5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК

5.1 **Тепловий розрахунок обмотки статора**

5.1.1 Розрахунок виконується за спрощеною методикою і для найбільш несприятливих умов [7], [8]. Для АД з короткозамкненим ротором тепловий розрахунок зазвичай проводиться тільки для обмотки статора. Відповідно температурний коефіцієнт для міді і алюмінію, для класу нагрівостійкості ізоляції F, приймається $k_{\theta \max Cu} = 1,48$ і $k_{\theta \max Al} = 1,52$.

5.1.2 Електричні втрати в обмотці статора

$$P_{els\max} = m_s \cdot I_{sN}^2 \cdot R_{s\theta a} \cdot k_{\theta \max Cu} = 3 \cdot 3,33^2 \cdot 4,508 \cdot 1,48 = 222 \text{ Вт}.$$

5.1.3 Площа умовної внутрішньої поверхні охолодження активної частини статора

$$S_{si\alpha} = \pi \cdot d_s \cdot l_s = \pi \cdot 85 \cdot 120 = 32044 \text{ мм}^2.$$

5.1.4 Умовний периметр поперечного перерізу паза

$$l_{pn} = 2 \cdot h_s + h_{s2} + b_{s3} = 2 \cdot 13,9 + 1,05 + 6,7 = 39,1 \text{ мм}.$$

5.1.5 Площа умовної поверхні охолодження пазів

$$S_{sn\alpha} = Q_s \cdot l_{pn} \cdot l_s = 36 \cdot 39,1 \cdot 120 = 168912 \text{ мм}^2.$$

5.1.6 Площа умовної поверхні охолодження лобових частин обмотки

$$S_{s\,fh\alpha} = 4 \cdot \pi \cdot d_s \cdot l_{fs} = 4 \cdot \pi \cdot 85 \cdot 40 = 42726 \text{ мм}^2.$$

5.1.7 Площа умовної поверхні охолодження двигуна з охолоджуючими ребрами на станині

$$S_{sext} = \left(\pi \cdot d_{se} + 8 \cdot n_\nu \cdot h_\nu\right) \cdot \left(l_s + 2 \cdot l_{fs}\right), \tag{5.1}$$

де h_ν − висота ребра, мм;

n_ν − кількість ребер.

Висота охолоджуючого ребра $h_\nu = 0,6 \cdot \sqrt[4]{h^3} = 0,6 \cdot \sqrt[4]{80^3} \approx 16$ мм.

Кількість охолоджуючих ребер $n_\nu = 1,6 \cdot \sqrt[3]{h} = 1,6 \cdot \sqrt[3]{80} \approx 7$.

Підставляємо отримані значення h_ν і n_ν у (5.1)

$$S_{sext} = \left(\pi \cdot 131 + 8 \cdot 7 \cdot 16,05\right) \cdot \left(120 + 2 \cdot 40\right) = 262070 \text{ мм}^2.$$

5.1.8 Питомий тепловий потік від електричних втрат в активній частині обмотки і від магнітних втрат в осерді статора, віднесених до внутрішньої поверхні охолоджування активної частини статора

$$\Phi_{th\,sa} = \frac{k_{\Phi th} \cdot \left(P_{els\max} \cdot \frac{2 \cdot l_s}{l_{Wav}} + P_{mags} \right)}{S_{si\alpha}}, \tag{5.2}$$

де $k_{\Phi th}$ – коефіцієнт, як частка втрат потужності в активній частині, яка передається повітрю всередині двигунів із ступенем захисту IP54, визначається по [7], $k_{\Phi th}$ = 0,2.

Підставляємо отримане значення $k_{\Phi th}$ у (5.2)

$$\Phi_{th\,sa} = \frac{0,2 \cdot \left(222 \cdot \frac{2 \cdot 120}{493} + 68,1 \right)}{32044} = 11 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/мм}^2.$$

5.1.9 Питомий тепловий потік від втрат в активній частині обмотки, віднесених до поверхні охолодження пазів

$$\Phi_{th\,sn} = \frac{P_{els\max} \cdot \frac{2 \cdot l_s}{l_{Wav}}}{S_{sn\alpha}} = \frac{222 \cdot \frac{2 \cdot 120}{493}}{168912} = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/мм}^2.$$

5.1.9 Питомий тепловий потік від втрат в лобових частинах обмотки, віднесених до поверхні охолодження лобових частин обмотки

$$\Phi_{ths\,fn} = \frac{P_{els\max} \cdot \frac{2 \cdot l_{fh}}{l_{Wav}}}{S_{s\,fn\alpha}} = \frac{222 \cdot \frac{2 \cdot 126,5}{493}}{42726} = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/мм}^2.$$

5.1.10 Окружна швидкість ротора

$$v_r = \frac{\pi \cdot d_r \cdot n_s}{6000} = \frac{\pi \cdot 84,5 \cdot 1500}{6000} = 6,64 \text{ м/с}.$$

5.1.11 Перевищення температури внутрішньої поверхні активної частини статора над температурою повітря усередині машини

$$\Delta\theta_{sai} = \frac{\Phi_{th\,sa}}{\alpha_{ths}}, \tag{5.3}$$

де α_{ths} – коефіцієнт тепловіддачі поверхні статора, визначається по [7], $\alpha_{ths} = 0,75 \cdot 10^{-4}$ Вт/(мм^2·град).

Підставляємо отримане значення у (5.3)

$$\Delta\theta_{sai} = \frac{11 \cdot 10^{-4}}{0,75 \cdot 10^{-4}} = 14,7°\text{C}.$$

5.1.12 Перевищення температури в ізоляції паза і котушок з круглих проводів

$$\Delta\theta_{snis} = \Phi_{thsn} \cdot \left[\frac{b_{is\,fr}}{\lambda_{eqiis}} + \frac{b_{s2} + b_{s3}}{16 \cdot \lambda'_{eqiis}} \right], \qquad (5.4)$$

де λ_{eqiis} – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності ізоляції в пазу, що враховує повітряні прошарки, визначається по [7], $\lambda_{eqiis} = 1,6 \cdot 10^{-4}$ Вт/(мм·град);

λ'_{eqiis} – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності внутрішньої ізоляції котушки, визначається по [7], $\lambda'_{eqiis} = 12 \cdot 10^{-4}$ Вт/(мм·град).

Підставляємо отримані значення λ'_{eqiis} і λ_{eqiis} у (5.4)

$$\Delta\theta_{snis} = 6,4 \cdot 10^{-4} \cdot \left[\frac{0,19}{1,6 \cdot 10^{-4}} + \frac{4,6 + 6,7}{16 \cdot 12 \cdot 10^{-4}} \right] = 0,9 \ °\text{C}.$$

5.1.13 Перевищення температури зовнішньої поверхні лобових частин обмотки над температурою повітря усередині машини

$$\Delta\theta_{s\,fhi} = \frac{\Phi_{ths\,fh}}{\alpha_{ths}} = \frac{2,67 \cdot 10^{-3}}{0,75 \cdot 10^{-4}} = 35,6 \ °\text{C}.$$

5.1.14 Перевищення температури в ізоляції лобових частин котушки з круглих проводів

$$\Delta\theta_{s\,fhis} = \Phi_{ths\,fh} \cdot \left[\frac{b_{is\,fh}}{\lambda_{eqiis}} + \frac{h_s}{12 \cdot \lambda'_{eqiis}} \right], \qquad (5.5)$$

де $b_{is\,fh}$ – товщина ізоляції котушок в лобових частинах, $b_{is\,fh} \approx 0,2$ мм.

Підставляємо отримане значення $b_{is\,fh}$ у (5.5)

$$\Delta\theta_{s\,fhis} = 2,67 \cdot 10^{-4} \cdot \left[\frac{0,2}{1,6 \cdot 10^{-4}} + \frac{13,9}{12 \cdot 12 \cdot 10^{-4}} \right] = 6,74°\text{C}.$$

5.1.15 Середнє перевищення температури обмотки над температурою повітря всередині двигуна

$$\Delta\theta_{Ws\,air\,i} = \left(\Delta\theta_{sai} + \Delta\theta_{snis}\right)\cdot\frac{2\cdot l_s}{l_{Wav}} + \left(\Delta\theta_{s\,fhi} + \Delta\theta_{s\,fhis}\right)\cdot\frac{2\cdot l_{fh}}{l_{Wav}} =$$

$$= \left(14,7 + 0,9\right)\cdot\frac{2\cdot 120}{943} + \left(35,6 + 6,74\right)\frac{2\cdot 126,5}{943} = 29,4\ °\text{C}.$$

5.1.16 Втрати потужності в двигуні, що передаються повітрю всередині двигуна

$$P_{airi} = k_{\Phi th}\cdot\left(P_{elsmax}\cdot\frac{2\cdot l_s}{l_{Wav}} + P_{mags}\right) + P_{elsmax}\cdot\frac{2\cdot l_{fh}}{l_{Wav}} + P_{elrmax} + 0,1\cdot P_{mec} + P_{ad}, \qquad (5.6)$$

де $P_{elr\max}$ – електричні втрати в обмотці ротора при максимально допустимій температурі, Вт.

Електричні втрати в обмотці ротора при максимально допустимій температурі, знаходяться за формулою:

$$P_{elr\max} = P_{elr}\cdot\frac{k_{\theta\max Al}}{k_{\theta Al}} = 116,4\cdot\frac{1,52}{1,41} = 125\ \text{Вт}.$$

Підставляємо отримане значення $P_{elr\max}$ у (5.6)

$$P_{air\,i} = 0,2\cdot\left(222\cdot\frac{2\cdot 120}{493} + 68,1\right) + 222\cdot\frac{2\cdot 126,5}{493} + 125 + 0,1\cdot 6,63 + 9,55 = 284\ \text{Вт}.$$

5.1.17 Середнє перевищення температури повітря усередині двигуна над температурою зовнішнього повітря

$$\Delta\theta_{air} = \frac{P_{air\,i}}{S_{s\,ext}\cdot\alpha_{air}}, \qquad (5.7)$$

де α_{air} – коефіцієнт підігріву повітря, $\alpha_{air} = 1,8\cdot 10^{-5}$ Вт/(мм^2·град) [7].

Підставляємо отримане значення у (5.7)

$$\Delta\theta_{air} = \frac{284}{262070\cdot 1,8\cdot 10^{-5}} = 60,2\ °\text{C}.$$

5.1.18 Середнє перевищення температури обмотки статора над температурою зовнішнього повітря

$$\Delta\theta_{Ws\,air} = \Delta\theta_{Ws\,air\,i} + \Delta\theta_{air} = 29,4 + 60,2 = 89,6\,°\text{C}.$$

5.1.19 Середня температура обмотки статора

$$\theta_{Wsav} = \Delta\theta_{Wsair} + \theta_a, \tag{5.8}$$

де θ_a – прийнята температура охолоджуючого середовища, $\theta_a = 40°C$ [7].

Підставляємо отримане значення у (5.8)

$$\theta_{Wsav} = 89,6 + 40 = 129,6\,°C.$$

Температура θ_{Wsav} не повинна перевищувати гранично допустиму температуру обмоток 140 ºС, для вибраного класу нагрівостійкості системи ізоляції F, як бачимо умова виконується.

6 ВЕНТИЛЯЦІЙНИЙ РОЗРАХУНОК

6.1 **Розрахунок за спрощеною методикою**

6.1.1 Середній діаметр зовнішньої поверхні охолодження корпусу (на рівні половини висоти ребер)

$$d_{fre} = 2 \cdot (h - h_{ee}) + h_v, \tag{6.1}$$

де h_{ee} – мінімально допустима відстань від нижньої частини корпусу машини до опорної площини, визначається по [7], h_{ee} = 5 мм.

Підставляємо отримане значення у (6.1)

$$d_{fre} = 2 \cdot (80 - 5) + 16 \approx 166 \text{ мм.}$$

6.1.2 Параметри вентилятора:

1) зовнішній діаметр вентилятора $d_{vente} \approx 0{,}85 \cdot d_{fre} \approx 0{,}85 \cdot 166 \approx 141$ мм.

2) ширина (довжина) лопатки $l_{vbl} = 0{,}2 \cdot d_{fre} = 0{,}2 \cdot 166 \approx 33$ мм.

3) кількість лопаток $n_{vbl} \approx \sqrt[3]{d_{fre}} \approx \sqrt[3]{166} = 7$.

6.1.3 Коефіцієнт, що враховує зміну тепловіддачі за довжиною корпусу машини залежно від його діаметра і частоти обертання

$$k_{\alpha v} = 2{,}2 \cdot \sqrt{\left(n_s / 1000\right)^3} \cdot \sqrt{d_{fre} / 100} = 2{,}2 \cdot \sqrt{\left(1500 / 1000\right)^3} \cdot \sqrt{166 / 100} = 3{,}84.$$

6.1.4 Необхідна витрата повітря

$$q_{va} = \frac{k_{\alpha v} \cdot P_{airi}}{c_a \cdot \Delta\theta_{air}}, \tag{6.2}$$

де c_a – питома теплоємність повітря, c_a = 1100 Дж/(°С·м^3) [7].

Підставляємо отримане значення у (6.2)

$$q_{va} = \frac{3{,}84 \cdot 284}{1100 \cdot 60{,}2} = 0{,}0165 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6.1.5 Витрата повітря (об’ємна швидкість потоку повітря), яка може бути забезпечена зовнішнім вентилятором

$$q_{va\,vent} = 0{,}6 \cdot \frac{n_s}{1000} \cdot \left(\frac{d_{fre}}{100}\right)^3 \cdot 10^{-2} = 0{,}6 \cdot \frac{1500}{1000} \cdot \left(\frac{166}{100}\right)^3 \cdot 10^{-2} = 0{,}0412 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Необхідно, щоб задовольнялася нерівність $q_{v\,a\,vent} > q_{v\,a}$,

0,0412 м^3/с > 0,0162 м^3/с – умова виконується.

6.1.6 Натиск повітря, що розвивається зовнішнім вентилятором

$$p_a = 12,3 \cdot \left(\frac{n_s}{1000}\right)^3 \cdot \left(\frac{d_{fr\,e}}{100}\right)^2 = 12,3 \cdot \left(\frac{1500}{1000}\right)^3 \cdot \left(\frac{166}{100}\right)^2 = 76,3 \text{ Па.}$$

7 МАСА ДВИГУНА І ДИНАМІЧНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ РОТОРА

7.1 **Визначення маси двигуна і динамічного моменту інерції ротора**

7.1.1 Маса ізольованого мідного проводу обмотки статора

$$m_{Cu\,sis} = \left[7{,}55 + 1{,}35 \cdot \left(\frac{d_{s\,sis}}{d_{sc}}\right)^2\right] Q_s \cdot \frac{z_{Qs}}{2} \cdot l_{Wav} \cdot N_c \cdot S_{sc} \cdot 10^{-6} =$$

$$= \left[7{,}55 + 1{,}35 \cdot \left(\frac{0{,}895}{0{,}83}\right)^2\right] \cdot 36 \cdot \frac{47}{2} \cdot 493 \cdot 1 \cdot 0{,}541 \cdot 10^{-6} = 2{,}1 \text{ кг.}$$

7.1.2 Маса алюмінію короткозамкненого ротора

$$m_{Al\,r} = 2{,}7 \cdot \left[Q_r \cdot S_{rc} \cdot l_r + 2 \cdot \pi \cdot d_{fhavr} \cdot S_{fhr} + 1{,}1 \cdot n_{bl} \cdot \left(l_{bl} - l_{fhr}\right) \cdot h_{fhr} \cdot b_{bl}\right] \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2{,}7 \cdot \left[34 \cdot 0{,}541 \cdot 120 + 2 \cdot \pi \cdot 68 \cdot 117{,}2 + 1{,}1 \cdot 7 \cdot (25 - 7) \cdot 16{,}8 \cdot 2{,}7\right] \cdot 10^{-6} = 0{,}6 \text{ кг.}$$

7.1.3 Маса сталі осердь статора і ротора

$$m_{Fe\,sr} = 7{,}8 \cdot l_s \cdot K_{Fe} \cdot \left[0{,}785 \cdot (d_{se}^2 - d_{ri}^2) - Q_s \cdot S_{sn} - Q_r \cdot S_{rn}\right] \cdot 10^{-6} =$$

$$= 7{,}8 \cdot 120 \cdot 0{,}96 \cdot \left[0{,}785 \cdot (131^2 - 30^2) - 36 \cdot 54{,}3 - 34 \cdot 39{,}4\right] \cdot 10^{-6} = 8{,}6 \text{ кг.}$$

7.1.4 Маса ізоляції статора

$$m_{is\,s} = 1{,}35 \cdot \left(l_s + 20\right) \cdot \left(2 \cdot h_s + 3 \cdot b_{sav}\right) \cdot b_{is\,fr} \cdot Q_s \cdot 10^{-6}, \qquad (7.1)$$

де b_{sav} – середня ширина паза статора, мм.

Середня ширина паза статора визначається за формулою:

$$b_{sav} = 0{,}5 \cdot (b_{s2} + b_{s3}) = 0{,}5 \cdot (4{,}6 + 6{,}7) = 5{,}65 \text{мм.}$$

Підставляємо отримане значення у (7.1)

$$m_{is\,s} = 1{,}35 \cdot \left(120 + 20\right) \cdot \left(2 \cdot 13{,}9 + 3 \cdot 5{,}65\right) \cdot 0{,}19 \cdot 36 \cdot 10^{-6} = 0{,}06 \text{ кг.}$$

7.1.5 Маса конструкційних матеріалів двигуна (ступінь захисту IP54, $h \le 200$ мм, корпус і щити з алюмінієвого сплаву, ротор короткозамкнений)

$$m_{cm} = \left(0{,}21 \cdot d_{se}^2 \cdot l_s + 2{,}2 \cdot d_{se}^3\right) \cdot 10^{-6} = \left(0{,}21 \cdot 131^2 \cdot 120 + 2{,}2 \cdot 131^3\right) \cdot 10^{-6} = 5{,}4 \text{ кг.}$$

7.1.6 Маса двигуна

$$m_{AM} = m_{Cu\,sis} + m_{Alr} + m_{Fesr} + m_{iss} + m_{cm} = 2{,}1 + 0{,}6 + 8{,}6 + 0{,}06 + 5{,}4 = 16{,}8 \text{ кг.}$$

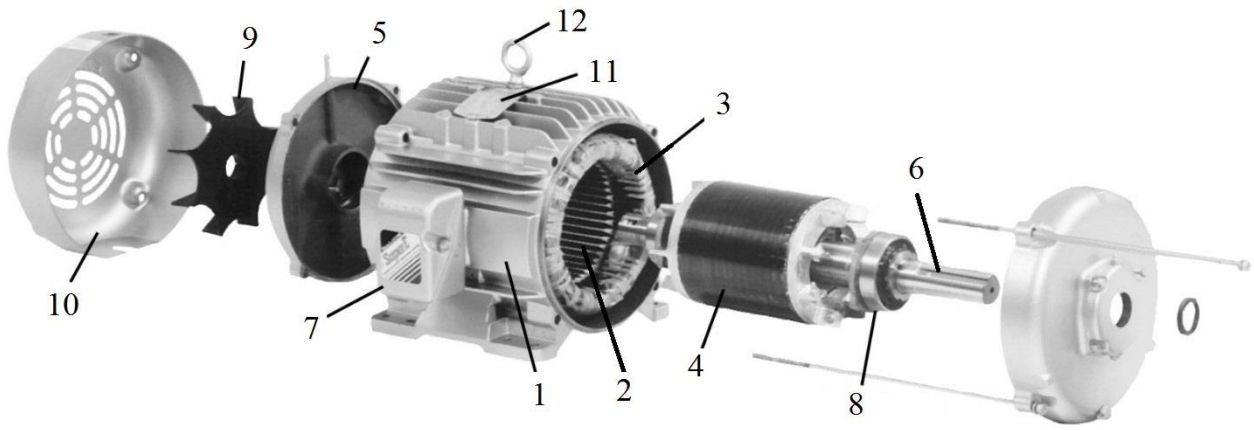
7.1.7 Динамічний момент інерції ротора

$$J_{din} = 0,6 \cdot d_{ri}^{4} \cdot l_r \cdot 10^{-12} = 0,6 \cdot 30^{4} \cdot 120 \cdot 10^{-12} = 0,00336 \text{ кг·м}^2.$$

8 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ АСИНХРОННОГО ДВИГУНА

8.1 **Будова асинхронного електродвигуна**

Асинхронний двигун складається з двох основних частин: нерухомої частини – статора, і обертової частини – короткозамкненого ротора, які розділені повітряним проміжком. Статор складається із осердя (в пази якого укладена обмотка) і корпуса. Будову асинхронного двигуна показано на рис. 8.1.



1 – корпус; 2 – осердя статора; 3 – обмотка статора; 4 – ротор;
5 – підшипниковий щит; 6 – вал; 7 – клемна коробка; 8 – підшипник;
9 – вентилятор; 10 – захисний кожух; 11 – паспортна табличка;
12 – рим-болт

Рисунок 8.1 – Вузли асинхронного двигуна

Для зменшення втрат на вихрові струми і гістерезис (перемагнічування) осердя статора і ротора шихтується (набирається) з окремо відштампованих листів електротехнічної сталі марки 2013 за ГОСТ 21427.2. Пакети листів пресують, а потім скріплюють скобами. Пази осердя статора ізолюються, і в них укладається трифазна одношарова концентрична обмотка статора з круглого мідного ізольованого провідника марки ПЭТМ – 155.

Корпус 1 (див. рис. 8.1) відливається з алюмінієвого сплаву марки АК10Су за ДСТУ 2839 разом з охолоджуючими ребрами, коробкою виводів і лапами, що

служать для кріплення асинхронного двигуна до фундаменту.

Обмотане осердя статора запресовується в попередньо нагрітий корпус.

Ротор складається з вала, на який напресовано шихтоване осердя ротора. В пази осердя залита алюмінієва короткозамкнена обмотка.

Вал ротора виготовляється з пруткової вуглецевої сталі круглого перерізу марки 45 за ДСТУ 7809.

Осердя ротора виконується зі скосом пазів, в які заливається короткозамкнена обмотка у виді стрижнів разом з короткозамкненим кільцем і лопатками з алюмінію марки А5 за ДСТУ ГОСТ 11069.

Попередньо нагріту бочку ротора напресовують на вал. Потім на вал ротора напресовують шарикопідшипники радіальні однорядні з захисними шайбами за ГОСТ 7242.

Ротор вставляється до розточки статора і закріплюється з двох сторін підшипниковими щитами, які прикручуються болтами до корпусу. Підшипникові щити відливаються з алюмінієвого сплаву АК10Су.

На неробочий кінець валу кріпиться вентилятор, відлитий із алюмінію, і закривається кожухом вентилятора із листової конструкційної сталі або пластмаси, який у свою чергу, прикручується гвинтами до корпусу.

На корпусі є болти уземлення, а також табличка з паспортними даними двигуна. Клемна коробка із клемником герметично закривається кришкою. У клемній коробці встановлені штуцери, що служать для безпечної експлуатації асинхронного двигуна.

9 МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

9.1 **Вихідні дані щодо розрахунку вала**

9.1.1 Вихідними даними для розрахунку вала є розміри ротора, отримані при електромагнітному розрахунку і конструктивній проробці двигуна. В практиці проектування розміри виступаючого кінця вала двигунів загального призначення вибираються за ГОСТ 18709 і ISO/R 775. У свою чергу, залежно від діаметра d, вибирають розміри шпонки b_{bk} і h_{bk}, а також висоту паза h_{nbk} для неї. Розміри шпонок, а відповідно і пазів для них, встановлені ISO 773 (DIN 6885). Ці розміри показано на рис. 9.1

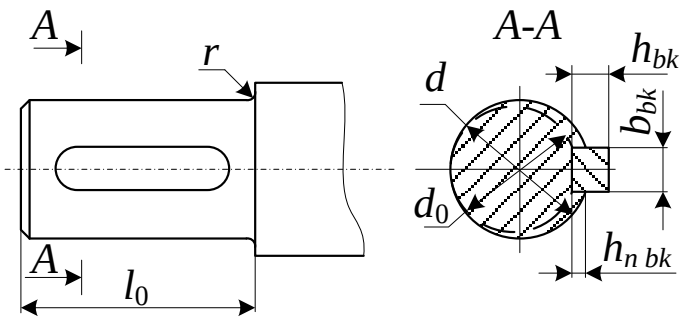


Рисунок 9.1 – Кінець вала

При номінальному моменті $M_N = 10{,}28$ Н·м, по [7] приймаються такі попередні розміри вільного кінця валу (див. рис. 9.1): $d = 22$ мм; $l_0 =$ 50 мм; h_{nbk}=3,5 мм; b_{bk} = 6 мм; h_{bk} = 6 мм. Відповідно конструктивній проробці двигуна визначені попередні розміри вала, ескіз вала показано на рис. 9.2.

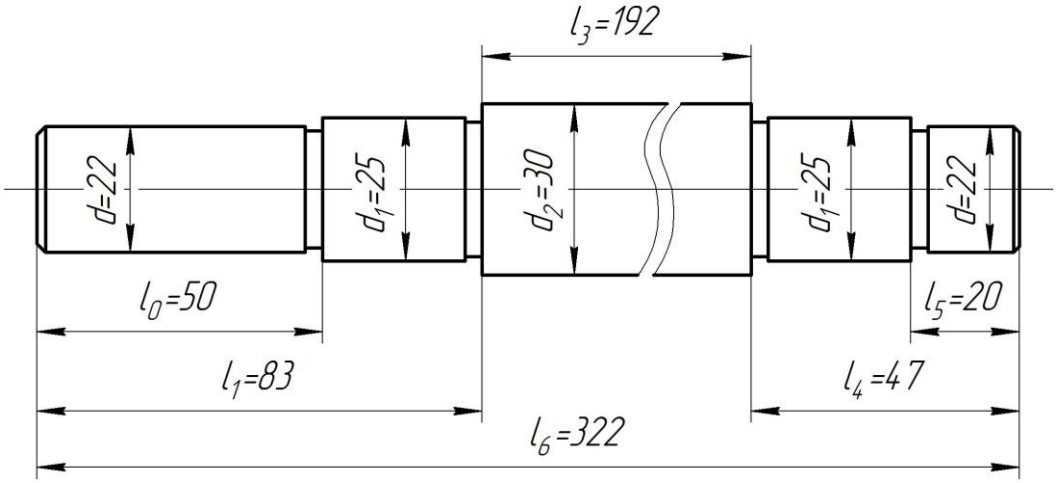


Рисунок 9.3 – Ескіз вала

9.2 **Розрахунок вала на жорсткість**

9.2.1 Розрахунок на жорсткість виконується за схемою вала, яка подана на рис. 9.3.

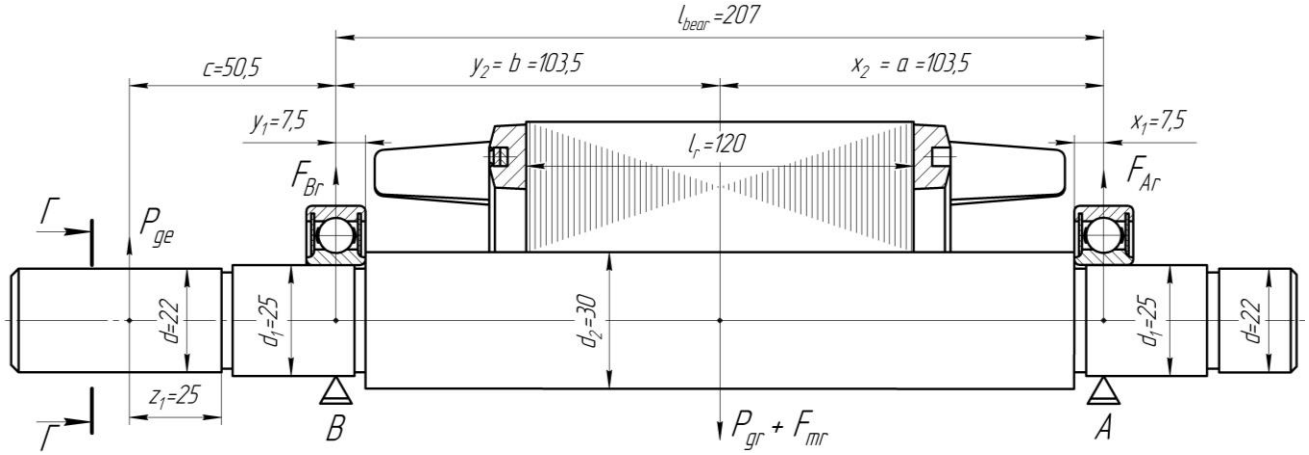


Рисунок 9.3 – Розрахункова схема вала асинхронного двигуна

9.2.2 Сила тяжіння осердя ротора з обмоткою і ділянкою вала на довжині осердя

$$P_{gr} = 64 \cdot d_r^2 \cdot l_r \cdot 10^{-6} = 64 \cdot 84,5^2 \cdot 120 \cdot 10^{-6} \approx 55\text{Н}.$$

9.2.3 Прогин вала під дією сили P_{gr} на ділянці, відповідній середині пакету осердя

$$f_{gr} = \frac{P_{gr}}{3 \cdot E_{st} \cdot l_{bear}^2} \cdot \left(S_b \cdot a^2 + S_a \cdot b^2\right) \cdot 10^6, \qquad (9.1)$$

де E_{st} – модуль пружності сталі, $E_{st} = 2,06 \cdot 10^{11}$ Па [13];

l_{bear} – відстань проміж умовними центрами підшипників, l_{bear} = 207 мм;

a, b – частки l_{bear} від середини пакета осердя ротора, a = b = 103,5 мм;

S_a і S_b – величини, які визначаються підсумовуванням значень $\frac{y_i^3 - y_{i-1}^3}{J_i}$ для i-тих уступів валу.

Розрахункові дані для визначення величин S_a і S_b наведені в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Розрахункові дані для визначення величин S_a і S_b

i	d_i, мм	$J_i = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64}$, мм^4	y_i, мм	y_i^3, мм^3	$y_i^3 - y_{i-1}^3$, мм^3	$\frac{y_i^3 - y_{i-1}^3}{J_i}$, мм$^{-1}$
1	25	19175	7,5	421,9	421,9	0,022
2	30	39761	103,5	1108718	1108296	27,87

Визначаємо S_a і S_b

$$S_a = S_b = \sum_{i=1}^{2} \frac{y_i^3 - y_{i-1}^3}{J_i} = 0,0022 + 27,87 = 27,9 \text{ мм}^{-1}.$$

Підставляємо отримані значення у (9.1)

$$f_{gr} = \frac{55}{3 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 207^2} \cdot \left(27,9 \cdot 103,5^2 + 27,9 \cdot 103,5^2\right) \cdot 10^6 = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

9.2.4 Радіальне зусилля передачі на виступаючий кінець вала двигуна

$$P_{ge} = k_{ge} \cdot \frac{M_N}{r_{ge}} \cdot 10^3, \tag{9.2}$$

де k_{ge} − коефіцієнт, що залежить від способу сполучення двигуна з приводним механізмом, для зубчастої передачі k_{ge} = 1,09 [7];

r_{ge} – середній радіус розташування зубців, r_{ge} = 56 мм.

Підставляємо отримані значення у (9.2)

$$P_{ge} = 1,09 \cdot \frac{10,28}{56} \cdot 10^3 = 330 \text{ Н}.$$

9.2.5 Прогин вала під дією сили P_{ge} посередині осердя

$$f_{ge} = \frac{P_{ge} \cdot c}{3 \cdot E_{st} \cdot l_{bear}^2} \cdot \left[\left(1,5 \cdot l_{bear} \cdot S_0 - S_b\right) \cdot a + S_a \cdot b\right] \cdot 10^6, \tag{9.3}$$

де c – відстань (див. рис. 9.3), c = 50,5 мм;

S_0 – величина, яка визначається підсумовуванням значень $\frac{y_i^3 - y_{i-1}^3}{J_i}$ для i-тих уступів валу.

Розрахункові дані для визначення величини S_0 наведені в таблиці 9.2

Таблиця 9.2 – Розрахункові дані для визначення величини S_0

i	d_i, мм	$J_i = \frac{\pi \cdot d_i^4}{64}$, мм^4	y_i^2 ,мм^2	$y_i^2 - y_{i-1}^2$, мм^2	$\frac{y_i^2 - y_{i-1}^2}{J_i}$, мм$^{-2}$
1	25	19175	56,25	56,25	0,00293
2	30	39761	10712,25	10656	0,268

Визначаємо S_0

$$S_0 = \sum_{i=1}^{2} \frac{y_i^2 - y_{i-1}^2}{J_i} = 0,00293 + 0,268 = 0,27 \text{ мм}^{-2}.$$

Підставляємо отримані значення у (9.3)

$$f_{ge} = \frac{330 \cdot 50,5}{3 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 207^2} \cdot \left[\left(1,5 \cdot 207 \cdot 0,27 - 27,9\right) \cdot 103,5 + 27,9 \cdot 103,5 \right] \cdot 10^6 =$$

$$= 0,0055 \text{ мм}.$$

9.2.6 Початковий розрахунковий ексцентриситет осердя ротора e_g, що виникає через нерівномірність повітряного проміжку і прогин вала під дією сил P_{gr} і P_{ge}

$$e_g = k_{e\delta} \cdot \delta + f_{gr} + f_{ge}, \tag{9.4}$$

де $k_{e\delta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність повітряного проміжку, $k_{e\delta}$ = 0,15 [7].

Підставляємо отримане значення у (9.4)

$$e_g = k_{e\delta} \cdot \delta + f_{gr} + f_{ge} = 0,15 \cdot 0,25 + 0,0012 + 0,0055 = 0,044 \text{ мм}.$$

9.2.7 При зсуві осердя на величину e_g виникає початкова сила однобічного магнітного тяжіння

$$F_{mr} = \frac{0,1 \cdot d_r \cdot l_r \cdot e_g}{\delta} = \frac{0,1 \cdot 84,5 \cdot 120 \cdot 0,044}{0,25} = 268 \text{ Н}.$$

9.2.8 Додатковий прогин вала від дії сили F_{mr}

$$f_{mr} = f_{gr} \cdot \frac{F_{mr}}{P_{gr}} = 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{268}{55} = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

9.2.9 Сталий прогин вала під дією сил магнітного тяжіння

$$f_{mrc} = f_{mr}/(1-k_{fe}), \tag{9.5}$$

де k_{fe} – відношення прогину від дії сили F_{mr} до ексцентриситету осердя ротора e_g.

Знаходимо відношення прогину від дії сили F_{mr} до ексцентриситету осердя ротора e_g

$$k_{fe} = \frac{f_{mr}}{e_g} = \frac{5,9\cdot 10^{-3}}{44\cdot 10^{-3}} = 0,134.$$

Підставляємо отримане значення у (9.5)

$$f_{mrc} = f_{mr}/(1-k_{fe}) = \frac{5,9\cdot 10^{-3}}{1-0,134} = 6,8\cdot 10^{-3}\,\text{мм}.$$

9.2.10 Сумарний прогин вала посередині ротора у найгіршому разі

$$f_{sum} = f_{gr} + f_{ge} + f_{mrc} = 12\cdot 10^{-3} + 5,5\cdot 10^{-3} + 6,8\cdot 10^{-3} = 0,0135\,\text{мм}.$$

Для забезпечення нормальної роботи асинхронного двигуна необхідно, щоб виконувалася умова – $f_{sum} \le 0,1\cdot\delta$. Перевіряємо

0,0135 мм < 0,1·0,25 = 0,025 мм – умова виконується.

9.2.11 Сила тяжіння сполучного пристрою

$$P_{g\,ge} = \frac{9,81\cdot m_{ge}}{2}, \tag{9.6}$$

де m_{ge} – маса зубчастого колеса, m_{ge} = 1,71 кг.

Підставляємо отримане значення у (9.6) $P_{g\,ge} = \dfrac{9,81\cdot m_{ge}}{2} = \dfrac{9,81\cdot 1,71}{2} = 8,4\,\text{Н}.$

9.2.12 Прогин від сили тяжіння колеса вентилятора

$$f_{g\,ge} = f_{ge}\cdot\frac{P_{g\,ge}}{P_{ge}} = 5,5\cdot 10^{-3}\cdot\frac{8,4}{330} = 1,4\cdot 10^{-4}\ \text{мм}.$$

9.2.13 Перша критична частота обертання двигуна n_{cr1} з достатнім ступенем точності може бути знайдена за формулою:

$$n_{cr1} \approx 950\cdot\sqrt{\frac{1-k_{fe}}{f_{gr}+f_{g\,ge}}} \approx 950\cdot\sqrt{\frac{1-0,134}{1,2\cdot 10^{-3}+1,4\cdot 10^{-4}}} \approx 10800\,\text{об/хв}.$$

Другим критерієм жорсткості вала є забезпечення умови $n_{cr1} \geq 1{,}3 \cdot n_s$,

10800 об/хв > 1950 об/хв – умова виконується.

9.3 **Розрахунок вала на згин**

9.3.1 Розрахунок ведемо, виходячи з теорії найбільшої дотичної механічної напруги. Розрахунок вала проводимо на ділянці *c* в найбільш навантаженому перерізі, що співпадає з площиною дії сили P_{ge} (див. рис. 9.3) на вільний кінець валу, зменшеному на висоту канавки шпонки (див. рис. 9.1).

У даному перерізі вала згинальний момент на ділянці *c*

$$M_{bend} = k_z \cdot \left(P_{ge} + P_{g\,gr}\right) \cdot z_1 \cdot 10^{-3}, \tag{9.7}$$

де k_z – коефіцієнт допустимого перенавантаження двигуна, визначається по [7], $k_z = 2$;

z_1 – відстань (див. рис. 9.3), $z_1 = 25$ мм.

Підставляємо отримані значення у (9.7)

$$M_{bend} = k_z \cdot \left(P_{ge} + P_{g\,gr}\right) \cdot z_1 \cdot 10^{-3} = 2 \cdot \left(330 + 8{,}4\right) \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 8{,}5\,\text{Н·м}.$$

9.5.2 Момент крутний

$$M_{tor} = k_z \cdot M_N = 2 \cdot 10{,}28 = 20{,}6\ \text{Н·м}.$$

9.5.3 Момент опору при згинанні

$$S_{bend} = 0{,}1 \cdot d_0^3 = 0{,}1 \cdot 22^3 = 633{,}2\,\text{мм}^{3.}$$

9.3.4 При сумісній дії згину і кручення зведена механічна напруга

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{M_{bend}^2 + M_{tor}^2}}{S_{bend}} \cdot 10^9 = \frac{\sqrt{8{,}5^2 + 20{,}6^2}}{633{,}2} \cdot 10^9 = 3{,}52 \cdot 10^7\,\text{Па}.$$

Величина σ_{red} не повинна перевищувати $0{,}7 \cdot \sigma_{flu}$, де σ_{flu} – межа механічної напруги текучості для матеріалу з якого виготовлено вал, тобто для сталі марки 45. Для цього матеріалу $\sigma_{flu} = 3{,}5 \cdot 10^8$ Па, тоді допустима величина напруги $0{,}7 \cdot \sigma_{flu} = 0{,}7 \cdot 3{,}5 \cdot 10^8 = 2{,}45 \cdot 10^8$ Па. Як бачимо $\sigma_{red} < 0{,}7 \cdot \sigma_{flu}$, тобто умова виконується.

9.4 **Вибір підшипників**

9.4.1 У відносно малих машинах з $h \leq 160$ мм застосовують два однакових підшипника, вони кулькові радіальні однорядні з захисними шайбами за ГОСТ 7242. Відповідно до конструкції вала обираємо підшипник – тип 80205 за [7], основні параметри підшипника:

1) внутрішній діаметр d_{bei} = 25 мм;

2) ширина b_{be} = 18 мм;

3) зовнішній діаметр d_{bee} = 52 мм;

4) найбільша динамічна вантажопідйомність $F_{din\,max}$ = 14000 Н;

5) статична вантажопідйомність F_{stat} = 7800 Н;

6) гранична частота обертання підшипника n_{lim} = 12000 об/хв.

9.5 **Розрахунок підшипників кочення**

9.5.1 Найбільше радіальне навантаження на підшипники *A* і *B*:

$$F_{Ar} = \frac{(P_{gr} + F_{mr}) \cdot b + P_{ge} \cdot c}{l_{bear}} = \frac{(55 + 268) \cdot 103{,}5 + 330 \cdot 50{,}5}{207} = 242\,\text{Н};$$

$$F_{Br} = \frac{(P_{gr} + F_{mr}) \cdot a + P_{ge} \cdot (l_{bear} + c)}{l_{bear}} =$$

$$= \frac{(55 + 268) \cdot 103{,}5 + 330 \cdot (207 + 50{,}5)}{207} = 572\,\text{Н}.$$

9.5.2 Для асинхронного двигуна з горизонтальним розташуванням вала у багатьох випадках можна не враховувати аксіальне навантаження. Приймемо, що аксіальне навантаження викликане осьовим магнітним тяжінням осердь ротора і статора, яке виникає через їхній взаємний зсув, і складає

$$F_{bea} = 0{,}1 \cdot F_{ber\,max}, \tag{9.8}$$

де $F_{ber\,max}$ – більша з величин F_{Ar} і F_{Br}, в нашому випадку $F_{ber\,\max} = 572\,\text{Н}$.

Підставляємо значення $F_{ber\,max}$ у (9.8) $F_{ber\,a} = 0{,}1 \cdot 572 = 57{,}2\,\text{Н}$.

9.5.3 Динамічне зведене навантаження для шарикопідшипника однорядного радіального

$$F_{bedin} = k_{lbe} \cdot F_{Br}, \tag{9.9}$$

де k_{lbe} – коефіцієнт урахування характеру навантаження двигуна, який визначається по [7], k_{lbe} = 1,5.

Підставляємо отримане значення у (9.9)

$$F_{bedin} = 1,5 \cdot 572 \approx 858 \text{ Н}.$$

9.5.4 Необхідна динамічна вантажопідйомність шарикопідшипника

$$F_{dinmax} = \frac{F_{bedin}}{25,6} \cdot \sqrt[3]{T_{work} \cdot n_{max}}, \tag{9.10}$$

де T_{work} – розрахунковий термін служби (довговічність) підшипника, який приймаємо T_{work} = 15000 годин [7];

n_{max} – найбільша робоча частота обертання машини, яка для асинхронного двигуна може бути прийнята рівною n_s і не повинна перевищувати граничного значення n_{lim}, n_{max} = 1500 об/хв.

Підставляємо отримані значення T_{work} і n_{max} у (9.10)

$$F_{dinmax} = \frac{858}{25,6} \cdot \sqrt[3]{15000 \cdot 1500} = 9462 \text{ Н}.$$

Знайдене розрахункове значення F_{dinmax} не повинне перевищувати значення F_{dinmax} підшипника. Отже, відповідно 9462 Н < 10800 Н – умова виконується.