середовища.

ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ

Вихідними даними для вибору електропривода кранових механізмів є: вантажопідйомність, робоча швидкість вантажу, допустиме прискорення, число вмикань за годину, тривалість вмикання, кінематична схема і маса механічного обладнання, використання за вантажопідйомністю і часом, діапазон регулювання швидкості і необхідна жорсткість характеристики (особливо при посадці вантажу), умови навколишнього середовища.

Із теорії електропривода відомо, що електродвигун за потужністю вибирається в кілька етапів. Спочатку за навантажувальною діаграмою робочої машини вибирається двигун, а потім перевіряється методом середніх втрат або еквівалентних величин. При попередньому виборі слід враховувати особливості конкретного механізму. Для кранових механізмів найхарактернішими є три випадки попереднього вибору двигуна:

1. Цикл роботи механізму заданий, причому динамічні навантаження мають незначний вплив на нагрівання двигуна.

2. Цикл роботи механізму заданий і відомо, що динамічні навантаження суттєво впливають на нагрівання двигуна.

3. Цикл роботи механізму завданням не визначений.

Перший випадок характерний для механізмів з малими інерційними масами — однокінцевих підйомних і тягових лебідок. Вплив динамічних навантажень на нагрівання двигуна можна визначити шляхом порівняння тривалості пуску $t_{\text{п}}$ з тривалістю усталеного режиму $t_{\text{у}}$. Якщо $t_{\text{п}} \ll t_{\text{у}}$, потужність двигуна можна вибрати за навантажувальною діаграмою виконавчого механізму.

Наприклад, за діаграмою, наведеною на рис. 4.11, знаходять еквівалентний момент навантаження:

$$M_{\text{с.е}} = \sqrt{\frac{M_{\text{с.п}}^2 t_{\text{п}} + M_{\text{с.оп}}^2 t_{\text{оп}}}{t_{\text{п}} + t_{\text{оп}}}}, \quad (4.30)$$

де $M_{\text{сп}}, M_{\text{соп}}$ - моменти статичних опорів відповідно при підніманні і опусканні вантажу, $H \cdot m$; $J_{\text{п}}, J_{\text{оп}}$ - тривалість часу відповідно піднімання і опускання, с.

Фактична відносна тривалість вмикання $TВ_{\text{ф}}, \%$, становить

$$TВ_{\text{ф}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{оп}}}{t_{\text{п}} + t_{\text{оп}} + t_{\text{о1}} + t_{\text{о2}}} \cdot 100, \quad (4.31)$$

де $J_{\text{о1}}, J_{\text{о2}}$ — тривалість пауз, с.

Зведені до вала двигуна моменти статичних опорів

$M_{\text{с}}, H \cdot m$, дорівнюють:

а) при підніманні вантажу

$$M_c = \frac{9,81(m + m_0)D_6}{2i\eta}, \quad (4.32)$$

б) при опусканні вантажу

$$M_c = \frac{9,81(m + m_0)D_6\eta}{2i}, \quad (4.33)$$

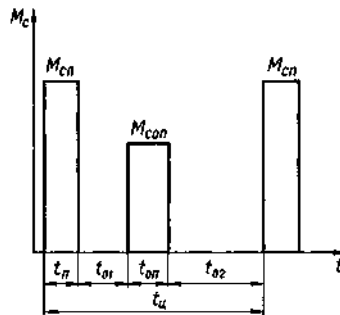


Рис. 4.11. Навантажувальна діаграма підйомного механізму крана

де t , t_0 - відповідно маса вантажу і вантажозахватних пристроїв, кг; D_6 - діаметр барабана, м; i - передаточне число редуктора і поліспасти; z - ККД підйомного механізму.

При горизонтальному переміщенні зведений момент статичних опорів визначається за виразом

$$M_c = \frac{9,81k(m + m_1)(\mu + fr)}{i\eta}, \quad (4.34)$$

109

де k - коефіцієнт, що враховує тертя реборд коліс об рейки; t - маса вантажу, кг; t_1 - маса механізму, що переміщу-

ється, включаючи t_0 , кг; μ - коефіцієнт тертя кочення ходових коліс візка об рейки, м.

Залежно від діаметра ходового колеса, його матеріалу та типу рейки $\mu = (0,3 - 1,4)10^{-3}$ м; g - радіус шийки осі колеса, м; f - коефіцієнт тертя в підшипниках (0,08 для підшипників ковзання, 0,01 - 0,02 - для підшипників кочення); i - передаточне число механізму переміщення; z - ККД механізму переміщення.

Якщо підйомно-транспортний механізм рухається по похилому шляху і сприймає вітрові навантаження, то момент на валу двигуна становить

$$M_c = \frac{9,81(m + m_1)(\mu + fr)}{i\eta} (\sin \alpha + k \cos \alpha) + \frac{F(S_M + S_B)R}{i\eta}, \quad (4.35)$$

де α - кут уклону колії до горизонту, град; F - питоме вітрове навантаження, Н/м²; S_M , S_B - площі підвітряних сторін відповідно машини і вантажу, м²; R - радіус ходового колеса, м. Необхідна потужність двигуна визначається за виразом

$$P_{дв} = K_3 M_c \omega_{дв}, \quad (4.36)$$

де $K_3 = 1,1 - 1,5$ - коефіцієнт запасу, що враховує вплив динамічних навантажень. Величина K_3 залежить від відношення $t_п/t_y$. Із збільшенням $t_п/t_y$ коефіцієнт K збільшують орієнтовно, враховуючи, що при $t_п/t_y < 0,05$ слід брати менше значення, а при $t_п/t_y > 0,2 - 0,3$ - більше;

щ ω - кутова швидкість обертання двигуна, рад/с, що ви-

значається за формулою

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{2v_{\text{р}}^i}{D_{\text{б}}}, \quad (4.37)$$

де $v_{\text{р}}$ - робоча швидкість вантажу, м/с.

З каталогу вибирається двигун за умовами:

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{дв.ном}} &\geq P_{\text{дв}} \\ \text{ТВ}_{\text{ст}} &\geq \text{ТВ}_{\text{ф}} \end{aligned} \right\}, \quad (4.38)$$

де $\text{ТВ}_{\text{ст}}$ — стандартна тривалість вмикання вибраного двигуна, %.

При значній різниці між $\text{ТВ}_{\text{ст}}$ і $\text{ТВ}_{\text{ф}}$ потужність двигуна вибирають за виразом

$$P_{\text{дв.ном}} \geq P_{\text{дв}} \sqrt{\frac{\text{ТВ}_{\text{ф}}}{\text{ТВ}_{\text{ст}}}}. \quad (4.39)$$

Вибраний електродвигун перевіряється на нагрівання під час пуску одним із відомих з курсу теорії електропривода методів, а також на перевантажувальну здатність за умовою

$$M_{\text{max}} = M_{\text{ст1}} + M_{\text{дин}} \leq M_{\text{доп}}, \quad (4.40)$$

де $M_{\text{ст1}}$ — найбільший момент статичного навантаження за навантажувальною діаграмою, зведений до вала електродвигуна, Н · м; $M_{\text{дин}}$ — динамічний момент при пуску, Н · м;

$M_{\text{доп}}$ — допустимий момент короточасного перевантаження двигуна Н · м.

Динамічний момент при пуску створюється двома складовими — моментом інерції мас, що рухаються поступально, і тих, що обертаються:

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{дин.пос}} + M_{\text{дин.об}} = \frac{\sum m D_{\text{б}}^{\omega_{\text{дв}}}}{2i^2 t_{\text{п}} \eta} + \frac{J_{\text{зв}}^{\omega_{\text{дв}}}}{t_{\text{п}}}, \quad (4.41)$$

де $\sum m$ — сума мас, що рухаються поступально, кг; $t_{\text{п}}$ — час пуску двигуна до усталеної швидкості, с; $J_{\text{зв}}$ — зведений до вала двигуна момент інерції вузлів, що обертаються, кг · м².

Вибраний двигун перевіряється також на допустиме прискорення:

$$a_{\text{доп}} \geq \frac{v_{\text{р}}}{t_{\text{п}}}, \quad (4.42)$$

де $a_{\text{доп}}$ — допустиме прискорення, що при легкому і середньому режимах не перевищує 0,15 м/с², а при важкому — 0,35 м/с².

Другий випадок характерний для механізмів з великими інерційними масами — важких і швидкохідних механізмів переміщення і повороту, але може бути і в інших випадках при великій частоті вмикань. При цьому для попереднього вибору необхідно побудувати навантажувальну діаграму двигуна, задавшись його моментом інерції по аналогії з діючими установками. Якщо $J_{\text{дв}} \ll J_{\text{мех}}$, помилка в значенні $J_{\text{дв}}$ суттєво не вплине на вірність вибору і, крім того, необхідні уточнення дасть наступний перевірений розрахунок.

Третій випадок характерний для механізмів універсального призначення, для яких побудувати конкретний цикл роботи важко. Наприклад, для механізмів мостового крана невеликої вантажопідйомності, який може використовуватися в різних виробничих приміщеннях. Основою для вибору двигуна в таких випадках може бути розрахунковий цикл, при якому на першій робочій ділянці $t_{\text{р1}}$ двигун працює з максимальним навантаженням $M_{\text{с1}}$, а на другій $t_{\text{р2}}$ - з мінімальним $M_{\text{с2}}$. Якщо допустити, що $t_{\text{р1}} = t_{\text{р2}}$ і відомо, що

вплив динамічних навантажень на нагрівання двигуна невеликий, можна знайти еквівалентний за нагріванням момент навантаження за формулою

$$M_{\text{е}} = \sqrt{\frac{M_{\text{с1}}^2 + M_{\text{с2}}^2}{2}}. \quad (4.43)$$

Потрібна потужність двигуна при відомій робочій швидкості $v_{\text{р}}$ становить

$$P_{\text{дв}} = k_3 M_c \omega_p. \quad (4.44)$$

Орієнтовно тривалість роботи, s , можна визначити, якщо відомий режим роботи механізму, з рівняння

$$t_{p1} = t_{p2} = \frac{3600 T_{B_{\text{ст}}}}{h 100}, \quad (4.45)$$

де h - кількість вмикань за годину; $T_{B_{\text{ст}}}$ - стандартна кількість вмикань для даного режиму роботи.

Промисловість виготовляє ряд серій електродвигунів для привода кранових механізмів:

- двигуни постійного струму серії Д потужністю від 2,5 до 185 кВт при $T_B = 40\%$. Двигуни мають широкий діапазон регулювання швидкості обертання, допустиму кількість вмикань за годину до 2000, перевантажувальну здатність по струму до $3I_{\text{ном}}$ та відносно малий момент інерції якоря;

- асинхронні кранові одношвидкісні з короткозамкненим ротором серії МТКФ потужністю 1,4 - 22 кВт при $T_B = 40\%$;

- асинхронні дво- і тришвидкісні серії МТКФ з числом полюсів 4/12, 4/24, і 4/8/24 номінальною потужністю від 4 до 45 кВт при $T_B = 25\%$;

- асинхронні з фазним ротором серії МТФ шести- і восьмиполюсні номінальною потужністю від 1,4 до 22 кВт при $T_B = 40\%$;

- асинхронні з короткозамкненим і фазним ротором серії 4МТ, чотири-, шести- і восьмиполюсні з номінальними потужностями 5,5 - 35 кВт при $T_B = 40\%$.

Характерною особливістю двигунів з короткозамкненим ротором є те, що кратність пускового і максимального моментів рівні між собою і знаходяться в межах від 1,8 до 2,8. Для зменшення втрат потужності в обмотках статора у перехідних режимах двигуни мають підвищене номінальне ковзання. З метою зниження моменту інерції ротори подовжені зі зменшеним діаметром.

Для привода кран-балок і талів використовують спеціальні вбудовані трифазні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором типу АИРВС100А4УУ1.1 та АИРВС100В12/4УУ1.1. Двигуни мають підвищене ковзання та вбудоване електромагнітне гальмо, яке стопорить ротор після вимикання двигуна з мережі.

АВТОМАТИЗАЦІЯ КРАНОВИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДІВ

Електрообладнання кранів повинно забезпечувати надійну високопродуктивну і безпечну роботу. Системи керування передбачають:

- реверсивне керування електродвигунами;
- регулювання швидкості обертання в заданих межах;
- електромеханічне гальмування при зупинках;
- електричне гальмування при роботі на опускання вантажу;
- обмеження ходу вантажозахватного пристрою вгору та пересування моста і візка в обидва боки;
- нульове блокування кіл керування;
- електричні блокування, що запобігають невірному вмиканню апаратів;
- захист від коротких замикань і перевантажень максимальними струмовими реле. У приводах кран-балок і талів передбачають захист тільки від коротких замикань автоматичними вимикачами.

Усі кранові механізми обладнуються гальмами закритого типу, що діють при вимиканні живлення двигуна. Всі не струмоведучі металеві частини електрообладнання повинні бути електрично з'єднані з металевою фермою крана, а та, в свою чергу, — з заземлюючим контуром через підкранові рейки.

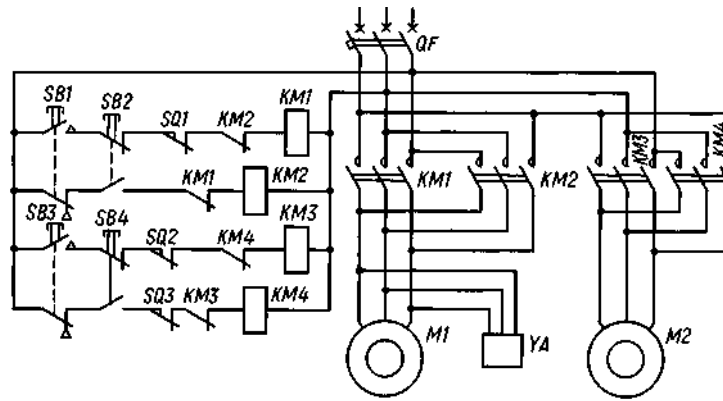


Схема керування електродвигуном талі

Електродвигунами талів і кран-балок керують за допомогою реверсивних магнітних пускачів і пускових кнопок, підвішених на гнучкому броньованому кабелі. Напруга до контактів контакторів підйому KM1 (рис. 4.12), спуску KM2, переміщення вперед і назад KM3, KM4 і до кола керування підводиться через автоматичний вимикач QF і кабель або контактні проводи. Для підйому вантажу натискають на кнопку SB1, для спуску — на кнопку SB2. При цьому спрацьовує контактор KM1 або KM2 і електромагніт YA гальма. Гальмо розстопорює ротор двигуна, який починає обертатися. Після відпускання кнопки контактор вимикається і ротор двигуна гальмується. При натисканні на кнопки SB3 або SB4 таль рухається вліво або вправо. Рух підйомного пристрою вгору обмежується кінцевим вимикачем SQ1, рух талі вліво або вправо — кінцевими вимикачами SQ2 або SQ3. Блокування контакторів реверсивних пускачів здійснюється двоконтактними кнопками керування, допоміжними розмикаючими контактами контакторів та пристроями механічного блокування пускачів. Замикаючі контакти пускових кнопок не шунтують відповідними замикаючими контактами контакторів, щоб запобігти роботі талі після відпускання оператором підвісної кнопкової станції.

Керування механізмами підйомних кранів здійснюють за допомогою силових контролерів або командоконтролерів.

ЕЛЕКТРОПРИВІД І АВТОМАТИЗАЦІЯ КОРМОПРИГОТУВАЛЬНИХ МАШИН ТА АГРЕГАТІВ

Підготовка кормів до згодовування складається з таких операцій: очищення від бруду, металевих та інших механічних домішок, подрібнення, термічної і хімічної обробки, пресування, приготування кормових сумішей.

Кормоприготування — найбільш енергоємний і трудомісткий процес на тваринницьких фермах. Так, питомі витрати електроенергії на переробку 1 т кормів знаходяться в межах 1,2 – 2 кВт · год/т при змішуванні кормів, 5 – 22 кВт · год/т при подрібненні і 86 – 100 кВт · год/т при приготуванні трав'яного борошна.

Велика кількість типів і видів кормоприготувальних машин зумовлює різноманітність їх привідних характеристик. Проте залежно від типу робочого органу машини поділяють на кілька груп, в межах яких привідні характеристики дещо подібні.

До *першої групи* відносять машини, що розділяють оброблюваний матеріал на частини за принципом різання (ножові подрібнювачі); різання, перетирання і розбивання (ножові млини); розбивання і перетирання (дезінтегратори і дис-мембратори); різання і роздавлювання (пастовиготовлювачі); розбивання, перетирання та сколювання (роторні дробарки, дискові відцентрові млини, молоткові дробарки). Умовно назвемо ці машини

подрібнювачами кормів.

До *другої групи* — машини, що працюють за принципом роздавлювання та сколювання матеріалу між двома поверхнями (плющилки, вальцові дробарки, зернові млини).

До *третьої групи* — машини з пресувальними робочими органами (гранулятори та брикетувальні машини). До *четвертої групи* — змішувачі кормів.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ПОДРІБНЮВАЧІВ КОРМІВ

Електропривід подрібнювачів кормів має ряд суттєвих особливостей, які слід враховувати при його проектуванні та експлуатації.

1. Значні споживані потужності. Встановлена потужність електродвигунів на дробарках сягає 132 – 160 кВт, пресів-грануляторів — 37 – 75 кВт, агрегату АВМ-5 — 726 кВт.

2. Випадковий характер навантаження, широкі межі коливання споживаної потужності, викликані неоднорідністю оброблюваного продукту та ручним завантаженням. Це утруднює роботу апаратів захисту, що діє неузгоджено з процесом нагрівання двигунів.

3. Необхідність безперервного або періодичного контролю струму навантаження двигуна. Це дає можливість зменшити перевантаження і недовантаження, завдяки чому знижується питома витрата електроенергії. З метою контролю струму в електроприводах подрібнювачів передбачають індикатори навантаження — спеціальні перевантажувальні амперметри з нерівномірною шкалою, проградуєваною в процентах від номінального струму.

4. Великі моменти інерції робочих органів привідних машин і, як наслідок, великі коефіцієнти інерції системи. Цим спричиняється значний час пуску електропривода і виникає загроза перегрівання двигуна. Для зменшення часу пуску двигунів споживачу трансформаторну підстанцію встановлюють поблизу кормоцеху або кормоприготувального агрегату та збільшують переріз проводів лінії живлення. З метою зниження втрат енергії в двигуні під час пуску передбачають схему пуску з перемиканням обмоток статора із “зірки” на “трикутник”.

5. Порівняно малий момент зрушення робочих органів кормоприготувальних машин ($M_c \leq 0,2M_{c,ном}$).

6. Неможливість пуску з заповненою робочою камерою. Тому алгоритмом керування повинно бути передбачено спорожнення робочої камери перед зупинкою машини, а також встановлення засувки на шляху перероблюваного продукту.

ПРИВІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДРІБНЮВАЧІВ КОРМІВ

Швидкість різання, що прямо пропорційно залежить від швидкості обертання робочого органу, є основним фактором, що впливає на продуктивність машини, якість одержуваного продукту та енергоємність процесу. При низьких швидкостях обертання продуктивність мала, а крупність подрібнення занадто велика. І навпаки, занадто великі швидкості обертання робочого органу не дають пропорційного підвищення продуктивності, зате погіршується якість продукту: у соковитих кормах з'являється мезга, а у дерті збільшується вміст неякісної пилової фракції та зростають енерговитрати.

електропривід повинен забезпечувати стабільність швидкості обертання робочих органів навіть в умовах ручного завантаження, коли навантаження на валу двигуна змінюється у значних межах. Необхідну стабільність забезпечують асинхронні двигуни з нормальною механічною характеристикою.

Робочі органи подрібнювачів кормів (ножовий барабан, молотковий ротор та ін.) при обертанні створюють досить потужний повітряний потік, на який витрачається до 40 – 60 % споживаної потужності. Тому механічна характеристика на холостому ходу вентилятора або близька до неї. Тобто у рівнянні (1.3) показник степеня $x = 1,6 - 2$.

Момент статичних опорів на холостому ході молоткових подрібнювачів визначається з виразу

$$M_{c.x} = M_{c.в} + M_{c.т} = (1,1 - 1,2)M_{c.в}, \quad (5.1)$$

де $M_{c.в}$ — момент статичного опору повітряного потоку; $M_{c.т}$ — момент опорів тертя. При відомих розмірах молоткового ротора $M_{c.в}$ знаходять за формулою

$$M_{c.в} = (A_{л} F_{м} R_{с}^3 \alpha_{б} + B_{л} F_{вт} R_{п}^3) \omega^2 \gamma_{п}, \quad (5.2)$$

де $A_{л}$ та $B_{л}$ — коефіцієнти відповідно лобового опору молотків та розпірних втулок. За експериментальними даними $A_{л} = 0,55 - 0,65$; $B_{л} = 0,15 - 0,2$; $F_{м}$ — лобова площа молотків, м²; $F_{вт}$ — лобова площа втулок, м²; $R_{с}$ — радіус барабана по центрах мас молотків, м; $R_{п}$ — радіус барабана по осях підвісу молотків, м; ω — кутова швидкість ротора, рад/с; $\gamma_{п}$ — густина повітря, кг/м³.

Режим роботи подрібнювачів тривалий, із змінним навантаженням. Навантажувальні діаграми мають випадковий характер. Зміна навантаження в часі залежить від ступеня однорідності та величини подачі перероблюваного продукту на подрібнювальний барабан. У машин з ручним завантаженням навантажувальна діаграма має різкозмінний характер (рис. 5.6). Різні коливання навантаження спричиняють до зміни швидкості обертання барабана, внаслідок чого знижується продуктивність, погіршується якість вихідного продукту (особливо у зернодробарок), збільшуються енерговитрати. Для вирівнювання навантаження на двигун використовують регулятори. Останні регулюють завантаження у функції струму, ковзання або моменту (див. рис. 5.5, в).

Потужність, споживана подрібнювачами кормів, витрачається на подрібнення матеріалу P_1 , привід механізму подачі

P_2 , холостий хід машини P_x і дорівнює

$$P_{\text{маш}} = P_1 + P_2 + P_x. \quad (5.7)$$

Потужність подрібнення P_1 , кВт, знаходять за виразом

$$P_1 = Q A_{\text{под}}, \quad (5.8)$$

де Q — продуктивність машини, кг/с.

126

Робота $A_{\text{под}}$, кДж/кг, яка затрачується на подрібнення матеріалу, визначається з основного закону подрібнення

$$A_{\text{под}} = C_{\text{пр}} [C_v \lg \lambda^3 + C_s (\lambda - 1)], \quad (5.9)$$

де $C_{\text{пр}}$ — дослідний коефіцієнт, що враховує вплив способу подрібнення, змінні характеристики матеріалу (вологість, в'язкість тощо), конструктивні особливості машини; C_s —

коефіцієнт, що характеризує роботу, затрачувану на створення нових поверхонь при подрібненні 1 кг матеріалу, кДж/кг; C_v — коефіцієнт, що характеризує роботу пружних деформацій матеріалу при вибраному методі механічного навантаження, кДж/кг; λ — ступінь подрібнення матеріалу.

Потужність різання P_p , Вт, для соломосилосорізок з дисковим різальним апаратом визначається за формулою

$$P_p = F v_{б}, \quad (5.11)$$

де F — зусилля різання, Н; $v_{б}$ — швидкість ножа барабана, м/с.

За відомими розмірами живильника і параметрами різального апарату зусилля різання знаходять так:

$$F = q \frac{a}{\sin x}, \quad (5.12)$$

де q - питоме зусилля, достатнє для збудження процесу різання. Для грубих кормів становить 14 - 20 кН/м, для зелених - приблизно на порядок нижче; α - кут защемлення різального апарата ($\alpha = 20-50^\circ$); a - висота горловини живильника, м.

Для соломосилосорізок з подрібнювальними апаратами барабанного типу потужність різання P_p , кВт, можна знайти з виразу

$$P_p = \frac{\pi q \Delta S R_6 n_6}{30}, \quad (5.13)$$

де q - питоме зусилля, кН/м (для соломи - 3,5 - 9; трави - 3 - 6; листостеблової маси соняшника - 6 - 10); ΔS - довжина активної частини леза ножа, м; R_6 - радіус

барабана, м; n_6 - частота обертання барабана, об/хв.

Потужність подачі P_2 залежить від типу живильника та виду оброблюваного матеріалу. Експериментально встановлено, що потужність для привода живильників приблизно дорівнює 1/3 потужності різання. У багатьох подрібнюваних машинах механізм подачі приводиться в дію від окремого двигуна, тому для них у формулі (5.7) потужність $P_2 = 0$.

Потужність холостого ходу P_x , Вт, визначають із рівняння

$$P_x = M_{c.x} \omega_{ном}, \quad (5.14)$$

де $M_{c.x}$ — момент холостого ходу, Н · м, при номінальній швидкості обертання $\omega_{ном}$, рад/с.

Робочі органи подрібнювачів кормів мають досить значний момент інерції, внаслідок чого тривалість пуску машини досягає кількох десятків секунд. Для поліпшення умов пуску робочі органи комплектують електродвигунами з підвищеним пусковим моментом.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ПОДРІБНЮВАЧІВ КОРМІВ

Керування електроприводами подрібнювачів виконується за різними схемами: від найпростіших за допомогою ручних пускачів типу ПНВ або ПНВС, що використовуються у малопотужних машинах і призначених для домашнього господарства, до складних схем керування з автоматизацією завантаження двигуна.

Алгоритмами керування передбачають автоматизацію таких процесів:

- пуск електродвигуна;
- контроль рівня продуктів у бункерах;
- регулювання завантаження двигуна дробарки;
- необхідні блокування - механічні та електричні;
- надійний захист всіх елементів привода;

сигналізація про стан елементів привода.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ВАЛЬЦЬОВИХ МАШИН

Вальцьові машини використовуються в агрегатах для переробки зерна фуражних і продовольчих культур (вівса, кукурудзи, гороху, ячменю, пшениці та ін.).

Робочими органами вальцьових машин є два циліндричних вальці однакового діаметра, що обертаються в протилежних напрямках назустріч один одному з різними або однаковими коловими швидкостями. Поверхні вальців бувають гладенькими або рифленими. Гладенькі вальці, що обертаються з однаковою швидкістю, діють на зерно за принципом чистого стискання. Такі вальці використовують у плющил-ках для виготовлення пластівців із свіжозібраного зерна підвищеної вологості або сухого зерна, підданого волого-тепловій обробці.

Вальці з нарізними або гладенькими поверхнями, що обертаються з різними швидкостями, піддають зерно дії складної деформації - стиску і зсуву. Продукти подрібнення харак-

теризуються високою рівномірністю з мінімальною кількістю пилової фракції. Такі вальці використовують у дробарках і вальцьових млинах.

Конструктивно вальцьові машини розрізняють: за кількістю пар вальців - з однією або двома парами; за характерними розмірами - діаметром і довжиною вальців.

Продуктивність однієї пари вальців Q , кг/с, визначається за пропускною здатністю робочого зазору:

$$Q = \Delta L v_3 \gamma \epsilon, \quad (5.18)$$

де Δ - робочий зазор між вальцями, м; L - довжина вальців, м; v_3 - середня швидкість зерна в зоні подрібнення, м/с; γ - об'ємна маса продукту, кг/м³; ϵ - коефіцієнт, що

враховує ступінь заповнення зерном робочого зазору, а також можливе ковзання продукту.

Середня швидкість зерна v_3 визначається з виразу:

$$v_3 = \frac{v_{\text{ш}} + v_{\text{т}}}{2}, \quad (5.19)$$

де $v_{\text{ш}}$, $v_{\text{т}}$ - колові швидкості обертання відповідно швидко- і тихохідного вальців, м/с.

З виразу (5.18) витікає, що продуктивність машини лінійно залежить від швидкості обертання вальців. Але при значному збільшенні швидкості погіршується затягування зерна між вальці і продуктивність зменшується. Встановлено, що оптимальна швидкість робочої поверхні швидкохідного вальця 5 - 10 м/с, а тихохідного - 2 - 7 м/с.

Крупність подрібнення вальцьових дробарок залежить від диференціала швидкості K ($K = v_{\text{ш}} / v_{\text{т}}$), робочого зазору між вальцями Δ та діаметра вальців.

Привід кожного вальця в більшості випадків здійснюється індивідуально від електродвигуна через клинопасову передачу. У вальцьових млинах швидкохідний валець приводиться в дію від електродвигуна через клинопасову передачу, а тихохідний - від швидкохідного вальця через пару косозубих шестерень.

Зведений до вала електродвигуна момент інерції вальця наближено визначається з виразу

$$J_{\text{зв}} = (1,1 - 1,2) J_{\text{в}} / i^2, \quad (5.20)$$

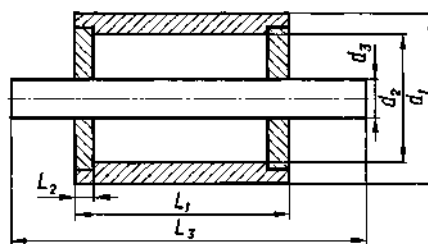
де J - момент інерції вальця, кг/м²; i - передаточне число.

Коефіцієнт (1,1 - 1,2) враховує момент інерції елементів передачі.

Валець має форму порожнистого циліндра (рис. 5.13), його момент інерції можна знайти за формулою

$$J_{\text{в}} = \pi \gamma \left[\frac{L_1 (d_1^2 - d_2^2)^2 + 2L_2 (d_2^2 - d_3^2)^2 + L_3 d_3^4}{32} \right], \quad (5.21)$$

де γ — густина сталі, кг/м³; d_1 - зовнішній діаметр вальця, м; d_2 - внутрішній діаметр вальця, м; d_3 - діаметр вала, м; L_1 - довжина вальця, м; L_2 - товщина маточини, м; L_3 - довжина вала, м.



Схематичний розріз вальця плющилки

Алгоритмом керування вальцьовими машинами передбачають запуск вальців без навантаження, а після їх розгону до усталеної швидкості - подачу зерна. Момент статичних опорів вальців, що обертаються вхолосту, зумовлюється в основному си-лами тертя,

практично не залежить від швидкості обертання і знаходиться в межах 4 - 7 % від моменту при номінальному завантаженні.

Режим роботи електроприводів вальців тривалий із змінним навантаженням. Навантажувальна діаграма $P = f(t)$ має випадковий характер. Причому через неоднорідність подрібнюваного матеріалу та нерівномірність подачі можливі значні коливання навантаження, в тому числі і перевантаження.

Середня потужність, споживана одним вальцем на переробку матеріалу, орієнтовно визначається залежно від довжини вальця:

(5.22)

де δ' - питома потужність, $P = \delta' L_1$, віднесена до одиниці довжини вальця, кВт/м, ($\delta' = 15 - 24$ кВт/м); L_1 - довжина вальця, м.

При відомій продуктивності пари вальців Q , т/год, потужність P , кВт, необхідну для привода одного вальця, можна знайти також через питому енергоємність процесу q , кВт · год/т:

$$P = Qq. \quad (5.23)$$

Експериментально визначено, що для плющилок $q = 3 - 5$

кВт · год/т, дробарок і млинів - 6 - 7 кВт · год/т. З наведеного видно, що енергоємність процесу досить висока. Причому при спрацюванні рифлів по висоті продуктивність машини знижується, внаслідок чого питома енергоємність зростає.

ЕЛЕКТРОПРИВІД МАШИН ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ КОРМІВ

Найпоширенішими стаціонарними установками для пресування кормів є комплекти обладнання для гранулювання і брикетування кормів.

Головною машиною в комплекті обладнання для гранулювання і брикетування є брикетний прес або гранулятор. За принципом дії вони бувають вальцові, шнекові, плунжерні та матричні. Найрозповсюдженішими є матричні робочі органи, які складаються з матриці з пресувальними каналами і пресувальних вальців. Процес ущільнення в такому робочому органі відбувається так (рис. 5.15, а). У робочу зону, створену внутрішньою поверхнею матриці 2 і зовнішньою поверхнею вальця 5, подається матеріал 1, який спочатку стискається, а потім вдавлюється в канали 4. При їх заповненні опір просуванню матеріалу зростає, у зв'язку з чим тиск пресування збільшується і досягає максимального значення при повністю заповнених каналах. Коли тиск пресування дорівнюватиме силі тертя спресованого матеріалу об стінки каналів, він виштовхується. При зустрічі з ножом 3 пресований матеріал розділяється на окремі гранули або брикети.

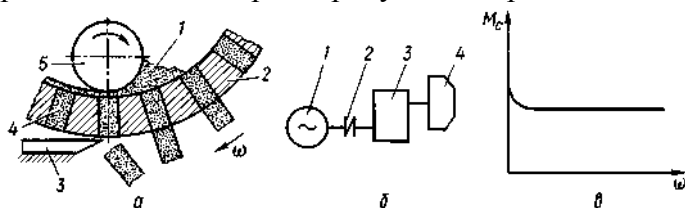


Рис. 5.15. Привідні характеристики преса-гранулятора:

а — технологічна схема: 1 — корм; 2 — матриця; 3 — ніж; 4 — канал; 5 — валець; б — кінематична схема: 1 — електродвигун; 2 — муфта; 3 — редуктор; 4 — матриця; в — механічна характеристика

Привід матриці 4 (рис. 5.15, б) здійснюється від асинхронного електродвигуна 1 через еластичну муфту 2 та двоступінчастий циліндричний редуктор 3.

Технологія пресування вимагає, щоб спресовані корми знаходились в каналі матриці протягом 20 – 40 с. За цей час у спресованому матеріалі в основному завершується релаксація внутрішніх напруг, внаслідок чого щільність і міцність гранул або брикетів залишаються

високими. Таким чином, максимальна частота обертання матриці обмежується міцністю гранул, що виходять з її каналів. Мінімальна частота обертання повинна забезпечувати найкращий захват матеріалу і безперебійне надходження його до вальців, особливо при вертикальних матрицях. Звідси виходить, що електропривід повинен забезпечувати стабільну швидкість обертання матриці навіть при зміні подачі вихідного матеріалу та його технологічних характеристик. Таким вимогам задовольняють асинхронні електродвигуни, в яких механічна характеристика в робочій частині досить жорстка.

Для запобігання поломки деталей преси запускають при очищених від залишків корму камерах, тобто вхолосту. При цьому основними опорами є сили тертя, а механічна характеристика має вигляд, наведений на рис. 5.15, в. Момент зрушення не перевищує номінального моменту машини.

Частота обертання робочих органів преса невисока, тому зведений до вала електродвигуна момент інерції системи визначається в основному моментом інерції його ротора.

Цим пояснюється те, що час запуску електродвигуна триває кілька секунд, а ступінь його нагрівання під час пуску невисокий. Але оскільки двигуни привода пресів мають велику потужність, то для обмеження пускових струмів їх часто запускають з перемиканням обмоток із “зірки” на “трикутник”.

Режим роботи двигунів тривалий, із змінним навантаженням. Зусилля, які виникають у пресувальних органах, зумовлюються багатьма факторами, що можуть змінювати свій вплив протягом роботи машини (кількість і склад вихідного матеріалу, його вологість, температура матриці та вальців тощо). Тому навантаження на валу двигуна коливається в значних межах, включаючи і перевантаження. З метою захисту електродвигуна від перегрівання схемою керування передбачають захисні апарати та амперметр для візуального контролю навантаження. За його показниками оператор регулює подачу матеріалу на пресування. Крім того, у конструкції привода преса передбачена зрізна шпилька. При різких перевантаженнях преса остання зрізується, внаслідок чого розмикається контакт кінцевого вимикача, який подає команду на зупинку агрегату.

Продуктивність преса з кільцевою матрицею, яка обертається, визначається за виразом

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \gamma k z n \beta_0 k_B, \quad (5.24)$$

де d_0 - діаметр гранули, м; l - довжина гранули, м; γ - об'ємна маса гранул, кг/м³; k - кількість пресувальних вальців; z - кількість отворів у матриці; n - частота обертання матриці, об/с; β_0 - коефіцієнт буксування вальця ($\beta_0 = 0,80 - 0,95$); k_B - коефіцієнт використання площі “живого” перерізу матриці ($k_B = 0,6 - 0,9$).

Потужність привода пресів можна визначити за методиками, наведеними у спеціальній літературі. Наближено потужність визначають через питому енергоємність процесу:

$$P = Qq, \quad (5.25)$$

де Q - продуктивність машини, кг/с.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ЗМІШУВАЧІВ КОРМІВ

Змішування компонентів корму є завершальною операцією приготування кормових сумішей. Для цього використовують змішувачі порційної або неперервної дії. У подрібнювачах-змішувачах процес змішування суміщений з подрібненням одного або кількох компонентів.

За *призначенням* установки поділяють на змішувачі сухих сипких (комбікормів), розсипних вологих та рідких кормів. За *конструкцією робочих органів* - на шнекові, лопатеві, барабанні, вібраційні, комбіновані. Для змішування рідких кормів застосовують циркуляційні, пневматичні та механічні пристрої. За *організацією робочого процесу* змішувачі поділяють на дві групи: з обертовою та нерухомою камерою-

ми. До першої групи відносять барабанні горизонтальні, вертикальні та похилі змішувачі різного конструктивного виконання. До другої групи належать мішальні змішувачі. Для сипких кормів застосовують шнекові, лопатеві та стрічкові мішалки; для розсипних вологих (стеблових) — шнекові і лопатеві; для рідких — турбінні пропелерні і лопатеві.

Процес змішування кормових матеріалів через специфічні особливості компонентів є складним і маловивченим. Пропоновані режими змішування кормів в основному базуються на експериментальних даних, одержаних на конкретних змішувальних установках у певних умовах.

Переміщення компонентів кормів всередині змішувальної місткості у більшості типів змішувачів пов'язане з використанням сил тертя між робочим органом і змішуваним матеріалом. Продуктивність таких установок прямо пропорційна швидкості руху робочого органу до того моменту, коли сили тертя робочого органу не зрівнюються з силами тертя між компонентами корму. Після цього продуктивність починає зменшуватися, а енергоємність процесу зростає. Тому залежно від в'язкості перемішуваної маси рекомендована певна швидкість робочого органу для досягнення необхідної якості змішування при зміні складу компонентів кормів та продуктивності машини необхідне регулювання швидкості обертання робочих органів.

Продуктивність змішувачів порційної дії Q , кг/с, визначається за виразом

$$Q = \frac{V\beta\gamma_{\text{см}}}{T_{\text{ц}}},$$

де V - об'єм камери змішування, м^3 ; β - коефіцієнт заповнення, що приймається $\beta \leq 0,75$; $T_{\text{ц}}$ - тривалість циклу змішування, с.

Насипну масу сумішей, що готуються, $\gamma_{\text{см}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$, розраховують за формулою

$$\gamma_{\text{см}} = \frac{m_1\gamma_1 + m_2\gamma_2 + \dots + m_n\gamma_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n}, \quad (5.27)$$

де m_1, m_2, \dots, m_n - маса складових компонентів кормосу-міші, кг; $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$ - насипні маси відповідних компонентів, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Тривалість циклу порційних змішувачів поділяється на три складових: час завантаження компонентів $t_{\text{зав}}$, змішування $t_{\text{зм}}$ та вивантаження готової суміші $t_{\text{вив}}$:

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{зав}} + t_{\text{зм}} + t_{\text{вив}}. \quad (5.28)$$

Час завантаження і вивантаження визначається продуктивністю завантажувальних і вивантажувальних конвеєрів (для рідких компонентів - пропускною здатністю трубопроводів та продуктивністю насосів).

Продуктивність змішувачів неперервної дії становить:

$$Q = F_{\text{п}}\beta v_0\gamma_{\text{см}}, \quad (5.29)$$

де $F_{\text{п}}$ - площа поперечного перерізу змішувача, м^2 ; β - коефіцієнт заповнення робочого об'єму, $\beta = 0,2 - 0,4$; v_0 - швидкість осевого переміщення потоку корму, $\text{м}/\text{с}$.

$$v_0 = L_{\text{зм}}t_{\text{зм}},$$

де $L_{\text{зм}}$ - довжина зони змішування, м; $t_{\text{зм}}$ - час змішування, с.

Швидкість обертання робочих органів змішувачів не перевищує кількох десятків обертів за хвилину. Для їх привода використовують тихохідні електродвигуни та різні передачі: клинопасові, ланцюгові, циліндричні та черв'ячні редуктори, мотор-редуктори. Через низьку швидкість робочих органів зведений до вала електродвигуна момент інерції системи "електродвигун — робоча машина" визначається в основному моментом інерції ротора

двигуна. Ця обставина позитивно впливає на зменшення часу перехідних процесів у системі та нагрівання двигуна при пуску.

Момент статичних опорів при запуску змішувачів без навантаження зумовлюється силами тертя в підшипниках та передачах. Оскільки коефіцієнт тертя спокою більший за коефіцієнт тертя руху, то момент зрушення мішалок дещо вищий за момент при русі і механічна характеристика має вигляд (крива 1), наведений на рис. 5.17.

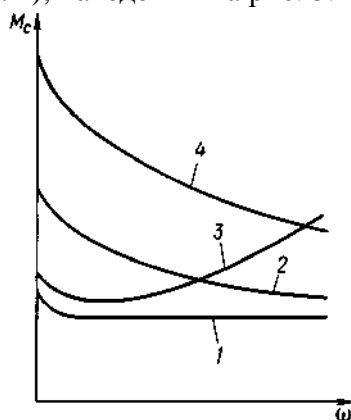


Рис. 5.17. Загальний вигляд ханічних характеристик змішувачів кормів:

1 — при пуску вхолосту; 2 — при пуску змішувача С-12; 3 — при пуску змішувача СКО-Ф; 4 — при пуску повністю завантаженого змішувача

У більшості випадків змішувачі, особливо порційні, запускаються під навантаженням.

Наприклад, згідно з технологічною картою, мішалки змішувача С-12 треба пускати після завантаження корпусу на 1/3 його місткості. У цьому разі характер зміни моменту на валу інший (крива 2). Технологією приготування вологих сумішей із запарюванням у змішувачах типу СКО-Ф передбачається запуск мішалки після заливання в корпус визначеної кількості води. У такому випадку

механічна характеристика (крива 3) мішалки має вентиляторний характер. Таким чином, вигляд механічної характеристики змішувачів при їх нормальному запуску залежить від організації технологічного процесу машини.

Проте при розрахунку електроприводів змішувачів кормів слід передбачати і зупинку робочих органів машини з повністю заповненою місткістю, наприклад при спрацюванні апарата захисту. При цьому момент зрушення мішалок

набагато перевищує момент статичних опорів при номінальній частоті обертання (крива 4). Конкретні залежності визначаються аналітично або експериментально на конкретних машинах при певних видах кормосумішей.

Методики розрахунку потужності, споживаної змішувачами, різноманітні, залежно від типу робочого органа.

Потужність D , кВт, необхідну для привода стрічкового (гвинтового) змішувача, визначають за виразом

$$P = QL(k \cos \alpha + \sin \alpha) 10^{-3}, \quad (5.30)$$

де Q - продуктивність змішувача, кг/с; L - активна довжина мішалки, м; α - кут нахилу вала мішалки до горизонту, град; k - зведений коефіцієнт опору руху кормів по кожуху змішувача (для зерна і комбікормів - 1,2; сирого солоду - 1,5; солі - 2,5; коренеплодів, подрібнених на скибки, шматків м'яса - 8 - 10).

Потужність $P_{л}$, кВт, споживана лопатевою мішалкою, визначається за формулою

$$P_{л} = (F_p v_p + F_o v_o) z_{л} 10^{-3}, \quad (5.31)$$

де F_p - зусилля на лопаті, що надає частинкам корму обертового руху, Н; F_o - зусилля на лопаті, під дією якого частинки корму переміщуються в осьовому напрямку, Н; v_p, v_o - відповідно колова та осьова швидкості переміщення

маси корму, м/с; $z_{л}$ - кількість лопатей, одночасно занурюваних у корм.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ЗМІШУВАЧІВ КОРМІВ

У більшості випадків змішувачі кормів входять до складу потокових ліній приготування кормосумішей. При цьому схеми їх автоматизації розробляють з дотриманням вимог до схем керування потоковими лініями. У випадку автономної роботи змішувача схемами керування передбачають нереверсивне або реверсивне керування двигунами, необхідні механічні та електричні блокування й захист від коротких замикань і перевантажень.

Автоматизація змішувача СКО-Ф-3. До складу комплекту обладнання СКО-Ф-3 входять змішувач, завантажувальний і вивантажувальний конвеєри. Робочі органи змішувача - мішалка, засувка та вивантажувальний шнек - приводяться в дію від окремих електродвигунів.

Система керування виконує такі функції:

- пряме вмикання електродвигунів у мережу;
- вмикання двигуна завантажувального конвеєра *M2* (рис. 5.21) після запуску двигуна мішалки *M1* та автоматичне його вимикання при заповненні місткості кормами;
- автоматичне вимикання двигуна *M4* при досягненні засувкою кінцевих положень;
- блокування, що запобігає відкриванню засувки при вимкненому вивантажувальному конвеєрі;
- автоматичний запуск двигуна вивантажувального шнека *M5* після повного відкривання засувки;
- автоматичне вимикання двигуна мішалки після закінчення заданої витримки часу з сигналізацією;
- блокування, що запобігає вмиканню двигуна мішалки при відкритій кришці оглядового люка;
- захист від коротких замикань і перевантажень;
- захист двигунів мішалки і конвеєрів від перегрівання.

ЕЛЕКТРОПРИВІД ДОЇЛЬНИХ УСТАНОВОК І МАШИН ДЛЯ ПЕРВИННОЇ ОБРОБКИ МОЛОКА

Електропривід вакуум-насосів. Для роботи доїльних апаратів необхідний вакуум, який одержують за допомогою вакуумних насосів. Сучасні доїльні установки комплектуються ротаційними вакуумними насосами УВУ-60/45.

Таким чином, вакуум-насос перетворює механічну енергію на потенціальну енергію тиску (з від'ємним знаком), яка потім перетворюється на кінетичну енергію всмоктування молока з вимені і транспортування його до місця приймання та очищення.

Вакуум-насос з'єднується з електродвигуном за допомогою клинопасової передачі.

Механічна характеристика вакуум-насоса має слабковиявленений вентиляційний характер, а навантажувальна діаграма являє собою незалежний від часу роботи насоса графік, паралельний осі абсцис після пуску. Оскільки доїння корів відбувається протягом 2 год, режим роботи тривалий. Потужність електродвигуна P , Вт, для привода ротаційного вакуум-насоса визначається за формулою

$$P = \frac{Q_n H_n}{\eta_n \eta_n}, \quad (6.1)$$

де Q_n - подача насоса, м³/с; H_n - вакуум, який розвиває насос, Па; η_n - коефіцієнт корисної дії передачі; η_n - коефіцієнт корисної дії вакуум-насоса.

Подача насоса має забезпечити необхідну витрату повітря, яка визначається як сума витрат повітря усіма доїльними апаратами і різних втрат повітря внаслідок нещільності у вакуум-проводі та молокопроводі, просмоктувань крізь доїльні стакани під час надівання їх на дійки, просмоктувань між дійками та сосковою гумою, а також внаслідок спадання

шлангів з кранів.

Подача Q_n , м³/с, ротаційного вакуум-насоса визначається за виразом

$$Q_n = L \left(D - \frac{bz}{\pi} \right) \epsilon \omega \eta, \quad (6.2)$$

де L - довжина ротора, м; D - внутрішній діаметр циліндра, м; b - товщина лопатки, м; z - кількість лопаток ротора; ϵ - ексцентриситет, м; ω - кутова швидкість ротора, 1/с; η - об'ємний ККД, $\eta = 0,75 - 0,8$.

Виходячи з потрібного вакууму і подачі, вибирають потрібну кількість вакуум-насосів з урахуванням резерву.

Під час вибору вакуум-насоса необхідно звертати увагу на його основну характеристику, які відбиває залежність подачі насоса від величини вакууму, а також на забезпечення нормального вакууму у вакуум-проводі.

Електропривід молочних насосів. Молочні насоси призначені для транспортування молока трубопроводами та по технологічній апаратурі, не обладнаній власними напірними пристроями. Для цього використовують відцентрові та діафрагмові насоси. Для в'язких рідин (вершків тощо) використовують шестеренчасті насоси. Їх встановлюють нижче рівня місткості, щоб виключити необхідність заповнення насоса рідиною перед пуском.

Потужність електродвигуна P , Вт, для привода насоса визначають за виразом

$$P = \frac{Q H \gamma}{\eta_m}, \quad (6.3)$$

де Q - подача насоса, м³/с; H - напір, необхідний для подачі молока на певний рівень з урахуванням втрат, м; γ - питома вага рідини, Н/м³; η_m - механічний ККД насоса, $\eta_m = 0,8 - 0,9$ - для поршневих, $\eta_m = 0,1$ - для відцентрових, $\eta_m = 0,5$ - для діафрагмових насосів. Найширше використовують універсальний молочний насос НМУ-6. Він найкраще задовольняє техніко-економічні та гігієнічні вимоги. Насос складається з корпусу із всмоктувальним і нагнітальним патрубками, електродвигуна закритого обдувного виконання потужністю 1,1 кВт і частотою обертання 2880 об/хв. Ротор електродвигуна передає обертання крильчатці насоса. подача води з місткості під вакуумом 0,6 МПа становить від 2 до 6 м³/год за умов напору 1 та 0,6 МПа відповідно. Для вмикання та вимикання насоса молокозбірник доїльної установки оснащений автоматом пуску. Згідно з технологією насос забезпечує промивання всієї системи в технологічній лінії, після чого частково розбирають і вручну промивають деталі насоса. Механічна характеристика насоса має вентиляторний характер, а навантажувальна діаграма — вигляд прямої, паралельної осі абсцис. При виборі потужності електродвигуна враховують тривалий режим роботи молочного насоса.

Подача відцентрового насоса залежить від напору та частоти обертання, тому, користуючись напірними характеристиками, можна визначити інші характеристики насоса.

Електропривід сепараторів молока. Для виділення молочного жиру з молока використовують сепаратори. Принцип дії сепаратора ґрунтується на здатності механічних сумішей розподілятися у полі дії відцентрових сил за рахунок різної густини сумішей, з яких вони складаються. Розподіл відбувається всередині сепараторного барабана, який обертається з великою частотою, причому щільніші частинки (молочний жир) пересуваються до периферії. Виходячи з технологічного процесу, до електропривода сепаратора висувають жорсткі вимоги відносно частоти обертання барабана. За умови значних коливань швидкості порушується процес сепарування і стає можливим момент, коли вершки будуть відходити до молочник відвійок, а ті, навпаки, зможуть потрапляти до вершків. Тому для привода сепараторів використовують трифазні асинхронні електродвигуни, які мають жорстку механічну характеристику.

Незважаючи на різноманітне технологічне призначення молочних сепараторів, конструктивно вони відрізняються тільки будовою барабана.

Барабани сепараторів мають частоту обертання, яка у 2 - 4 рази перевищує найбільшу швидкість обертання ротора асинхронного електродвигуна, тому зведений момент інерції си-

стеми двигун - робоча машина досить великий. Виходячи з основного рівняння руху електропривода, час розгону сепаратора перебуває у прямій залежності від зведеного моменту інерції. Залежно від типу сепаратора і схеми пуску розгін барабана триває 100 - 480 с.

Механічна характеристика сепаратора має вентиляторний характер і без урахування резонансних піків може бути виражена залежністю

$$M_c = M_0 + b\omega^2,$$

де M_c - момент опору сепаратора, зведений до вала електродвигуна, Н · м; M_0 - початковий момент опору, $M_0 =$

$= (0,2 - 1,0) \text{ Н} \cdot \text{ м}$; b - коефіцієнт пропорційності, який залежить від якості обробки елементів кінематичної схеми привода, маси барабана, ступеня шорсткості поверхні барабана, $\text{Н} \cdot \text{ м}/(\text{рад}/\text{с})^2$; ω - кутова швидкість барабана, $\text{рад}/\text{с}$. Для сепараторів продуктивністю 50 - 1000 л/год $b =$

$= 1,8 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{ м}/(\text{рад}/\text{с})^2$.

Потрібна потужність електродвигуна P , кВт, для привода сепаратора у робочому режимі може бути визначена за виразом

$$P = kM_c\omega, \quad (6.4)$$

де $k = 1,2 - 2$ - коефіцієнт, який враховує потужність, необхідну для надання кінетичної енергії рідині, що надходить до барабана, а також для подолання гідродинамічних втрат, втрат тертя у підшипниках, передавальному механізмі тощо.

Під час розгону сепаратора в механічній характеристиці його можливе виникнення резонансних піків. Особливо небезпечні вони на початковій стадії розгону, коли пік в механічній характеристиці сепаратора збігається при початковій швидкості з мінімальним моментом на механічній характеристиці асинхронного електродвигуна. Тому робоча частота обертання вала барабана сепаратора не повинна знаходитися у зоні резонансу коливань. Це основна умова нормальної роботи сепаратора.

При вмиканні сепаратора у роботу розрізняють такі три режими:

1 - пуск у дію, коли потужність електродвигуна зменшується від пускової до потужності холостого ходу;

2 - прикладання навантаження, коли потужність трохи збільшується, а потім спадає;

3 - усталений режим при постійному навантаженні та частоті обертання.

Електропривід холодильних машин. Використання штучного холоду для технологічних цілей у виробництві молока — неодмінна умова забезпечення якості та зберігання продукту. Для великих ферм придатні компресорні установки. Принцип роботи холодильної машини ґрунтується на властивостях деяких речовин перебувати у рідкому стані при підвищеному тиску, перетворюватись на пару зі зниженням тиску та кипіти при низьких температурах. Робочий процес холодильної машини проходить за замкненим циклом. Як холодоагент для холодильних машин найчастіше використовують фреон.

Поршневий компресор у холодильній установці перетворює механічну енергію на потенціальну енергію тиску газу, нагнітаючи його до конденсатора, який омивається ззовні холодною водою, і де газ перетворюється на рідину. Цей процес супроводжується перетворенням потенціальної енергії тиску газу на теплову, що відбирається водою, та кінетичну, за рахунок якої рідина надходить через дроселюючий клапан до випарника. Тут внаслідок зниження тиску рідина випаровується. З випарника газ знову надходить до компресора і цикл повторюється.

Для визначення потрібної потужності двигуна та витрат на охолодження певного об'єкта треба, виходячи з технологічних умов і продуктивності молочної, знати необхідну холодопродуктивність Q , кДж/год, яка залежить від продуктивності компресора L , $\text{м}^3/\text{год}$, та об'ємної холодопродуктивності відсмоктуваних парів холодильної рідини q , $\text{кДж}/\text{м}^3$, тобто $Q = Lq$.

Подачу компресора L , м³/с, визначають за виразом

$$L = iFSn\lambda = L_0\lambda, \quad (6.5)$$

де i - кількість всмоктувальних сторін поршня; F - площа поршня, м²; S - хід поршня, м; i - число ходів поршня за секунду; λ - коефіцієнт подачі компресора (або об'ємний ККД, що дорівнює 0,85 - 0,95), який залежить від нещільностей, характеру рідини тощо; L_0 - питома продуктивність компресора, м³/с

Потрібна потужність поршневого компресора складається з потужності, яка витрачається всередині циліндрів на всмоктування, стиск і нагнітання газу, і потужності, яка витрачається на механічні втрати.

Потужність на валу компресора залежить від кута повороту кривошипа і змінюється за синусоїдальним законом. У поршневих компресорів одинарної дії подача здійснюється тільки за умов руху поршня вперед, а у механізмах подвійної дії - при ході поршня в обидва боки.

Середню потужність для компресора подвійної дії визначають за виразом

$$P_{\text{ср}} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} P d\varphi = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} P_{\text{max}} \sin \varphi d\varphi = \frac{2P_{\text{max}}}{\pi}. \quad (6.6)$$

При роботі поршневого компресора на магістраль з постійним тиском під час кожного ходу поршня долається постійне середнє зусилля незалежно від кутової швидкості, тому двигун працює з постійним моментом, незалежним від кутової швидкості. Потужність D , кВт, визначають за виразом

$$P = \frac{QH}{\eta_k \eta_{\text{п}}} \cdot 10^{-3} = \frac{Q(P_2 - P_1)}{\eta_k \eta_{\text{п}}} \cdot 10^{-3}, \quad (6.7)$$

де Q - подача компресора, м³/с; P - тиск, який розвиває компресор, Па; P_1 - початковий тиск газу, Па; P_2 - кінцевий тиск стисненого газу, Па; η_k - ККД компресора; $\eta_{\text{п}}$ - ККД передачі від двигуна до компресора.

Режим роботи компресора може бути тривалим і повторно-короткочасним з великою кількістю вмикань за годину залежно від обраної схеми та устаткування для керування роботою установки й двигуна.

З урахуванням режиму роботи після підрахунків вибирають електродвигуни найближчої більшої потужності.

Електропривід в установках пастеризації молока. Основні режими пастеризації (теплової обробки молока) визначаються технологією його обробки. За умов дотримання технології зберігаються поживні властивості молока без зміни його якості. Недотримання за часом викликає збереження мікрофлори в молоці, перетримання веде до втрати вітамінної цінності молока, карамелізації молочного цукру, змін у білковому складі.

У сучасних пастеризаційних установках електропривід використовується для привода молочних і водяних насосів, молокоочисників, які розглянуто у попередніх розділах.

Потрібна потужність D , кВт, на обертання мішалки складається з потужності на подолання опору обертання P_c та

потужності на надання кінетичної енергії рідинам P_k , які видаляються з пастеризатора, і дорівнює:

$$P = P_c + P_k = \frac{\epsilon \rho v^3}{8\eta_{\text{п}}} + \frac{mv^2}{g^2} = \frac{2,45 \cdot 10^{-5} \rho S v^3}{\eta_{\text{п}}}, \quad (6.8)$$

де v - швидкість рідини на виході, м/с; ϵ - коефіцієнт опору (у середньому $\epsilon = 0,2$); ρ - густина рідини, кг/м³; $\eta_{\text{п}}$ - ККД передачі; S - поверхня тертя, м²; δ - маса рідини, кг.

Параметри привода мішалки у молочному танку визначають так, як і для пастеризатора.

Для привода хитної трубчастої мішалки у вершккодозрі-вальних ваннах потрібна потужність D , кВт, пропорційна густині рідини, поверхні мішалки, що пронизує рідину, а

також швидкості руху мішалки:

$$P = 3,7d\rho lkv_{\text{сер}}^3 \cdot 10^{-4}, \quad (6.9)$$

де d - діаметр труби мішалки, м; ρ - густина вершків, кг/м³; l - довжина мішалки, м; k - кількість труб; v - середня швидкість середньої труби, м/с.

Режим роботи пастеризаційних установок тривалий, тому й електродвигуни працюють у тривалому режимі. Проте за наявності у технологічній лінії молокоочисних сепараторних барабанів безперервність роботи установки лімітується об'ємом грязьового простору сепаратора барабана і становить 2,5 - 3 год залежно від забрудненості молока механічними домішками.