8 ОЦІНЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ДВИГУНА

8.1 ЗАГАЛЬНІ МІРКУВАННЯ ЩОДО ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

Тепловий розрахунок припускає розрахунок стаціонарного сталого теплового режиму машини, тобто такого теплового її стану, коли втрати, що виділяються в машині, або її тепловий потік ($\sum \Delta p = Q_{тепл}$, Вт) відводиться із зовнішньої охолодної поверхні.

Шляхами теплопровідності від джерел тепловий потік поширюється до охолодних поверхонь, де відведення тепла здійснюється шляхом конвективного теплообміну з поверхні (роль випромінювання тут невелика і її прийнято об'єднувати з охолодженням з поверхні шляхом конвекції).

Таку теплову модель припускає **сталий режим, коли тепло ніде не накопичується.** Накопичення ж тепла за рахунок власної теплоємкості є причиною ***нестаціонарного нагріву***, що характеризується відповідно до співвідношення (1.2) постійної часу нагріву (остигання). Теплоємкість машини являє собою інерційний елемент системи теплообміну, що обумовлює перехідний процес нагріву (остигання). Перехідний процес нагріву завжди передує будь-якому сталому (стаціонарному) процесові.

Через різну теплопровідність ділянок машини або обмотки її частини нагріті по-різному: зовнішні нагріті менше, ніж внутрішні.

Поширення теплового потоку $Q_{тепл}$ до охолодної поверхні оцінюється величиною ***теплового навантаження (щільності теплового потоку) :***

$$W_m = \frac{Q_{тепл}}{S}, \frac{Вт}{см^2}, \qquad (8.1)$$

де S - площа перерізу в см^2, через який проходить тепловий потік $Q_{тепл}$.

Перепад температури на ділянці довжиною $\delta_{уч}$ визначається як

$$\theta_\delta = W \cdot \frac{\delta_{уч}}{\lambda_{уч}}, \text{°C}, \qquad (8.2)$$

де $\lambda_{уч}$ - коефіцієнт теплопровідності ділянки, $\frac{Вт}{см^2 \cdot град / мм}$.

З урахуванням (8.1) перепад температури на ділянці виражається як

$$\theta_\delta = Q_{тепл} \cdot (\frac{\delta_{уч}}{S_{уч}} \cdot \frac{1}{\lambda_{уч}}) = Q_{тепл} \times R_\lambda, \text{°C}. \qquad (8.3)$$

Параметр R_λ у (8.3) називається тепловим опором ділянки $[\frac{град}{Вт}]$:

$$R_\lambda = (\frac{1}{\lambda_{уч}}) \cdot \frac{\delta_{уч}}{S_{уч}}, \frac{град}{Вт}. \qquad (8.4)$$

У формулах (8.3), (8.4) простежується аналогія зі співвідношеннями для лінійних електричних ланцюгів, зокрема, формула (8.3) являє собою аналог закону Ома, де в якості падіння напруги виступає перепад температури на ділянці θ. Температурі t відповідає електричний потенціал, а аналогом струму є тепловий потік $Q_{тепл}$. Формула (8.4) є аналогом відомої формули омічного опору, де в ролі питомого опору виступає величина $1/\lambda_{уч}$.

Відзначена аналогія лежить в основі основного методу розрахунку теплового стану обмоток - ***методу теплових схем заміщення***. Теплова схема заміщення обмотки якоря наведена на рис. 8.1. У ній теплові потоки, що мають смисл джерел струму, визначаються $Q_{тепл\,a} = \Delta p_a$; $Q_{тепл\,ст} = \Delta p_{ст\,z} + \Delta p_{ст\,a}$ втратами .

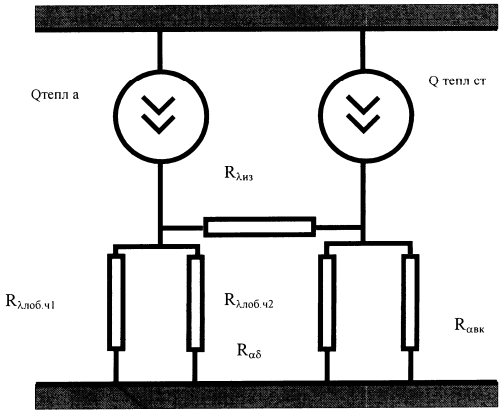


Рис. 8.1 – Теплова схема заміщення обмотки якоря

Тепловий опір ізоляції паза визначається так:

$$R_{\lambda из} = \frac{\delta_{n\,из}}{\lambda_{из} S_{из}}, \frac{град}{Вт} \quad , \qquad (8.5)$$

де $\delta_{n\,из}$ - товщина ізоляції паза (однобічна) рис. 3.2. Площа поверхні ізоляції паза

$$S_{из} = Z \cdot l \cdot (0.2 \times h_n + 0.1 \times b_n), см^2. \qquad (8.6)$$

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{из}$ знаходять з табл. 8.1.

Таблиця 8.1 – **Коефіцієнти теплопровідності λ,** $\frac{Вт}{см^2 \cdot град / мм}$

Матеріал	**λ**	**Матеріал**	**λ**
Мідь	30	Склотканина просочена	0,026
Алюміній	20	Міканіт	0,026
Електротехнічна сталь: - уздовж листів	4÷6	Мікафолій	0,023
- поперек листів при їхньому просочуванні лаком	0,15	Пазова ізоляція класів А, Е	0,01
Папір просочений	0,017	Класів В, F, Н	0. 016
		Повітря	0,0022

Тепловий опір $R_{\lambda\,лобч1}$ *и* $R_{\lambda\,лобч2}$ враховує теплопровідність і тепловіддачу лобових частин обмотки, а опори $R_{\alpha\delta}$ *и* $R_{\alpha вк}$ - тепловіддачу із зовнішньої поверхні якоря і тепловіддачу в аксіальних вентиляційних каналах. Перераховані опори відповідно визначають так:

$$R_{\lambda\,лобч1,2} = \frac{\delta_{лиз}}{\lambda_{изл} \cdot S_{л1,2}} + \frac{1}{\alpha_л \cdot S_{л1,2}}, \frac{град}{Вт}; \qquad (8.7)$$

$$R_{\alpha\delta} = \frac{1}{\alpha_\delta \cdot S_a}, \frac{град}{Вт}; \qquad (8.8)$$

$$R_{\alpha вк} = \frac{1}{\alpha_{вк} \cdot S_{ак}}, \frac{град}{Вт}; \qquad (8.9)$$

де площа зовнішньої поверхні якоря, що віддає тепло,

$$S_a = \pi \cdot D_a l \times 0.93 \cdot \frac{b_{z1}}{t_1}, см^2 \quad ; \qquad (8.10)$$

площа поверхні вентиляційних каналів, що віддає тепло, відповідно до (4.63)

$$S_{ak} = n_{вк} \pi \cdot d_{вк} \times 0{,}1 \cdot l, см^2 . \qquad (8.11)$$

При стаціонарному нагріві всі теплові втрати (весь тепловий потік $Q_{тепл\,a} + Q_{тепл\,ст}$) відводять за допомогою тепловіддачі з поверхні

$$Q_{тепл\,a} = \alpha \times S \cdot \theta, \text{ Вт} \quad , \qquad (8.12)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі з поверхні (КТО) S, $\frac{вт}{см^2 \cdot град}$.

Якщо процеси тепловиділення і теплопровідності добре досліджені фізично й описані, то процес тепловіддачі з поверхні або конвективного теплообміну розв'язаний приблизно. Як правило, визначення КТО охолодних поверхонь є ключовим завданням в тепловому розрахунку і визначається багатьма чинниками, головним з яких є швидкість струменя охолодного повітря $v_в$, м/сек:

$$\alpha = \alpha_0 (1 + \beta_в v_в), \frac{вт}{см^2 град} . \qquad (8.13)$$

Тут $\beta_в$ - емпіричний коефіцієнт, що залежить від системи вентиляції. Для машин з аксіальною вентиляцією $\beta_в = 0{,}2$ в осерді якоря й $\beta_в = 0{,}1$ у лобових частинах обмотки α_0 - КТО власне конвекції в спокійному повітрі. Значення α_0 для різних частин машини вказані в табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – **Значення КТО α_0 у різних частинах машини**

Тип поверхні	**α,** $\frac{вт}{см^2 град}$
Зовнішні поверхні (корпус, щити)	1,4×10-3
Поверхня якоря	1,65×10-3
Поверхня полюсних котушок	2.2 ×10-3
Аксіальні канали якоря	2,2×10-3
Лобової частини при U≤1000 В	2.8 ×10-3
Лобової частини при U>1000 В	2,2×10-3

При детальному тепловому розрахунку замість табл. 8.2 і співвідношення (8.13) для визначення КТО застосовують ***теорію подоби***, що оперує критерійними залежностями при визначенні КТО. Критеріями подоби, що приводить турбулентний рух потоку охолодника до еквівалентного ламінірного руху і теплообміну в еквівалентній гідравлічній трубці, ***є безрозмірні степеневі*** комплекси з теплофізичних констант теплоносія, швидкостей теплоносія, параметрів охолодної поверхні. Головними з критеріїв подоби є ***критерії Нуссельта Nu, Рейнольдса Re, Прандтля Pr:***

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, \mathrm{Re} = \frac{d \cdot \rho \cdot v_в}{\mu}, \mathrm{Pr} = \frac{\gamma}{a}.$$

Тут d - діаметр еквівалентної трубки, λ - коефіцієнт теплопровідності теплоносія, α - КТО з поверхні: μ -в'язкість теплоносія в $\left[\frac{Н}{м} \times сек^2\right]$; γ - кінематична в'язкість у $\frac{м^2}{с}, \gamma = \frac{\mu}{\rho}$, ρ - щільність теплоносія в $\frac{кг}{м^3}$, а - коефіцієнт температуропровідності в $\frac{м^2}{с}$.

Саме з метою визначення КТО тепловому розрахункові машини передує вентиляційний розрахунок, що дозволяє визначити швидкості охолодного повітря і розрахувати КТО критерійним або спрощеним способом за формулою (8.13).

8.2 ОСНОВИ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА

Метою вентиляційного розрахунка двигуна є визначення швидкостей повітря на ділянках активного охолодження машини: поверхонь обмоток, вентиляційних каналів тощо для визначення КТО цих поверхонь.

Метод, використовуваний при розрахунку вентиляції, є методом еквівалентної вентиляційної схеми заміщення, що враховує реальну геометрію прямування повітря в машині (рис.8.2),

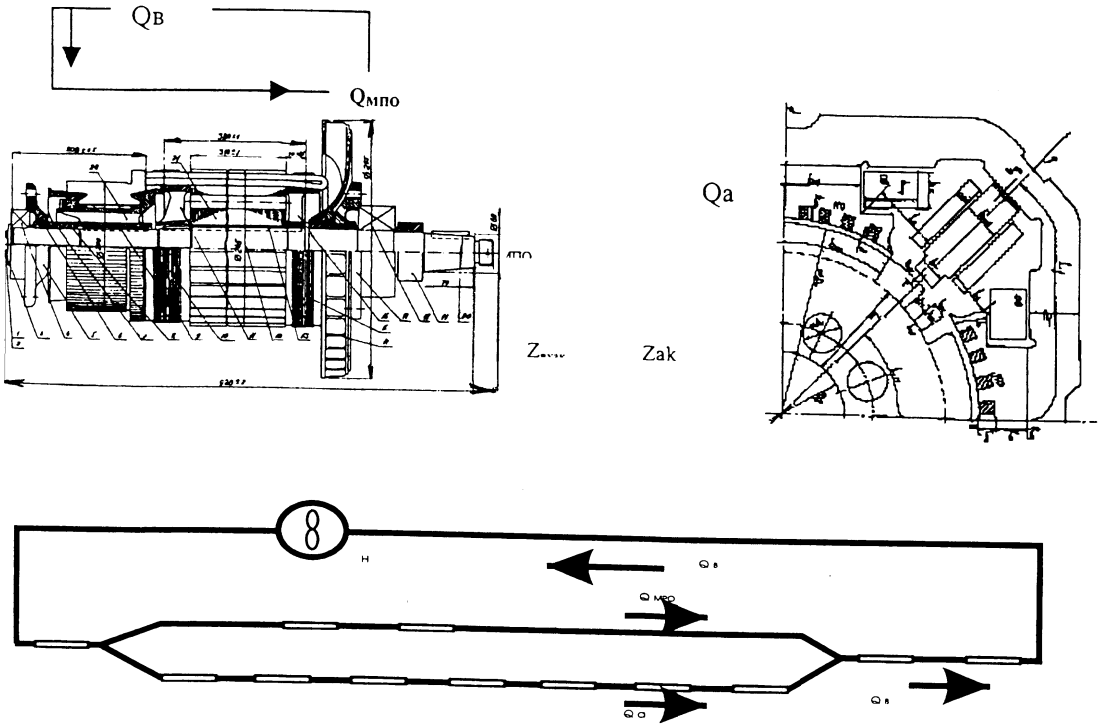


Рис. 8.2 – Рух повітря всередині машини та еквівалентна вентиляційна схема заміщення.

де на поздовжньо-поперечному розрізі двигуна показані шляхи прямування повітря з двох його струменів - якірного Q_a, що проходить колекторну втулку, камеру обмоткотримача заднього, аксіальні канали якоря, камеру переднього обмоткотримача; - у міжполюсному вікні (МПО $Q_{МПО}$).

Загальну витрату повітря (спільний струмінь) визнають співвідношенням (7.5) із розрахунку 2.7 $\frac{м^3}{хв}$ на 1 кВт втрат:

$$Q_в = Q_a + Q_{МПО}, \frac{м^3}{с}. \qquad (8.14)$$

Швидкість повітря на ділянці визначається витратою повітря Qi і перерізом ділянки S_i, см^2 :

$$v_i = \frac{Q_i}{S_i} \times 10^4, \text{ м/с.} \qquad (8.15)$$

Для створення потоку повітря Qв у машині необхідний перепад тисків, створюваний вентилятором, що називається ***напором повітря*** (Па). У схемі на рис. 8.2 витрата повітря $Q_в$ відповідає струму в електричній схемі, а напір повітря - напрузі (різниці потенціалів) в електричній схемі, однак внутрішній закон схеми вентиляційної відрізняється від лінійного (закону Ома), так що

$$H = Z \times Q_в^2, \text{ Па}, \qquad (8.16)$$

тобто схема є **<u>нелінійною</u>**. Величину Z називають ***аеродинамічним (гідравлічним) опором***. Величину напору іноді, по-старому, виражають у позасистемній одиниці мм. вод. ст (міліметр водяного стовпа): 1 мм. вод. ст =g Па= 9,81 Па і, навпаки, 1 Па=0,102 мм. вод. ст = 1/g мм. вод. ст.

Напір повітря в машині за основним законом руху повітря по трубопроводу складається із суми статичних падінь напору (на місцевих гідравлічних опорах) і динамічного падіння напору при викиді повітря, що має кінетичну енергію в атмосферу:

$$H = \sum h_{сті} + h_{дин}. \qquad (8.17)$$

Динамічна складова

$$h_{дин} = \frac{\rho_в}{2} \times v_{вих}^2 = 0{,}615 \times (\frac{Q_в}{S_{вих}} \times 10^4)^2 = z_{дин} Q_в^2, \text{ Па,}$$

де

$$z_{дин} = \frac{0{,}615 \times 10^8}{S_{вих}^2}. \qquad (8.18)$$

У виразі (8.18) щільність повітря $\rho_в = 1{,}23 \frac{кГ}{м^3}$, оскільки повітря продувається під тиском вище атмосферного (див. формулу (7.5). $S_{вих}, см^2$ - площа вікна викиду повітря з машини.

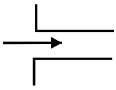
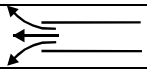
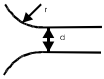
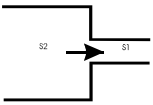
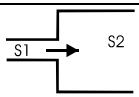
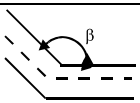
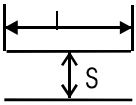
Статичні падіння напору $h_{стi}$ на і-й ділянці

$$h_{стi} = z_i Q_i^2,$$

$$z_i = \frac{\xi_i}{S_i^2} \times 0.615 \times 10^8. \qquad (8.19)$$

Коефіцієнти ξ_i називаються коефіцієнтами ***місцевих аеродинамічних опорів,*** вони визначені досвідченим шляхом і зведені в табл.8.3. Пріоритет їхнього визначення та упорядкування методики вентиляційного розрахунку двигуна належать проф. А.Е. Алексєєву [12]. До речі, перша систематична бібліографія по тягових двигунах, - як спеціальному класу машин належить цьому ж авторові [13]. У його роботах, крім розрахунку тягових двигунів постійного струму й асинхронних, здійснений унікальний розрахунок однофазних колекторних тягових машин, більше в літературі радянського періоду ніким не виконаний. Останнім часом інтерес до тягових однофазних колекторних двигунів зріс у зв'язку з переведенням тяги міського електротранспорту на змінний струм. Двигуни цього класу є машинами подвійного живлення.

Таблиця 8.3 **– Коефіцієнти місцевих аеродинамічних опорів.**

Характеристика повітроводу	**Ескіз**	**Величина ξ**
Вхід в отвір з гострими краями		1,0
Вихід з труби (втрата напору)		1,0
Вхід в отвір із закругленими краями		0,25
Раптове звуження перерізу		**S1/S2** 0.1 0.2 0.4 0.6 0.8 1.0 **ξ** 0.48 0.46 0.37 0.26 0.13 0
Раптове розширення перерізу		$(1-\frac{S_1}{S_2})^2$
Поворот струменя під кутом β		**β** / **ξ** 90° / 1,1 135° / 0,5
Тертя в аксіальному каналі	 S –перетин П- периметр	$3{,}2\times\frac{l\cdot П}{S}$

У табл.8.4 наведено алгоритм визначення аеродинамічних опорів.

Таблиця 8.4 – Розрахунок аеродинамічних опорів

Ділянка повітропроводу	**Характеристика ділянки**	**Площа ділянки Si, см2**	**Коефіцієнт місцевого опору ξi**	**Опір** $Z_i = \frac{\xi_i \cdot 0.615 \cdot 10^8}{S_i^2}$
Спільний струмінь ***Qв***, м3 / с				
Вхідний отвір машини	Вхід в отвір або втрата напору	Чиста площа вхідного отвору з врахуванням сіток. Прийняти $S_{вх} = \pi \cdot Djl_{кол} \times 0{,}3$	1,0	Z вх
Струмінь QМПО, м3/з у міжполюсному вікні				
Вхід у МПО й у зазор	Отвір із гострими краями	Площа МПО і зазора по ескізі МПО, рис. 5.1, але на всю машину	1,0	Z вх МПО
Вихід із МПО в передню камеру вентилятора	Втрата динамічного напору	Та ж площа	1,0	Z вих МПО= =Z вх МПО
Внутріякірний струмінь Qa, м3/с; Площа колекторного кільця $S_{kk} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_k^2 - D_i^2)$				
Вхід у колекторну втулку	Отвір з гострими краями	Площа щілини між підшипниковим щитом і втулкою. Прийняти як $S_{вхкол} = 0.2S_{kk}$	1,0	Zвх кол
Канали колекторної втулки	Поворот струменя на 135°	Та ж площа	0,5	Z кан к
Вихід у камеру обмоткоутримувача	Розширення перерізу	Старий перетин 0,2Sкк Новий перетин 0,8Sкк	$(1-\frac{S_1}{S_2})^2 = (1-\frac{0.2}{0.8})^2 =$ $= 0.5625$	Z обм з
Вхід в аксіальні канали	Звуження перерізу	Площа аксіальних каналів (нов. переріз) $S_{вхак} = n_{вк} \cdot \pi(\frac{d_{вк}}{10})^2$	З табл. 8.3 залежно від S1 / S2	Z вх ак
Тертя в каналах	Тертя в каналах	-	$0{,}1 \times \frac{l \times 10}{d_{вк}}$	Z ак
Вихід із каналів якоря в камеру переднього обмоткоутримувача	Розширення перерізу	Новий переріз Sобм $_п$= =0,7×Sкк	$(1-\frac{S_1}{S_2})^2$, табл. 8.3	Z обм п
Вихід у передню камеру вентилятора	Поворот струменя на 135°	Колишній переріз Sобм п	0,5	Z вих п
Спільний струмінь ***Qв***, м3 / із				
Вихідні отвори	Отвори з гострими краями	Перетин $S_{вх} = 0{,}3 \times \pi \cdot D_j l_{кол}$	1,0	Z вих
Вихід із машини	Втрата динамічного напору	Той же переріз	1,0	Z дин = Z вих

Опори гілок вентиляційного кола рис. 8.2

$$Z_{МПО} = Z_{вхМПО} + Z_{вихМПО}$$
$$Z_a = Z_{вхкол} + Z_{канк} + Z_{обмз} + Z_{вхак} + Z_{ак} + Z_{обмп} + Z_{вихп}. \quad (8.20)$$

Загальний опір кола

$$Z = Z_{вх} + Z_{вых} + \frac{Z_{МПО} Z_a}{\sqrt{Z_{МПО}} + \sqrt{Z_a}} + Z_{дин} \quad (8.21)$$

Напір визначають за формулою (8.16)

Витрату повітря в гілках $Q_{МПО}$ і Qa знаходять із системи рівнянь вентиляційної схеми заміщення:

$$\begin{cases} Q_a + Q_{МПО} = Q_в, \dfrac{м^3}{с}, \\ Z_{МПО} \cdot Q_{МПО}^2 = Z_a \cdot Q_a^2, Па \end{cases} . \quad (8.22)$$

Рішення (8.22) дає

$$\begin{cases} Q_a = Q_в \cdot \dfrac{1}{1 + \sqrt{\dfrac{Z_a}{Z_{МПО}}}}, \dfrac{м^3}{с}, \\ Q_{МПО} = Q_в \cdot \dfrac{1}{1 + \sqrt{\dfrac{Z_{МПО}}{Z_a}}}, \dfrac{м^3}{с}. \end{cases} \quad (8.23)$$

Визначення швидкостей повітря виконують за формулою (8.15).

8.3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЯКОРЯ

С початку визначають питомі теплові навантаження якоря відповідно до (8.1), потім КТО в якорі та лобових частинах з табл. 8.2, формул (8.13) і даних вентиляційного розрахунку.

Перевищення (перепади) температури ділянок якоря визначаються за формулою (8.2).

Питоме теплове навантаження від втрат на перемагнічування :

$$W_1 = \frac{\Delta p_{cma} + \Delta p_{cz}}{\pi \cdot D_a \cdot l \cdot K_в}, \frac{Вт}{см^2};$$
$$K_в = 1 + \frac{n_{вк} d_{вк}}{10 \times D_a}, \qquad (8.24)$$

коефіцієнт Кв враховує охолодну поверхню аксіальних каналів.

Для визначення питомого теплового навантаження в обмотці якоря використовують розрахунок додаткових втрат від дії вихрових струмів (***коефіцієнта Фільда***),

-приведена висота провідника

$$\xi_n = \frac{h_{пр}}{10}\sqrt{\frac{f_1}{10} \cdot \frac{u_n b_{пр}}{b_n} \cdot \frac{\lambda_{міді}}{50}}, см, \qquad (8.25)$$

$b_{пр}, h_{пр}$ - розміри елементарного провідника, мм (за шириною і за висотою); f_1 - частота перемагнічування, Гц (розрахунок роблять для номінальної частоти обертання); $\lambda_{міді}$ - провідність міді залежно від робочої температури обмотки : при 75° - 46; при 100° - 42,5; при 115° - 40;

-параметр ν:

$$\nu = \frac{31p}{\xi_n^2} \cdot \frac{u_n + \frac{b'_щ}{\tau_k} - 1}{K};$$

$b'_щ$ - розрахункова ширина щітки, мм; τ_k - колекторне розділення, мм; р - число пар полюсів, К- число колекторних пластин.

Коефіцієнт Фільда для обмотки з непідрозділених за висотою провідників:

$$k_{fn} = 1 + \frac{3.04 \cdot \xi_n^2}{2 + \nu}. \qquad (8.27)$$

Коефіцієнт Фільда для пазової частини обмотки при виконанні підрозділу ефективного провідника за висотою на m елементарних із гнутою (цілою) голівкою в лобовій частині :

$$k_{fn}' = 1 + \frac{k_{fn} - 1}{m^2} + \frac{k_{fn} - 1}{5} \cdot \frac{m^2 - 1}{m^2} \times 0.93 \qquad (8.28)$$

при підрозділі на два елементарних провідники (m=2)

$$k'_{fn} = 1 + (k_{fn} - 1) \times 0.3895 .$$

Питоме теплове навантаження обмотки якоря відповідно до п. 2.4

$$W_2 = \frac{k'_{fn} A \cdot j_a \cdot k_{at}}{5700 \cdot k_в}, \frac{Вт}{см^2}, \qquad (8.29)$$

1/ 5700 - питомий електричний опір міді; k_{at} - коефіцієнт збільшення опору при робочій температурі.

Питоме теплове навантаження в лобовій частині :

$$W_{ла} = \frac{A \cdot j_a \cdot k_{at}}{5700} \times 1.4, \frac{Вт}{см^2}, \qquad (8.30)$$

коефіцієнт 1.4 враховує відношення довжин лобової частини і вильоту обмотки.

Питоме теплове навантаження на пазову ізоляцію:

$$W_3 = W_2 \cdot \frac{t_1 k_в}{0.2(b_n + h_n)}, \frac{Вт}{см^2}. \qquad (8.31)$$

КТО пазової частини якоря :

$$\alpha_n = \alpha_{0акскан}(1 + 0{,}2 v_в), \frac{Вт}{см^2 град},$$

$$v_в = \sqrt{v_{акскан}^2 + (\frac{v_{a1}}{2})^2}, \frac{м}{с}, \qquad (8.32)$$

$v_{акскан}$, м/с - швидкість повітря в аксіальних каналах з вентиляційного розрахунку: v_{a1} - колова швидкість якоря (2.17), $\alpha_{0акскан}$ - КТО в аксіальних каналах відповідно до табл. 8.2.

Перевищення температури осердя якоря :

$$\theta_{ac} = \frac{W_1 + W_2}{\alpha_n}, \text{ град.} \qquad (8.33)$$

Перепад температури за товщиною пазової ізоляції :

$$\theta_{із} = W_3 \frac{\delta_{nіз}}{\lambda_{із}}, \text{ град,} \qquad (8.34)$$

$\lambda_{із}$ - теплопровідність пазової ізоляції відповідно до табл. 8.1 у $\frac{Вт}{см^2 \frac{град}{мм}}$, $\delta_{піз}$ – однобічна товщина пазової ізоляції, мм відповідно до ескізу заповнення паза , (рис. 3.2 і табл. 3.6).

Перевищення температури лобових частин обмотки :

$$\theta_{ла} = \frac{W_{ла}}{\alpha_{лобч}\left[1 + 0{,}1(\frac{v_{a1}}{2} + v_{МПО})\right]}, \text{ град}, \qquad (8.35)$$

$v_{МПО} = \frac{Q_{МПО}}{S_{МПО}}$, м/с - швидкість повітря в МПО, $\alpha_{лобч}$, вибирається з табл. 8.2.

Середнє перевищення температури обмотки якоря:

$$\theta_{аср} = \frac{(\theta_{ас} + \theta_{із}) \cdot l + \theta_{ла} \cdot 0{,}14 \cdot \tau}{0{,}5 \cdot L_{аср}}, \text{ град}, \qquad (8.36)$$

де 0,14τ - довжина лобової частини обмотки, см; Lacp - довжина витка обмотки відповідно до (4.6).

8.4 .ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПОЛЮСНИХ КОТУШОК І КОЛЕКТОРА

8.4.1 ПЕРЕВИЩЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ БАГАТОРЯДНИХ КОТУШОК

До них відносяться котушки обмоток збудження.

Поверхня охолодження котушок :

$$S_k = 2p\left[2(l + b_{сер} \cdot 0.1 + 0.6) + 0.2 \cdot \pi \cdot b_{сер}\right] \cdot h_{кат} \cdot 0{,}1, см^2 \quad (8.37).$$

Тут $b_{сер}$, $h_{кат}$, мм - відповідно ширина і висота котушки, визначається з ескізу МПО (рис. 5.1) (визначення $b_{сер}$ – за формулою (5.40).

Питоме теплове навантаження в котушках:

$$W_k = \frac{\Delta p_{сер}}{S_k}, \frac{Вт}{см^2}. \qquad (8.38)$$

Перевищення температури обмотки :

$$\theta_к = \frac{W_k \times 10^3}{2.2(1 + 0.25 \cdot v_{МПО})}, \text{ град,} \qquad (8.39)$$

$v_{МПО}$ - - швидкість повітря в МПО, рівна відношенню $\frac{Q_{МПО}}{S_{МПО}}$, м/с (табл. 8.4).

8.4.2 . ПЕРЕВИЩЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ОДНОРЯДНИХ КОТУШОК

До них відносяться котушки обмотки ДП. Перевищення температури виконують за формулою (8.39).

Питоме теплове навантаження котушки:

$$W_k = \frac{10 \cdot j_w^2 b_{wk} k_{tпол} K_{вw}}{5700}, \frac{Вт}{см^2}, \qquad (8.40)$$

де j_w - щільність струму в обмотці, відповідно до (4.31); $k_{tпол}$, - температурний коефіцієнт опору відповідно до (4.32), b_{wk} - ширина полюсної котушки, мм (рис. 4.5), що приймається рівною ширині провідника обмотки.

Коефіцієнт $K_{вw}$ визначають за геометрією витка шириною b_{wk} і його висотою a_w, мм:

$$K_{вw} = \frac{a_{wk}}{a_{wk} + 0.5 b_{wk}} \qquad (8.41)$$

при щільній намотці витків $K_{вw} = 1$.

8.4.3 . ПЕРЕВИЩЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ КОЛЕКТОРА

Питоме теплове навантаження колектора:

$$W_k = \frac{\Delta p_{эк} + \Delta p_{трщ}}{\pi \cdot D_k l_{кол}}, \frac{Вт}{см^2}. \qquad (8.42)$$

Тут у знаменнику - поверхня колектора (6.6), а електричні втрати в щітках і втрати на тертя щіток оцінюють відповідно за формулами (5.55) і (5.53).

Перевищення температури колектора :

$$\theta_{кол} = \frac{200 \times W_k}{1 + \sqrt{v_{k1}}}, \text{°C}, \qquad (8.43)$$

де v_{k1} - колова швидкість колектора, м/с відповідно до (2.18).

8.5 . РОЗРАХУНОК ВБУДОВАНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

У тягових двигунах застосовують вбудовані вентилятори, конструкція і габарити яких зв'язані з конструкцією машини. Вбудовані вентилятори, як правило, розташовують з боку, протилежному колектору, і виконують відцентровими. У зв'язку з обмеженнями, запропонованими їхнім розміщенням, вбудовані вентилятори не можуть бути спроектовані за канонами вентиляційної техніки, однак вони все-таки повинні задовольняти таким вимогам:

-забезпечувати розрахункову витрату повітря через машину відповідно до (7.5);

-мати необхідну міцність;

-мати найбільш високий ККД із досяжних значень;

-бути малогучними.

Характеристику вентилятора - залежність його напору від витрати повітря $H_в(Q)$, визначають два його граничних режими:

-холостий ***хід вентилятора***, що характеризується повним закриттям повітровідводнього отвору, (Q=0) :

$$H_0 = 1.2(\frac{n}{100})^2 \cdot d_{вент}^2 \times g, \text{ Па}, \qquad (8.44)$$

де $d_{вент} \approx 0{,}8 \times D_j \times 10^{-2}$, м - діаметр вентиляційного колеса залежно від внутрішнього діаметра станини (табл. 2.1). Коефіцієнт 1.2 зветься коефіцієнтом ***напору;*** ; $g = 9.81 \frac{м}{c^2}$;

-режим ***роботи у відкритій атмосфері*** з максимальною витратою Qmax і нульовим напором:

$$Q_{\max} = 6.4 \times (\frac{n}{100}) \times d_{вент}^2 \cdot b_{вент}, \frac{м^3}{c}. \qquad (8.45)$$

Коефіцієнт 6.4 зветься коефіцієнтом ***витрати.*** Як і коефіцієнт напору в (8.44), ці коефіцієнти залежать від кута нахилу лопаток.

Приведені значення цих коефіцієнтів відповідають радіальним лопаткам з кутом нахилу 90°.

Ширина лопатки вентилятора $b_{вент}$, м залежить від загального аеродинамічного опору вентиляційного кола машини Z, формула (8.21):

$$b_{вент} = \frac{3}{d_{вент} \cdot \sqrt{Z}}, \text{ м.} \qquad (8.46)$$

У літературі [1, 2, 12] даються рекомендації щодо вибору числа лопаток вентилятора $m_{вент}$.

Характеристика вентилятора $H_в(Q)$:

$$\text{Н}_\text{в} = H_0(1 - \frac{Q^2}{Q_{\max}^2}), \text{ Па.} \qquad (8.47)$$

Споживана вентилятором потужність

$$p_{вент} = \frac{QH_в}{\eta_в}, \text{ Вт.} \qquad (8.48)$$

ККД вентилятора $\eta_в \approx 0{,}2 \div 0{,}4$.

Робочий режим вентилятора визначається відповідно до рис. 8.3, двома характеристиками:

-характеристикою вентилятора $H_в(Q)$ відповідно до (8.47);

-характеристикою вентиляційного кола машини $H(Q_в)$ відповідно до (8.16).

$$\begin{cases} H_p = H_0(1 - \dfrac{Q_p^2}{Q_{\max}^2}), \, Па, \\ H_p = 10^{-2} \times Z \cdot Q_p^2, \, Па. \end{cases}$$

Звідси

$$Q_p = Q_{\max} \cdot \sqrt{\frac{H_0}{H_0 + 10^{-2} \times Z \cdot Q_{\max}^2}}, \frac{м^3}{с}. \qquad (8.49)$$

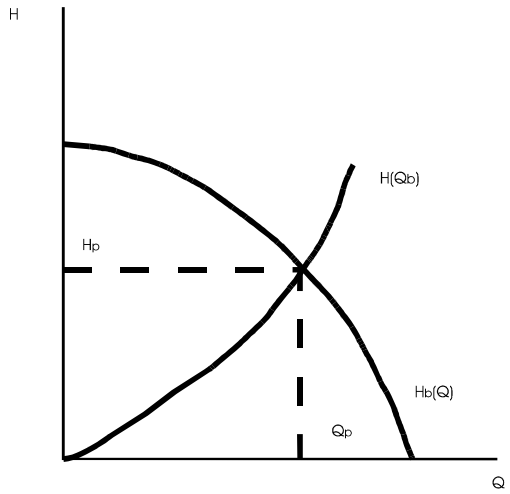


Рис. 8.3 – Визначення робочого режиму вбудованого вентилятора