

3 РАСЧЕТ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В МАШИНЕ И КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

При работе машины часть подводимой мощности $P_{\text{ном}}$ расходуется на потери мощности. Эта часть мощности $\Sigma \Delta P$ теряется при электромеханическом преобразовании энергии. Потери делятся на основные и добавочные. К основным относятся: электрические потери мощности в обмотках при прохождении тока, потери на перемагничивание стали при изменениях магнитного потока, механические потери на вентиляцию и трение. Добавочные электрические потери вызваны полями рассеяния магнитного потока – пазовым, дифференциальным и лобовых частей обмотки. Магнитные потери вызываются основным магнитным потоком и включают потери на гистерезис и вихревые токи в стальных участках магнитной цепи при переменном магнитном потоке. К потерям холостого хода относят: механические, потери на перемагничивание стали и добавочные (возникающие из-за зубчатости статора или ротора). Их легко найти по данным опыта холостого хода. Другие виды потерь определяют при установившемся режиме работы машины. Потери мощности позволяют найти КПД машины и определить превышения температуры деталей конструкции.

3.1 Электрические потери мощности в обмотках и на коллекторе

Электрические потери мощности в проводниках обмотки якоря:

$$\Delta P_{\text{за}} = I_{\text{а ном}}^2 \cdot R_{\text{а}} = \quad [\text{Вт}].$$

Электрические потери мощности в цепи обмотки параллельного возбуждения:

$$\Delta P_{\text{эв}} = I_{\text{в ном}}^2 \cdot R_{\text{в}} = \quad [\text{Вт}].$$

Электрические потери мощности в обмотке возбуждения добавочных полюсов:

$$\Delta P_{\text{эд}} = I_{\text{д ном}}^2 \cdot R_{\text{д}} = \quad [\text{Вт}].$$

Электрические потери мощности в переходном скользящем контакте щеток с поверхностью коллектора:

$$\Delta P_{\text{эщ}} = I_{\text{аном}} \cdot \Delta U_{\text{щ}} = \quad [\text{Вт}].$$

Суммарные электрические потери мощности в машине:

$$\Sigma \Delta P_{\text{э}} = \Delta P_{\text{эа}} + \Delta P_{\text{эв}} + \Delta P_{\text{эд}} + \Delta P_{\text{эщ}} = \quad [\text{Вт}].$$

3.2 Потери мощности на перемагничивание сердечника ротора

Магнитные потери в ярме ротора. Масса стали ярма ротора: $m_{\text{я}} = k_c \cdot 7.8 \cdot 10^3 \cdot V_{\text{я}}$ [кг].

Объем ротора без зубцового слоя:

$$V = \left[\frac{\pi \cdot (D_a - 2 \cdot h_2)^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_K^2}{4} \cdot n_K \right] \cdot l_a = \frac{\pi \cdot l_a}{4} [(D_a - 2h_2)^2 - d_B^2 - d_K^2 \cdot n_K] =$$

[см³] = _____ =
 [м³].

Отсюда $m_{\text{я}} =$ _____ [кг].

Магнитные потери в ярме ротора: $\Delta P_{\text{мя}} = P_{\text{я}} \cdot m_{\text{я}}$ [Вт], где $P_{\text{я}}$ - удельные магнитные потери в стали ротора – $P_{\text{я}} = K_H \cdot P_1 / 50 \cdot (f/50)^\beta \cdot B_a^2$ [Вт/кг]. Частота перемагничивания ротора – $f = pn/60 =$ _____ [Гц], $B_a =$ _____ [Тл], $\beta =$ _____. Тогда: $P_{\text{я}} =$ _____

[Вт/кг]; $\Delta P_{\text{мя}} =$ _____ [Вт].

Магнитные потери мощности в зубцах ротора: $\Delta P_{\text{MZ}} = P_Z \cdot m_Z$ [Вт]; $m_Z = 7800 \cdot K_C \cdot V_Z$ [кг]; V_Z - объем стали зубцов; при трапецидальном сечении зубца площадь трапеции – $S_Z = (\epsilon_{Z1} + \epsilon_{Z3}) \cdot h_Z / 2$ [м²]; $\epsilon_{Z1} = t_1 - \epsilon_n =$ _____ [мм]; $\epsilon_{Z3} = t_3 - \epsilon_n =$ _____ [мм]; $S_Z =$ _____ [мм²]; $V_Z = S_Z \cdot l_a \cdot Z =$ _____ [м³]. Тогда: $m_Z =$ _____

$$P_Z = K_H P_1 / 50 \cdot (f/50)^2 \cdot B_Z^2 = \quad [\text{кг}]; B_Z = \quad [\text{Тл}];$$

$$\Delta P_{MZ} = \quad [\text{Вт/кг}];$$

$$\Delta P_{MZ} = \quad [\text{Вт}].$$

Суммарные основные потери в стали машины: $\Sigma \Delta P_M = \Delta P_{Ma} + \Delta P_{MZ} =$

$$= \quad [\text{Вт}].$$

3.3 Механические и вентиляционные потери мощности

Суммарные механические потери мощности в машине: $\Sigma \Delta P_M = \Delta P_{\text{ТЩ}} + \Delta P_B + \Delta P_{\text{П}} [\text{Вт}]$, где $\Delta P_{\text{ТЩ}}$ - потери мощности на трение щеток о поверхность коллектора; ΔP_B - потери мощности на вентиляцию машины; $\Delta P_{\text{П}}$ - потери мощности на трение в подшипниках.

Потери мощности на трение щеток: $\Delta P_{\text{ТЩ}} = p_{\text{щ}} \cdot \Sigma S_{\text{щ}} \cdot f_{\text{т}} \cdot \vartheta_{\text{к}} [\text{Вт}]$, где давление на рабочей поверхности щетки - $p_{\text{щ}} = \quad [\text{кг/см}^2] = \quad [\text{Па}]; \Sigma S_{\text{щ}} =$

$$= \quad [\text{см}^2]; f_{\text{т}} = \quad ; \vartheta_{\text{к}} = \quad [\text{м/с}].$$
 Тогда: $\Delta P_{\text{ТЩ}} =$

$$[\text{Вт}].$$

По кривой рис.16 находим суммарные потери на вентиляцию и трение в подшипниках: для машин с вентиляторами на валу при $D_a = \quad [\text{м}] - (\Delta P_B + \Delta P_{\text{П}}) =$

$$= \quad [\text{кВт}].$$

Суммарные механические потери мощности: $\Sigma \Delta P_{\text{MECH}} =$

$$[\text{Вт}].$$

Добавочные потери мощности для машин без компенсационной обмотки при номинальной нагрузке: $\Delta P_g = 0.01 \cdot P_{\text{НОМ}} =$

$$[\text{Вт}].$$

3.4 Определение коэффициента полезного действия проектируемой машины

КПД электрической машины определяем по выражению: $\eta_{\text{НОМ}} = 100(1 - \Sigma \Delta P / P_{\text{НОМ}}) [\%]$, где $\Sigma \Delta P$ - сумма всех потерь мощности в машине ;

$$\Sigma \Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{э}} + \Sigma \Delta P_M + \Sigma \Delta P_{\text{мех}} + \Sigma \Delta P_g =$$

$[Вт]$; $\eta_{ном} =$ $[\%]$. В потери холостого хода
 машины входят потери мощности, практически не изменяющиеся с изменением
 нагрузки: $P_0 = \sum \Delta P_{ма} + \sum \Delta P_{мех} =$ $[Вт]$. При этом: ток холостого хода в
 якоре – $I_{0а} = P_0 / U_{ном} =$ $[А]$; ток из сети $I = I_{0а} + I_{бном} =$
 $[А]$.

4 РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

4.1 Расчет характеристик холостого хода, переходный и намагничивания

Переходная характеристика показывает зависимость индукции в воздушном зазоре B_δ на холостом ходу от суммы падений магнитного напряжения в зазоре F_δ , зубце F_z и ярме ротора F_a , т.е. $B_\delta = f(F_\delta + F_z + F_a)$. У машины магнитная цепь насыщена, а щетки устанавливают строго по линии геометрической нейтрали, поэтому продольную составляющую F_{ad} от магнитодвижущей силы обмотки якоря F_a при расчетах не учитывают ($F_{ad} = 0$). При нагрузке машины учитывают воздействие поперечной составляющей F_{aq} реакции якоря на магнитодвижущую силу обмотки возбуждения главных полюсов F_e . Эта составляющая F_{aq} под одним краем главного полюса вычитается, а под другим прибавляется к F_e . Она искажает магнитное поле под главным полюсом машины, уменьшая поток Φ и наводимую им ЭДС E_a . Составляющая F_{aq} изменяет магнитное напряжение в воздушном зазоре (дважды по направлению силовой линии магнитного потока, создаваемого током обмотки якоря), в зубцах (дважды по силовой линии потока) и ярме якоря, поток этой составляющей направлен по ширине сердечника главного полюса v_n . Воздушный зазор δ следует выбирать так, чтобы B_δ на протяжении краев полюсной дуги v_p не изменила своего направления на обратное под действием поля обмотки якоря. Для анализа влияния F_{aq} на поле главных полюсов рассчитываем и строим переходную характеристику при холостом ходе машины. Прибавляя и отнимая F_{aq} по краям полюса из этой кривой определяют степень влияния реакции якоря, правильность выбора зазора и расчета магнитодвижущей силы обмотки возбуждения. Дело в том, что уменьшение потока главного полюса под одной половиной его дуги выше, чем увеличение потока под другой его половиной. Это как раз и обусловлено формой кривой переходной характеристики на ее рабочем участке (левее и правее расчетного B_δ, Φ_δ). Чтобы поток в воздушном зазоре не изменялся при переходе машины от холостого хода к нагрузке (меняющейся во

время работы), необходимо при проектировании машины увеличить F_{σ} на величину F_{aq} (это определяют их характеристики).

Расчет параметров, необходимых для построения указанных характеристик холостого хода и переходной, проводим в такой последовательности:

- задаем величину магнитного потока в зазоре в долях от $\Phi_{\text{ном}}$ - 0,25; 0,5; 0,75; 1,0; 1,15;
- определяем магнитную индукцию B_i на каждом участке магнитной цепи $B_i = \Phi/S_i$ для каждой заданной выше величины потока Φ ;
- по кривой намагничивания соответствующего материала участка находим напряженность магнитного поля на этом участке для каждого Φ ;
- находим падение магнитного напряжения H_i по длине для каждого участка ℓ_i для заданных Φ ;
- для построения переходной характеристики находим сумму падений магнитного напряжения для зазора, зубцов и ярма ротора $F_{\sigma 2a}$ при каждом заданном значении Φ ;
- определяем суммарное падение магнитного напряжения по замкнутому контуру магнитной цепи (см. рис.14 и раздел 2.2).
- сводим проведенные расчеты в табл.13;
- строим характеристику $B_{\sigma} = f(F_{\sigma 2a})$, приведенную на рис. 17;
- строим характеристику $E_a = f(I_b)$, приведенную на рис. 18;
- строим кривую намагничивания $\Phi = f(I_b)$, приведенную на рис. 19.

Таблица 13 – Данные для построения характеристик холостого хода, переходного и намагничивания.

№ п/п	Параметр	Единица изм.					
1	$\Phi \cdot 10^{-3}$	Вб					
2	B_{σ}	Тл					
3	B_{Γ}	Тл					

4	B_C	Тл					
5	B_Z	Тл					
6	B_a	Тл					
7	H_6	А/м					
8	H_Γ	А/м					
9	H_C	А/м					
10	H_Z	А/м					
11	H_a	А/м					
12	F_6	А					
13	F_Γ	А					
14	F_C	А					
15	F_Z	А					
16	F_a	А					
17	F_{6Za}	А					
18	F_Π	А					
19	E_a	В					
20	I_B	А					

4.2 Расчет рабочих характеристик двигателя

Эксплуатационные свойства спроектированной машины оценивают по ее надежности в работе, рабочим характеристикам и энергетическим показателям.

Рабочие характеристики включают в себя зависимости от полезной механической мощности P_2 на валу двигателя при $U_{ном} = const$ и $I_{вном} = const$ следующих параметров: частоты вращения ротора n ; вращающего момента на валу M ; потребляемого из сети тока I ; потребляемой из сети мощности P_1 ; коэффициента полезного действия η . Для их построения используют кривую намагничивания магнитной цепи машины $\Phi = f(I_B)$. Расчет параметров, необходимых для построения, проводим в такой последовательности:

2											
3											
4											
5											
6											

5 ВЕНТИЛЯЦИОННЫЙ РАСЧЕТ

5.1 Выбор системы вентиляции машины

Потери мощности в машине преобразуются в тепловую энергию, нагревая детали конструкции до разной по величине установившейся температуры. Допустимое превышение температуры деталей определяется классом нагревостойкости изоляции машины. В машинах общепромышленного применения, работающих в продолжительном режиме (s1), проводят расчет установившейся температуры Θ_1 деталей. Эти машины имеют искусственную вентиляцию, а поток охлаждающего воздуха создается с помощью вентилятора, размещенного на валу со стороны, противоположной коллектору. У проектируемой машины принята аксиальная само вентиляция.

Задачей вентиляционного расчета является определение количества воздуха V_B [м³/с], необходимое для подачи в вентиляционную систему машины и поддержания установившейся температуры деталей в допустимых пределах ($\Theta_1 < \Theta_{доп}$). Подаваемый охлаждающий воздух должен отводить все

тепло, выделяющееся в деталях конструкции из-за преобразования суммарных потерь мощности $\Sigma\Delta P$ в тепло.

5.2 Расход охлаждающего воздуха и его напор

Расход охлаждающего воздуха определяем из выражения: $V_B = \Sigma\Delta P / 1100 \cdot 2\Theta_B$ [м³/с], где $\Sigma\Delta P$ – сумма всех потерь мощности в машине, Вт; C_V – удельная объемная теплоемкость охлаждающего машину воздуха, $C_V = 1100$ Дж/град·м³; $\Delta\Theta_B$ – среднее повышение температуры воздуха в машине, $\Delta\Theta_B = \Theta_{\text{вых}} - \Theta_{\text{вх}}$, град. Принято, что повышение температуры воздуха выше среднего в 2 раза – $2 \cdot \Delta\Theta_B$. Для машин с изоляцией класса нагревостойкости F и H принимают $2 \cdot \Delta\Theta_B =$ [°C].

Для проектируемой машины: $\Sigma\Delta P =$ [Вт], $V_B =$ [м³/с]. Давление (напор) подаваемого вентилятором воздуха: $H = Z \cdot V_B^2$ [Па], где Z – эквивалентное аэродинамическое сопротивление вентиляционной системы машины, Н·с²/м². Для спроектированной машины аэродинамическое сопротивление воздухопровода от входного патрубка до выходного является величиной постоянной. Находим Z по кривой, приведенной на рис. 21 и полученной при заводских аэродинамических испытаниях подобных проектируемой конструкции машин. Для $k = P_{2\text{ном}} / n_{\text{ном}} =$ [Вт/мин⁻¹] по кривой находим $Z =$ [Па·с²/м⁶]. Здесь $H = f(V_B)$ – характеристика воздухопровода машины, квадратичная парабола. Давление H равно сумме падений давления на всех участках воздухопровода, следующих один за другим по движению потока воздуха. По найденному для серийной машины Z и известному расходу воздуха V_B определяем необходимый напор воздуха: $H = Z \cdot V_B^2 =$ [Па].

5.3 Определение основных параметров вентилятора

Выбираем литой центробежный вентилятор, пригодный для реверсивных машин. Система вентиляции аксиальная вытяжная. Ее преимущество в том, что со стороны коллектора во входной патрубок попадает холодный воздух. При нагнетательной вентиляции воздух, проходя через вентилятор дополнительно подогревается за счет потерь мощности в вентиляторе (на 3-7 °С). При вращении колеса вентиляции воздух, находящийся между радиальными лопатками, выбрасывается наружу под действием центробежной силы. У входных отверстий вентилятора на его внутреннем диаметре создается разрежение, на его внешнем диаметре – повышенное давление.

Внешний диаметр D_2 вентиляционного колеса выбираем равным $0,9d_C$. Тогда $D_2 =$ [см]. Окружная скорость на внешнем диаметре вентиляционного колеса: $v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n_{ном} / 60 =$ [м/с]. Внутренний диаметр вентиляционного колеса: $D_1 = (1.25-1.3)D_a =$ [м]. Принимаем $D_1 =$ [м]. Окружная скорость по внутреннему диаметру: $v_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_{ном} / 60 =$ [м/с]. Ширина лопатки вентилятора: $v_{л} = (0,12--0,15)D_1 =$ [м]. Принимаем $v_{л} =$ [см]. Для уменьшения вентиляционного шума рекомендуют выбирать нечетное число лопаток вентилятора. При вытяжной вентиляции с $D_2 =$ [мм] выбираем число лопаток $N_{л}$. Максимальный расход воздуха вентилятором: $V_{Вмакс} = 2 \cdot V_{В} =$ [м³/с]. Напор вентилятора на холостом ходу: $H_0 = H / 0,9 =$ [Па]. Мощность, расходуемая на вентиляцию машины: $P_{В} = 0,175 \cdot (v_2 / 10)^2 \cdot V_{В} =$ [кВт] = [Вт]. Основной недостаток центробежного вентилятора заключен в сравнительно низком КПД, $\eta =$.

6 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ МАШИНЫ

6.1 Допускаемые превышения температуры деталей конструкции

Так как температура окружающей машину среды (атмосферного воздуха) постоянно изменяется, то в тепловых расчетах рассматривают превышение температуры детали над температурой охлаждающей среды. В этом случае температуру детали t_i находят как сумму превышения температуры Θ_1 и температуры охлаждающей среды t_0 : $t_i = \Theta_1 + t_0 [^{\circ}\text{C}]$. Данные по установившемуся превышению температуры деталей дает тепловой расчет машины.

Номинальные данные машины ($P_{\text{ном}}$, $U_{\text{ном}}$, $\eta_{\text{ном}}$ и др.) указывают в паспортных данных для режима работы на высоте до 1000 [м] над уровнем моря при температуре газообразной окружающей среды $t_0 = +40 [^{\circ}\text{C}]$. Предельно допускаемые превышения температуры отдельных деталей $\Theta_{\text{доп}}$ устанавливает ГОСТ. Для класса нагревостойкости изоляции F предельно допустимые превышения температуры таковы: обмотка якоря - $\quad [^{\circ}\text{C}]$, обмотка возбуждения - $\quad [^{\circ}\text{C}]$; сердечник ротора - $\quad [^{\circ}\text{C}]$; коллектор - $\quad [^{\circ}\text{C}]$.

6.2 Перепад температуры по толщине изоляции обмотки ротора

Принимаем линейный закон изменения температуры по толщине δ_n изоляции ротора в пазу: $\Theta_n = C_1 * X + C_2 [^{\circ}\text{C}]$, где $C_1 = d * \Theta_n / dX = \text{const}$. При такой закономерности тепловой поток, проходящий через внутреннюю поверхность паза к сердечнику ротора $Q_{\text{П}}$, пропорционален разности температур меди обмотки ротора $\Theta_{\text{оа}}$ и сердечника $\Theta_{\text{а}}$ и обратно пропорционален термическому сопротивлению пазовой изоляции $R_{\text{Т}} = \quad [\text{Град}/\text{Вт}]$. Это соответствует закону Фурье для передачи тепла путем теплопроводности: $Q_{\text{П}} = \lambda_n * (\Theta_{\text{оа}} - \Theta_{\text{а}}) * S_{\text{П}} / \delta_n [\text{Вт}]$, где λ_n - коэффициент теплопроводности материала пазовой изоляции, $\text{Вт}/\text{м} * \text{град}$; $S_{\text{П}} = (\epsilon_{\text{п}} + 2 * h_{\text{п}}) * l_{\text{а}} [\text{м}^2]$ - площадь поверхности паза, через которую тепловой поток

переходит к сердечнику ротора; $\delta_{\text{п}}$ - толщина изоляции в пазу, м. Для проектируемой машины: $Q_{\text{п}} = \Delta P_{\text{эа}} =$ [Вт]; $\lambda_{\text{п}} =$ [Вт/м*град] для пазовой изоляции машин постоянного тока; $\delta_{\text{п}} =$ [мм];
 $z =$; $\Delta P_{\text{эа}}/z =$ [Вт] – потери мощности, приходящиеся на один паз обмотки ротора; $S_{\text{п}} =$ [мм²] = [м²]. Тогда $(\Theta_{\text{оа}} - \Theta_{\text{а}}) = (\Delta P_{\text{эа}}/z) * \delta_{\text{п}}/\lambda_{\text{п}} * S_{\text{п}} =$ [°C].

6.3 Превышение температуры сердечника и обмотки ротора

Тепловой поток отводится от сердечника ротора охлаждающим воздухом как с внешней поверхности в воздушный зазор, так и с поверхности внутренних аксиальных каналов путем теплоотдачи. Теплоотдача с нагретой поверхности сердечника к охлаждающему машину воздуху происходит в соответствии с законом Ньютона-Рихмана: $Q_{\text{а}} = \alpha_{\text{а}}(\Theta_{\text{а}} - \Theta_{\text{о}})S_{\text{а}}$ [Вт], где $\alpha_{\text{а}}$ -коэффициент теплоотдачи поверхности ротора, Вт/м²*°C; $\Theta_{\text{а}}$ -превышение температуры поверхности сердечника, °C; $\Theta_{\text{о}}$ -превышение температуры охлаждающего воздуха на окружающей средой, °C; $S_{\text{а}}$ -площадь теплоотдающей поверхности ротора, учитывающая внешнюю поверхность цилиндра ротора (с $D_{\text{а}}$ и $l_{\text{а}}$), а также площадь поверхности аксиальных вентиляционных каналов (с $d_{\text{к}}$, $n_{\text{к}}$, $l_{\text{а}}$), м².

Греющие потери мощности включают $\Delta P_{\text{эа}}$ и $\Delta P_{\text{м}}$, причем $\Delta P_{\text{м}} = \Delta P_{\text{ма}} + \Delta P_{\text{мз}}$. Потери мощности в обмотке в виде тепла поступают в сердечник через стенки пазов. Коэффициент теплоотдачи поверхностей ротора определим из выражения: $\alpha_{\text{а}} = 22(1 + 0,1 * \vartheta_2)$ [Вт/м²*°C] = [Вт/м²*°C]; ϑ_2 - из расчета вентилятора. Потери мощности: $Q_{\text{а}} = \Delta P_{\text{эа}} + \Delta P_{\text{м}} =$ [Вт]. Площадь теплоотдающих поверхностей ротора: $S_{\text{а}} = \pi * D_{\text{а}} * l_{\text{а}} + \pi * d_{\text{к}} * l_{\text{к}} * n_{\text{к}} = \pi * l_{\text{а}} * (D_{\text{а}} + d_{\text{к}} * n_{\text{к}}) =$ [м²]. Отсюда, приняв $\Theta_0 = 0$, получаем: $\Theta_{\text{а}} = (\Delta P_{\text{эа}} + \Delta P_{\text{м}}) / \alpha_{\text{а}} * S_{\text{а}} =$

[°C]. Зная превышение температуры сердечника ротора Θ_a , перепад температуры по толщине пазовой изоляции обмотки ротора $\Delta\Theta_n$ и превышение температуры охлаждающего воздуха Θ_0 над входящим в машину ($\Theta_0=$), можно найти превышение температуры проводников обмотки в ее пазовой части: $\Theta_{oa}=\Theta_a+\Delta\Theta_n+\Theta_0=$ [°C].

6.4 Превышение температуры обмотки возбуждения главного полюса

Тепло, выделяющееся в обмотке возбуждения главных полюсов $\Delta P_{эв}$, отводится поверхностью намотанной катушки в пространство между главным и добавочным полюсами. Расчет ведем для катушки одного главного полюса ($\Delta P_{эв}/2P$). Без учета перепада температуры по толщине изоляции проводников катушки превышение температуры обмотки возбуждения находим как: $\Theta'_{об}=\Delta P_{эв}/2P*\alpha_{об}*S_{об}$ [°C], где $\alpha_{об}$ – коэффициент теплоотдачи с поверхности катушки к охлаждающему воздуху, Вт/м²*°C; $S_{об}$ – площадь теплоотдающей наружной поверхности намотанной на полюс катушки, м²; $\Delta P_{эв}=$ [Вт].

Находим $\alpha_{об}=30*(1+0,1*\vartheta_a)=$

$=$ [Вт/м²*°C]. Площадь поверхности по периметру катушки: $S_{об}=l_{об}*h_{об}$ [м²]; $l_{об}=(h_r+2e_k)*2+(2e_k+l_a)*2=$ $=$ [см]= [м]; $h_{об}= h_k+2e_k=$ [см]= [м]; $S_{об}=$ [м²]. Отсюда: $\Theta'_{об}=$

[°C]. Установлено опытным путем, что перепад температуры внутри многослойных катушек составляет около [%] от превышения температуры в изоляции катушки приближенно найдем так: $\Theta_{пв}=0,25*\Theta'_{об}=$ [°C].

Учитывая превышение температуры самого охлаждающего воздуха над входящим $\Theta_0=$ = [°C], находим превышение температуры проводников обмотки возбуждения главных полюсов: $\Theta_{об}=\Theta'_{об}+\Theta_{пв}+\Theta_0=$ [°C].

6.5 Превышение температуры обмотки возбуждения добавочного полюса

Тепло выделяющееся в обмотке возбуждения добавочных полюсов отводится путем теплоотдачи к охлаждающему воздуху. Воздух перемещается в пространстве между главным и добавочным полюсами. Расчет нагрева обмотки добавочного полюса проводим так же, как и обмотки главного полюса. Без учета перепада температуры в изоляции катушки добавочного полюса $\Theta_{нд}$ находим превышение температуры обмотки: $\Theta'_{од} = \Delta P_{эд} / 2P * \alpha_{од} * S_{од} [^{\circ}C]$, где $\Delta P_{эд} =$ [Вт], $\alpha_{од} =$ [Вт/м²*°C], $S_{од} = l_{од} * h_{од} [м^2]$ – площадь теплоотдающей поверхности катушки добавочного полюса. Из расчета размеров добавочного полюса находим: $e_k =$ [см]; $h_k =$ [см]; $l_{од} = (e_d + 2e_k) * 2 + (2e_k + l_a) * 2 =$ [см]; $h_{од} = h_k + 2e_k =$ [см]; $S_{ов} =$ [м²]. Отсюда: $\Theta'_{од} =$ [°C]. Перепад температуры в изоляции катушки: $\Theta_{нд} = 0,25 * \Theta'_{од} =$ [°C]. Превышение температуры охлаждающего воздуха $\Theta_0 =$ [°C]. Среднее превышение температуры проводников обмотки добавочного полюса: $\Theta_{од} = \Theta'_{од} + \Theta_{нд} + \Theta_0 =$ [°C].

6.6 Превышение температуры коллектора

Греющие потери мощности выделяются на рабочей поверхности коллектора: $\Delta P_{щ} + \Delta P_{тщ} =$ [Вт]. Превышение температуры рабочей поверхности найдем из выражения: $\Theta_k = (\Delta P_{щ} + \Delta P_{тщ}) / \alpha_k * S_k [^{\circ}C]$, где $\alpha_k = k * \alpha_{\vartheta}$ – коэффициент теплоотдачи рабочей поверхности, Вт/м²*°C; $\alpha_{\vartheta} = 22 * (1 + 0,1 * \vartheta_k)$ – определяется окружной скоростью поверхности ϑ_k , Вт/м²*°C; k – учитывает повышенную турбулентность воздушного потока на входе в коллекторную камеру, $k =$, принимаем $k =$; $S_k = \pi * D_k * l_k =$ [м²] – площадь теплоотдающей поверхности коллектора. Находим α_k :

$$\alpha_{\vartheta}=22(1+0,1*\vartheta_k)[\text{Вт/м}^2*\text{°C}]= \quad \quad \quad [\text{Вт/м}^2*\text{°C}];$$

$$\alpha_k=5*\alpha_{\vartheta}= \quad \quad \quad [\text{Вт/м}^2*\text{°C}]. \text{ Тогда } \Theta_k=$$

[°C]. Так как воздух поступает в машину со стороны коллектора, то его превышение температуры в коллекторной камере можно принять равным нулю($\Theta_0=0$).

Можно сделать вывод, что превышения температуры деталей машины не превышают допусковых по классу нагревостойкости примененной изоляции(класс F).

7 МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КОНСТРУКЦИИ

Расчетные параметры машины являются основанием для ее конструирования: составления продольного и поперечного разрезов, по которым можно определить габаритные размеры, уточнить отдельные размеры некоторых деталей конструкции, вес деталей и всей машины. На основании одних и тех же расчетов можно спроектировать несколько разных вариантов конструкции, отличающихся по габаритным размерам, весу, простоте и экономичности технологического процесса изготовления и сборки, удобству эксплуатационного обслуживания, надежности в работе, стоимости. Конструирование машины сопровождается необходимыми механическими расчетами, определяющими напряжения материала деталей, их упругие деформации в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях.

7.1 Расчет вала на жесткость и прочность

Вал должен быть достаточно прочным, чтобы выдерживать все действующие на него нагрузки без появления остаточных деформаций. Иметь достаточную жесткость, чтобы при работе машины ротор не задевал за статор. Критическая частота вращения вала должна быть выше рабочих частот вращения. Вал изготавливают из углеродистой стали марки 45. Для повышения механических свойств стали ее подвергают термообработке.

Вал проектируемой машины имеет ступенчатую форму и показан на рис.22. Наибольший диаметр вала в месте посадки магнитопровода ротора. Число ступеней вала определено числом узлов машины, размещенных на валу: магнитопровод ротора, коллектор, вентилятор, два подшипника качения, свободный конец вала с упругой муфтой для соединения с приводным механизмом. Размеры свободного конца вала выбираем в соответствии с данными табл. 15, в которой приведены стандартные соотношения между диаметром вала и его длиной.

7.1.1 Расчет вала на жесткость

Жесткость вала характеризуется его прогибом под действием радиальных сил. Практически достаточно определить прогиб вала на участке расположения сердечника ротора и сравнить его с допускаемым пределом. Суммарный прогиб вала f_B содержит три составляющих: $f_B = f_P + f_M + f_{II}$ [м], где f_P – прогиб вала от веса ротора и закрепленных на нем коллектора с вентилятором; f_M – прогиб вала от силы одностороннего магнитного притяжения между статором и ротором; f_{II} – прогиб вала от действия поперечной силы F_{II} , возникающей при передаче вращающего момента к приводному механизму через упругую муфту. На рис. 23 приведен эскиз вала к расчету на жесткость и прочность.

При определении f_P силы тяжести частей ротора приводим к середине участка вала с магнитопроводом. Находим прогиб вала в этом месте (место приложения силы тяжести ротора G_P) с учетом момента сопротивления сечения вала изгибающему моменту. Здесь: $m_{яа} =$ [кг] – масса ярма ротора ; $m_{за} =$ [кг] – масса зубцов ротора; $m_{оа} =$ [кг] – масса меди обмотки якоря; $m_{МК} =$ [кг] – масса меди в объеме V_K коллектора; $m_{ск} =$ [кг] – масса стали в объеме V_K коллектора; V_K – объем коллектора без вала (d_B) и аксиального канала ($h_{ак}$),

$$V_K = \frac{\pi \cdot (D_K - d_B - 2 \cdot h_{ак})^2}{4} \cdot \ell_K = \quad \quad \quad \text{[см}^3\text{]} =$$

$$m_{МК} = \quad \text{[кг]}; m_{ск} = \quad \text{[кг]}; m_B = 7800 \cdot V_B \text{ [кг]} - \text{масса всего вала};$$

$$V_B = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} \cdot \ell_B \text{ [м}^3\text{]} - \text{объем стали по длине вала } \ell_B; d_B = \quad \text{[см]}, \ell_B = \quad \text{[см]},$$

$$V_B = \quad \text{[м}^3\text{]}; m_B =$$

[кг]. Так как диаметр вала взят наибольший, то массу вентилятора на валу не учитываем. С учетом массы отдельных деталей масса ротора составляет:

$$m_P = m_{яа} + m_{за} + m_{оа} + m_{МК} + m_{ск} + m_B =$$

$$\quad \text{[кг]}. \text{ Сила тяжести ротора: } G_P = 9.81 \cdot m_P =$$

[Н].

Прогиб вала от действия силы тяжести находим

так: $f_p = \frac{G_p}{3 \cdot E \cdot L^2} (S_B \cdot a^2 + S_a \cdot b^2) [м]$, где E – модуль упругости материала вала, $E =$

$[Па]$; $S_a = \sum \frac{x_i^3 - x_{i-1}^3}{Y_i} [м^{-1}]$; $S_B = \sum \frac{y_i^3 - y_{i-1}^3}{Y_i} [м^{-1}]$; $Y = \frac{\pi \cdot d_i^2}{64} [м^4]$ – момент инерции

сплошного вала с диаметром d_i ; a и b – расстояния от точки приложения силы G_p до опор подшипников (А и В), м; $L = a + b =$ [мм]. Расчеты

моментов сопротивления отдельных участков ступенчатого вала сведены в табл.

16.

Таблица 16 – Данные по расчету моментов сопротивления ступенчатого вала

№левых участков	$d_i, \text{мм}$	$J_i, \text{м}^4$	$y_i, \text{см}$	$y_i^3, \text{м}^3$	$y_{i-1}, \text{см}$	$y_{i-1}^3, \text{м}^3$	$y_i^3 - y_{i-1}^3, \text{м}^3$	$(y_i^3 - y_{i-1}^3)/J_i, \text{м}^{-1}$
1								
2								
3								
№правых участков	$d_i, \text{мм}$	$J_i, \text{м}^4$	$x_i, \text{см}$	$x_i^3, \text{м}^3$	$x_{i-1}, \text{см}$	$x_{i-1}^3, \text{м}^3$	$x_i^3 - x_{i-1}^3, \text{м}^3$	$(x_i^3 - x_{i-1}^3)/J_i, \text{м}^{-1}$
1								
2								
3								
№левых участков	$d_i, \text{мм}$	$J_i, \text{м}^4$	$y_i, \text{см}$	$y_i^2, \text{м}^2$	$y_{i-1}, \text{см}$	$y_{i-1}^2, \text{м}^2$	$y_i^2 - y_{i-1}^2, \text{м}^2$	$(y_i^2 - y_{i-1}^2)/J_i, \text{м}^{-1}$
1								
2								
3								
$S_a =$	$[\text{м}^{-1}]$		$S_B =$	$[\text{м}^{-1}]$		$S_0 =$	$[\text{м}^{-1}]$	

Учитывая данные табл.16, находим прогиб вала на участке магнитопровода ротора: $f_p =$ $[\text{м}] =$
 $=$ $[\text{мм}]$.

Поперечную силу F_{Π} , приложенную к выступающему концу вала и отражающую воздействие соединительной муфты, находим из выражения: $F_{\Pi} = K_{\Pi} * M_{\text{НОМ}} / R [\text{Н}]$, где $M_{\text{НОМ}}$ – номинальный вращающий момент на валу машины, $\text{Н} * \text{м}$; при наличии упругой муфты $K_{\Pi} =$ (степень воздействия передачи на вал); R – радиус соединительных пальцев в муфте, м. Вычисляем: $M_{\text{НОМ}} = 9,55 * P_{2\text{НОМ}} / n_{\text{НОМ}} =$ $[\text{Н} * \text{м}]$. По данным табл.17 выбираем упругую муфту типа МУВПб: $M_{\text{макс}} =$ $[\text{Н} * \text{м}]$, число пальцев - , минимальная расточка муфты под вал - мм, максимальная расточка муфты под вал машины - мм, наружный диаметр муфты - мм, диаметр по центру пальцев

- мм, осевая длина муфты - мм. Находим: $F_{\Pi} =$ [Н]. Эта сила создает дополнительный прогиб вала на среднем участке сердечника ротора: $f_{\Pi} = \frac{F_{\Pi} \cdot c}{3 \cdot E \cdot L^2} [(1.5 \cdot L \cdot S_0 - S_B) \cdot a + v \cdot S_a]$ [м]; $S_0 = \sum \frac{y_i^2 - y_{i-1}^2}{y_i} =$ [м²] – берем из расчетов табл.16; $c =$ мм по рис. 22,23. Вычисляем: $f_{\Pi} =$ [м]= [мм].

Первоначальное смещение ротора неточности обработки деталей, износа подшипников, прогиб вала под действием сил G_P и F_{Π} : $f_0 = 0,1 \cdot \delta + f_P + f_{\Pi} =$ [м]. Из-за такого смещения ротора на величину f_0 – фактическая величина воздушного зазора под главными полюсами становится разной, магнитный поток под полюсами будет отличаться по величине, сила притяжения сердечника ротора к главным полюсам будет разной. Силу одностороннего магнитного притяжения находим из выражения $F_M = 2,94 \cdot D_a \cdot \ell_a \cdot f_0 \cdot 10^5 / \delta =$ [Н].

Сила F_M вызывает дополнительный прогиб вала, пропорциональный прогибу f_P : $f'_M = f_P \cdot F_M / G_P =$ [м]= [мм]. Увеличение прогиба вала от действия силы F_M ведет к дальнейшему росту до тех пор, пока магнитное притяжение и жесткость вала ($E \cdot J$) не уравновесятся. При этом установившийся прогиб от действия силы F_M найдем из выражения: $f_M = f'_M / (1 - m)$, где $m = f'_M / f_0 =$; $f_M =$ [м].

Результирующий прогиб вала: $f_B = f_M + f_P + f_{\Pi} =$ [м]. Для машин постоянного тока результирующий прогиб f_B не должен превышать [%] от величины воздушного зазора δ : $f_{доп} =$ [м]. Рассчитанное значение прогиба вала $f_B =$ [м] не превышает допустимой величины.

Критическая частота вращения вала определяется исходя из того, что ротор однорядная система: $n_K = 30 \cdot \sqrt{(1 - m) / f_P} =$

[мин⁻¹]. Критическая частота превышает $n_{ном}$ в _____ раза.

7.1.2 Расчет вала на прочность

Вал машины передает вращающий момент и испытывает изгиб от сил тяжести, одностороннего магнитного притяжения и поперечной силы в передаче. Происходит совместное воздействие напряжений изгиба и кручения на материал, из которого изготовлен вал. Приведенное напряжение материала вала определяем с учетом сложного воздействия: $\sigma_B = \sqrt{\sigma_n^2 + 4 \cdot (\alpha \cdot \tau)^2}$, где σ_n - напряжение изгиба вала; α - отношение допустимого напряжения при изгибе к удвоенному допускаемому напряжению при кручении вала; τ - напряжение кручения, Н/м². Напряжение от изгиба: $\sigma_n = M_{ном} / 0,1 \cdot d_B^3 =$ [Н/м²]. Напряжение при кручении: $\tau = k \cdot M_{ном} / 0,2 \cdot d_B^3$ [Н/м²], где коэффициент перегрузки, в среднем $k=2-2,5$; для реверсивных машин $\alpha=$ _____, $\tau=$ [Н/м²]. Тогда $\sigma_B=$

[Н/м²].

Допускаемое напряжение для стали марки 45 не превышает _____ от предела текучести _____ [Па]. Тогда: _____; выбранный вал удовлетворяет требованиям по прочности.

7.2 Расчет подшипников

По величине внутреннего диаметра (диаметра цапфы) для проектируемой машины подходят подшипники качения. По табл. 18 выбираем два одинаковых подшипника качения. Это – шариковый однорядный радиальный подшипник легкой серии марки _____: диаметр под вал – $d=$ _____ мм; внешний диаметр $D=$ _____ мм; ширина внешнего кольца – $B=$ _____ мм; динамическая грузоподъемность – $C=$

[Н]; статическая грузоподъемность – $C_0 =$ [Н]; $n =$ [мин⁻¹]. Проверяем выбранный шарикоподшипник по фактической динамической нагрузке.

На каждый подшипник действует радиальная и осевая нагрузка. Проверяют подшипник по приведенной динамической нагрузке Q , зависящей от соотношения радиальной R и аксиальной A нагрузок. Если явно выраженной аксиальной нагрузки нет, то принимают $A = 0,1 * R$ [Н]. Приведенную нагрузку принимают: $Q = k * R$ [Н], где $k = 1.5 - 2$ – для машин промышленного применения. Чтобы найти радиальную нагрузку на каждый подшипник, представляем расчетную схему вала, приведенную на рис. 24. Здесь $a =$ мм; $b =$ мм; $c =$ мм; $L =$ мм; $G_P + F_M =$ [Н]; $F_{П} =$ [Н]. При направлении силы $F_{П}$ вверх более нагруженным оказывается левый подшипник (R_A); если $F_{П}$ направлена вниз, то правый подшипник. Из уравнения равновесия сил относительно обеих опор найдем радиальные реакции в подшипниках:

$R_A * (a + b) - b * (G_P + F_M) - F_{П} * (L + c) = 0$; $-R_B * (a + b) + a * (G_P + F_M) + (L + c) * F_{П} = 0$. Отсюда при $F_{П}$, направленной вверх, находим реакцию правой опоры: $R_A =$ [Н]. При $F_{П}$, направленной вниз, находим реакцию правой опоры $R_B =$ [Н].

Аксиальная нагрузка будет составлять: $A = 0,1 * R_A =$ [Н]; ею можно пренебречь в расчетах Q . Тогда: $Q = k * R_A$ [Н], принимаем $k =$, $Q =$. Принимаем долговечность работы подшипников: $D =$ [час]. Динамическая нагрузка подшипников машины составит: $C = Q * \sqrt[3]{D * n_{НОМ}} / 25,6 =$ [Н]. Полученная величина не превышает допустимой динамической грузоподъемности выбранного подшипника ($<$).

Выводы

1. Разработана конструкция электродвигателя постоянного тока общепромышленного применения. Сводные данные спроектированного двигателя: $P_{2\text{ном}}=$ [кВт]; $U_{\text{ном}}=$ [В]; $n_{\text{ном}}=$ [мин⁻¹]; $I_{\text{ном}}=$ [А]; $I_{\text{аном}}=$ [А]; $I_{\text{вном}}=$ [А]; $\eta_{\text{ном}}=$ [%]; $l_{30}=$ [м] - осевая длина со свободным концом вала; $d_{30}=$ [м] - наружный диаметр станины; $l_1=$ [м] - длина выступающего конца вала; $h=$ [м] - высота оси вращения ротора от фундамента. Спроектированный двигатель по своим параметрам не уступает серийно выпускаемым и соответствует всем требованиям отраслевых стандартов.

2. При разработке конструкции применены современные конструкционные, проводниковые и изоляционные материалы, что позволило сохранить габаритные и установочные размеры спроектированной машины в пределах серийно выпускаемой.

3. Проведены электромагнитные, тепловые, вентиляционные и механические расчеты конструкции. Результаты расчетов подтверждают работоспособность спроектированной машины, указывают на достаточную долговечность и эксплуатационную надежность.

4. Рабочие характеристики спроектированного двигателя соответствуют типовым и вполне удовлетворяют требования общепромышленных приводных механизмов.

5. В результате расчетов обнаружены некоторые запасы по электромагнитным, тепловым и механическим нагрузкам деталей конструкции, что при уточнениях расчетов может обеспечить уменьшение габаритных размеров отдельных деталей и всей конструкции.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

- 1.Проектирование электрических машин: Учебное пособие для вузов /И.П. Копылов, Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков и др.; Под ред. И.П. Копылова. – М.: Энергия. – 1980. – 496с.
- 2.Проектирование электрических машин:Учеб. для вузов/ И.П. Копылов, Б.К. Клоков, В.П. Морозкин, Б.Ф. Токарев; Под ред. И.П. Копылова. – 3-е изд. испр. и доп. – М.: Высшая школа. – 2002.-757 с.
- 3.Машины постоянного тока серии 2П: Каталог 01.16.14-79 с измен. – М.: Информэлектро. – 1980. –31с.
- 4.Алексеев Ю.В. и Робинович А.А. Краново-металлургические и экскаваторные электродвигатели постоянного тока: Справочник. – М.: Энергоатомиздат. – 1985. – 168с.
- 5.Калинкин В.С. и Карельская Н.Т. Курсовое и дипломное проектирование по технологии электромашиностроения: Учеб. Пособие для техникумов. – М.: Высшая школа. – 1989. – 179с.
- 6.Справочник по электрическим машинам / Под ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 456с.
- 7.Копылов И.П. Электрические машины: Учебник для вузов. – 2-е изд. Перераб. – М.: Высшая школа. – 2000. – 607с.
- 8.Автоматизированное проектирование электрических машин: Учеб. Пособие для вузов/Под ред. Ю.Б. Бородулина. – М.: Высшая школа. – 1989. – 379с.