

Министерство образования Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
**СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

В.Я.Кучер

ВИБРАЦИЯ И ШУМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

ПИСЬМЕННЫЕ ЛЕКЦИИ

Санкт-Петербург
2004

Утверждено редакционно - издательским советом университета

УДК 621.313

Кучер В.Я. Вибрация и шум электрических машин: Письменные лекции. - СПб.: СЗТУ, 2004. - с.

Письменные лекции разработаны в соответствии с государственными образовательными стандартами высшего профессионального образования по направлению подготовки дипломированного специалиста 654500 – электротехника, электромеханика и электротехнологии (специальность 180100 - "Электромеханика") и направлению подготовки бакалавра 551300 – электротехника, электромеханика и электротехнологии.

В письменных лекциях рассматриваются вибрация и шум в электрических машинах, возбуждаемые источниками магнитного, механического и аэродинамического происхождения.

Изложенный материал предназначен для подготовки специалистов в области электромеханики.

Рассмотрено на заседании кафедры электротехники и электромеханики 15 марта 2004г., одобрено методической комиссией энергетического факультета 29 марта 2004 г.

Рецензенты: кафедра электротехники и электромеханики СЗТУ (зав. каф. В.И.Рябуха, канд. техн. наук, проф.); Г.Я.Скориков, канд. техн. наук, зав. отделом образования Красносельского района г. Санкт-Петербурга

©Северо-западный государственный заочный технический университет, 2004

© Кучер В.Я., 2004

ПРЕДИСЛОВИЕ

Преобразование энергии в электрических машинах сопровождается рядом явлений, к числу которых относится шум и вибрация, производимыми электрическими машинами. Повышенный шум и вибрация оказывают неблагоприятное физиологическое воздействие на человека, вызывают нарушение технического процесса или выход из строя оборудования, объектов или устройств, на которых эти машины установлены, и имеют важное значение при решении проблем охраны окружающей среды.

Дисциплина «Вибрация и шум электрических машин» относится к блоку таких общепрофессиональных дисциплин, как «Электрические машины», «Надёжность электрических машин» и «Испытания электрических машин». Она базируется на знаниях, полученных при изучении курсов «Математика», «Теоретическая механика», «Основы электромеханики».

В результате изучения дисциплины студент должен знать причины вибрации и шума электрических машин, уметь выполнять виброакустические расчёты для различных типов электрических машин, проектировать машины с заданными уровнями вибрации и шума и иметь представление о способах демпфирования колебаний элементов конструкции электрических машин.

ВВЕДЕНИЕ

Преобразование энергии в электрических машинах сопровождается шумом и вибрацией. Следствием этого является их виброактивность.

Виброактивность - это способность электрической машины быть источником колебаний. Эти колебания проявляются в виде шума и вибрации. Они возникают под действием переменных сил, вызывающих деформацию различных элементов электрической машины. Эти силы могут носить электромагнитный, механический и аэродинамический характер.

Электромагнитные силы действуют в воздушном зазоре между статором и ротором и имеют характер вращающихся или пульсирующих силовых волн, их амплитуда и частота зависят от конструктивного исполнения статора и ротора. Частота электромагнитной вибрации у различных типоразмеров электрических машин лежит в диапазоне 100 - 4000 Гц.

Силы механического характера зависят от статической и динамической неуравновешенности (дисбаланса) ротора, конструктивного исполнения и технологии изготовления подшипникового узла и щёточно-коллекторного аппарата.

Аэродинамические силы определяются в основном конструкцией вентиляторов и вентиляционных каналов.

Источники шума и вибраций различных электрических машин приведены в приложении 1.

Между длиной звуковой волны λ (в метрах) и частотой f (в герцах) существует зависимость

$$\lambda = c/f, \quad (1)$$

где c - скорость звука ($c = 340$ м/с - для воздуха, $c = 1450$ м/с - для воды, $c = 5000$ м/с - для стали).

Звуковой диапазон частот, который воспринимает человек, равен (16 – 16000) Гц. Увеличение любой частоты вдвое приводит к повышению тона на величину, которая называется октавой. Диапазон звуков, воспринимаемых человеком равен десяти октавам.

Распространяющаяся звуковая волна характеризуется силой звука I (в ваттах на квадратный сантиметр)

$$I = p^2/(2\rho c), \quad (2)$$

где p - амплитуда переменного звукового давления, Н/см²; ρc - удельное акустическое сопротивление среды ($\rho c = 41$ г/см²·с - для воздуха, $\rho c = 1,5 \cdot 10^5$ г/см²·с - для воды, $\rho c = 4,8 \cdot 10^6$ г/см²·с - для стали). Минимальное для восприятия человеком звуковое давление на частоте 1000 Гц (порог слышимости) равно $2 \cdot 10^{-9}$ Н/см², а сила звука, вызывающая болевые ощущения (порог бо-

левого ощущения), равна $2 \cdot 10^{-3}$ Н/см². Область слышимости звука лежит в пределах ($2 \cdot 10^{-9}$ - $2 \cdot 10^{-3}$) Н/см².

Единица уровня громкости звука называется фон. Чтобы определить уровень громкости звука любого тона, его сравнивают с уровнем тона частотой 1000 Гц. Только на этой частоте измерения в фонах совпадают с измерениями в децибелах, в единицах, принятых в практике виброакустических расчётов и измерений. Уровни шума и вибрации по отношению к пороговому звуковому давлению и пороговой звуковой силе определяется по формуле

$$L = 20 \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-9}} = 10 \lg \frac{I}{10^{-16}} . \quad (3)$$

Соотношения между колебательным давлением p (в ньютонах на квадратный сантиметр), силой звука I (в ваттах на квадратный сантиметр) и скоростью колебаний вибрирующей поверхности \dot{y} (в сантиметрах в секунду) при частоте f (в герцах) имеют вид

$$p = \rho c \dot{y}, \quad I = \frac{1}{2} p \dot{y} \cdot 10^{-2}, \quad (4)$$

где \dot{y} - действующее значение скорости колебаний.

Между амплитудными значениями гармонического смещения y , скорости \dot{y} и ускорения \ddot{y} одной и той же точки, колеблющейся с угловой частотой ω , существуют соотношения

$$\dot{y} = \omega y; \quad \ddot{y} = \omega^2 y. \quad (5)$$

При виброакустических расчётах и измерениях вибрации начальные уровни ускорения и колебательного смещения на частоте 1000 Гц должны соответствовать нулевым уровням ускорения $\ddot{y}_0 = 2\pi \cdot 1000 \dot{y} = 3 \cdot 10^{-2}$ см/с² и колебательного смещения $y_0 = 5 \cdot 10^{-6} / (2\pi \cdot 1000) = 8 \cdot 10^{-10}$ см. При выполнении этих условий получается одинаковое значение уровня вибрации в децибелах (по скорости, ускорению и смещению) и, если известно значение уровня вибрации по скорости, то уровень вибрации по ускорению определяется по формуле

$$L_{\ddot{y}} = L_{\dot{y}} + 20 \lg \frac{f}{1000} . \quad (6)$$

Различают два вида вибрации и шума электрических машин по причинам их возникновения [1]:

- вибрация и шум вследствие колебания поверхности корпуса машины и контактирующих с ним элементов фундамента;
- вибрация и шум вследствие движения воздуха, вентилирующего активное ядро машины.

Первый вид шума и вибрации обычно преобладает в закрытых машинах с водяным охлаждением и замкнутой вентиляцией, а второй имеет место преимущественно в вентилируемых по разомкнутому циклу машинах. В открытом пространстве звуковые волны распространяются от источника равномерно во все стороны. Если распространение звука не является одинаковым во всех направлениях, то говорят о направленности его распространения. Свойства направленности появляются тогда, когда размеры машины больше длины волны и на высоких частотах.

Человеческий организм в общем случае подвергается воздействию смешанных нагрузок шума и вибрации. Сильные вибрационные и шумовые нагрузки приводят к физиологическим отклонениям (повышению кровяного давления и раздражительности, ухудшению самочувствия и работоспособности и т.п.). Восприимчивость человека к вибрации имеет нижний и верхний пороги чувствительности и неодинакова к вертикальной и горизонтальной составляющим. Неприятное ощущение от горизонтальной составляющей вибрации наступает при ускорении, равном $0,015g$, а от вертикальной составляющей – $0,03g$ [1].

1. МАГНИТНЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

1.1. Общие положения

Вибрация электрических машин зависит от характера сил, вызывающих её, и мест их приложения, поэтому динамическая модель машины может быть представлена в виде поступательной (рис. 1) или вращательной колебательных систем с сосредоточенными параметрами, исследование свойств которых производится методами прикладной теории колебаний [2].

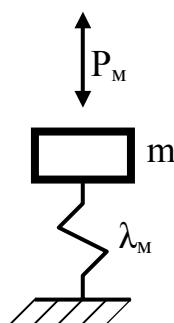


Рис. 1

В механической поступательной системе движущая сила P_m действует на массу m , прикреплённую к упругому элементу λ_m , с потерями на трение r_m , пропорциональными скорости, а в механической вращательной системе движущий крутящий момент M_θ действует на маховик с моментом инерции J , соединённым с вращательным упругим элементом λ_θ , с потерями на трение r_θ , пропорциональными скорости.

Уравнения сил и моментов для этих систем имеют вид

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + r_m \frac{dy}{dt} + \frac{y}{\lambda_m} = P_m e^{j\omega t}, \quad (7)$$

$$J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + r_\theta \frac{d\varphi}{dt} + \frac{\varphi}{\lambda_\theta} = M_\theta e^{j\omega t}, \quad (8)$$

где $m \frac{d^2 y}{dt^2}$ - сила инерции; $r_m \frac{dy}{dt}$ - сила трения; y/λ_m - сила упругости; $P_m e^{j\omega t}$ - приложенная к системе сила; $J \frac{d^2 \varphi}{dt^2}$ - момент сил инерции вращающегося маховика; $r_\theta \frac{d\varphi}{dt}$ - момент сил трения; φ/λ_θ - момент сил упругости; $M_\theta e^{j\omega t}$ - внешний момент, приложенный к системе.

Решения этих уравнений имеют вид

$$\dot{y} = \frac{P_m e^{j\omega t}}{r_m + j\omega m - j/(\omega \lambda_m)} = \frac{P_m}{z_m}, \quad (9)$$

$$\dot{\varphi} = \frac{M_\theta e^{j\omega t}}{r_\theta + j\omega J - j/(\omega \lambda_\theta)} = \frac{m_\theta}{z_\theta}, \quad (10)$$

где z_m и z_θ - полные комплексные сопротивления.

Единица сопротивления для механической поступательной системы – ньютон-секунда на сантиметр, а для механической вращательной системы – ньютон-сантиметр-секунда на радиан.

Источником магнитного шума и вибрации являются колебания ярма статора, поэтому виброакустические расчёты электрической машины сводятся к исследованиям колебаний её ярма под действием периодически изменяющихся во времени и симметрично распределённых по окружности радиальных и тангенциальных сил, которые зависят от распределения магнитной индукции в воздушном зазоре

$$b(\theta, t) = f(\theta, t)\Lambda(\theta, t), \quad (11)$$

где θ – координата рассматриваемой точки воздушного зазора в момент времени t ; $f(\theta, t)$ и $\Lambda(\theta, t)$ – мгновенные значения результирующей МДС обмоток статора и ротора и магнитной проводимости зазора.

Значение и распределение радиальных магнитных сил (в ньютонах на квадратный сантиметр) в воздушном зазоре определяется уравнением

$$p_r = 40b^2(\theta, t), \quad (12)$$

а тангенциальных сил

$$p_\tau = a(\theta, t)b(\theta, t) \cdot 10^{-2}, \quad (13)$$

где $a(\theta, t)$ – линейная токовая нагрузка статора или ротора, А/см.

1.2. МДС обмоток статора и ротора

МДС при её разложении в ряд Фурье имеет вид

$$f(\theta, t) = f_0(\theta, t) + \sum_{n=1}^{n=\infty} f_n(\theta, t) + \sum_{m=1}^{m=\infty} f_m(\theta, t), \quad (14)$$

где $f_0(\theta, t)$ – результирующая МДС основной волны; $f_n(\theta, t)$ – МДС n -й гармоники обмотки статора; $f_m(\theta, t)$ – МДС m -й гармоники обмотки ротора.

В уравнении (14)

$$f_0(\theta, t) = F_0 \cos(p\theta - \omega_1 t - \varphi_{0r}), \quad (15)$$

$$f_n(\theta, t) = F_n \cos(n\theta - \omega_1 t - \varphi_1), \quad (16)$$

$$f_m(\theta, t) = F_m \cos(m\theta - \omega_m t - \varphi_2). \quad (17)$$

Амплитуды МДС для трёхфазных обмоток равны

$$F_0 = 1,35 \frac{w_1 k_{w1}}{p} I_{0r}, \quad (18)$$

$$F_n = 1,35 \frac{w_1 k_{wn}}{p} I_1, \quad (19)$$

$$F_m = 1,35 \frac{w_1 k_{w1}}{\mu} I_2'. \quad (20)$$

где p, v, μ – числа пар полюсов основного поля, гармоник МДС обмотки статора и короткозамкнутого ротора; ω_1, ω_μ – угловые скорости основной волны и μ -й гармоники ротора относительно статора; w_1 – число витков фазы обмотки статора; k_{w1}, k_{wn} – обмоточные коэффициенты для основной волны и v -й гармоники обмотки статора; $I_{0r}, I_1, I_2', \varphi_{0r}, \varphi_1, \varphi_2$ – и их фазовые сдвиги относительно напряжения.

Число v для обмотки с целым числом пазов на полюс и фазу q равно

$$v = (6q' + 1)p \text{ при } q' = \pm 1; \pm 2; \pm 3. \quad (21)$$

Применение обмоток с дробным числом q приводит к увеличению шума и вибрации асинхронных двигателей. Особое внимание следует обращать внимание на пазовые гармоники, для которых справедливы соотношения

$$q' = \pm q; \pm 2q; \pm 3q; \dots \quad (22)$$

При $q' > 0$ гармоники вращаются в направлении главного поля ($v = 7p, 13p, 19p, \dots$), а при $q' < 0$ – против вращения главного поля ($v = -5p, -11p, -17p, \dots$). Угловая скорость v -й гармоники относительно статора

$$\omega_v = \omega_1 / (6q' + 1). \quad (23)$$

Число μ для короткозамкнутого ротора

$$\mu = q'' Z_2 + p; \quad q'' = \pm 1; \pm 2; \pm 3; \dots, \quad (24)$$

где Z_2 – число пазов ротора.

Угловая скорость μ -й гармоники

$$\omega_\mu = \omega_1 [1 + q'' (Z_2/p)(1 - s)], \quad (25)$$

где s – скольжение.

1.3. Магнитная проводимость и магнитное поле воздушного зазора

Магнитная проводимость воздушного зазора в общем виде может быть представлена формулой

$$\Lambda(\theta, t) = \Lambda_0 + \sum_{m1} \lambda_{m1} + \sum_{m2} \lambda_{m2} + \dots, \quad (26)$$

где $\Lambda_0 = 1/(\delta k_c)$ - постоянная составляющая магнитной проводимости воздушного зазора; λ_{m1} и λ_{m2} - гармоники проводимости зубчатости статора при гладком роторе и зубчатости ротора при гладком статоре; δ - величина воздушного зазора; k_c - коэффициент Картера [1], учитывающий зубчатость статора k_{c1} и ротора k_{c2} .

Гармоники зубчатости статора постоянны во времени

$$\lambda_{m1} = \Lambda_{m1} \cos k_1 Z_1 \theta \quad \text{при } k_1 = 1, 2, 3, \dots, \quad (27)$$

а гармоники зубчатости ротора при его вращении зависят от времени

$$\lambda_{m2} = \Lambda_{m2} \cos k_2 Z_2 [\theta - (\omega_1/p)(1-s)t] \quad \text{при } k_2 = 1, 2, 3, \dots \quad (28)$$

Амплитудные значения Λ_{m1} и Λ_{m2} определяются из уравнений

$$\Lambda_{m1} = -\Lambda_0 (-1)^{k_1} (k_{c1} - 1) \frac{\sin k_1 [(k_{c1} - 1)/k_{c1}] \pi}{k_1 [(k_{c1} - 1)/k_{c1}] / \pi} = \Lambda_0 \xi_1, \quad (29)$$

$$\Lambda_{m2} = -\Lambda_0 (-1)^{k_2} (k_{c2} - 1) \frac{\sin k_2 [(k_{c2} - 1)/k_{c2}] \pi}{k_2 [(k_{c2} - 1)/k_{c2}] / \pi} = \Lambda_0 \xi_2. \quad (30)$$

Значения функций ξ_1 и ξ_2 выбирают в зависимости от коэффициентов k_{c1} или k_{c2} и порядка гармоник k_1 или k_2 (см. рис. 2 для $k=1, k=2$ и $k=3$).

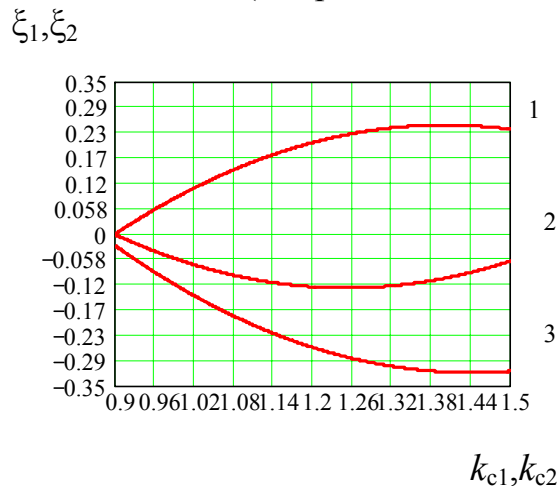


Рис.2

Подставив, все составляющие разложения для МДС и проводимостей в уравнение (11) получим результирующее магнитное поле в воздушном зазоре

$$b = b_1 + \sum_{\text{H}} b_{\text{H}} + \sum_{\text{M}} b_{\text{M}} = B_1 \cos(p\theta - \omega_1 t - \varphi_{0r}) + \sum_{\text{H}} B_{\text{H}} \cos(\nu\theta - \omega_1 t - \varphi_{\text{Hr}}) + \sum_{\text{M}} B_{\text{M}} \cos(\mu\theta - \omega_{\text{M}} t - \varphi_{\text{Mr}}), \quad (31)$$

которое состоит из основного поля b_1 и гармоник статора b_{ν} и ротора b_{μ} , имеющие зубцовые гармоники b_{z1} и b_{z2} .

Для основного поля

$$b_1 = B_1 \cos(p\theta - \omega_1 t - \varphi_{0r}), \quad (32)$$

где $B_1 = F_0/k_{\text{H}}\Lambda_0 \approx B_{\delta}$ – амплитудное значение; k_{H} – коэффициент насыщения магнитной цепи, равный отношению общей МДС к МДС воздушного зазора для основного поля; B_{δ} – индукция в воздушном зазоре в Тл.

Гармоники обмоток статора и короткозамкнутого ротора определяются уравнениями

$$b_{\nu} = f_{\nu}\Lambda_0 = B_{\nu}\cos(\nu\theta - \omega_1 t - \varphi_1), \quad (33)$$

$$b_{\mu} = f_{\mu}\Lambda_0 = B_{\mu}\cos(\mu\theta - \omega_{\mu} t - \varphi_2), \quad (34)$$

а их амплитудные значения по формулам

$$B_{\text{H}} = F_{\text{H}}\Lambda_0 = \frac{p}{\nu} \frac{k_{\text{wh}}}{k_{\text{w1}}} k_{\text{H}} \frac{I_1}{I_{0r}} B_{\text{д}}, \quad (35)$$

$$B_{\text{M}} = F_{\text{M}}\Lambda_0 = \frac{p}{\mu} \frac{1}{k_{\text{w1}}} \frac{I_2'}{I_1} k_{\text{H}} B_{\text{д}}. \quad (36)$$

Зубцовые гармоники статора и ротора определяются уравнениями

$$b_{z1} = B_{z1}\cos(\nu_z\theta - \omega_1 t - \varphi_{0r}), \quad (37)$$

$$b_{z2} = (f_0/k_{\text{H}})\lambda_{m2} = B_{z2}\cos(\mu_z\theta - \omega_{\mu} t - \varphi_{0r}), \quad (38)$$

а их амплитудные значения по формулам

$$B_{z1} = (F_0/k_{\text{H}})\Lambda_{m1} = (F_0/k_{\text{H}})\Lambda_0\xi_1 = B_{\delta}\xi_1, \quad (39)$$

$$B_{z2} = (F_0/k_{\text{H}})\Lambda_{m2} = B_{\delta}\xi_2. \quad (40)$$

Наиболее сильно проявляют себя зубцовые гармоники статора и ротора порядка

$$n_z = (6qq' + 1)p = q'Z_1 + p \quad \text{при} \quad q' = \pm 1; \pm 2; \pm 3; \dots, \quad (41)$$

$$m_z = q''Z_2 + p \quad \text{при} \quad q'' = \pm 1; \pm 2; \pm 3; \dots. \quad (42)$$

Результирующие значения зубцовых гармоник статора и ротора получают геометрическим сложением полей, обусловленных распределением обмотки b_{vz} и зубчатостью b_{z1} статора (рис.3), и полей $b_{\mu z}$ и b_{z2} ротора. На векторной диаграмме гармоники обмотки статора находятся в фазе с током I_1 – для полей прямого вращения и в противофазе – для полей обратного вращения.

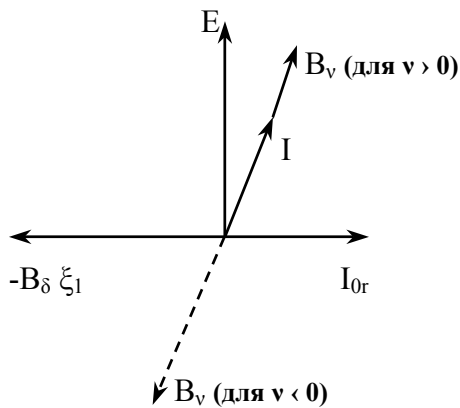


Рис. 3

При определённом соотношении чисел пазов статора и ротора возникает синхронизирующий момент, который стремится затормозить ротор. Для ослабления действия синхронизирующего момента при выборе числа пазов ротора стремятся к выполнению условия $v \neq \mu$.

1.4. Радиальные и тангенциальные силы, создаваемые магнитными полями

При подстановки в уравнение (12) величины результирующего магнитного поля (31) получается выражение с большим числом силовых волн, создаваемых основным полем и взаимодействием любой пары высших гармонических полей статора и ротора.

Радиальные силовые волны, создаваемые основным полем

$$p_1 = P_1 \cos(2p\theta - 2\omega_1 t - 2\varphi_{0r}), \quad (43)$$

вызывают вибрацию порядка $r = 2p$, частотой $2\omega_1$ и амплитудой (в ньютонах на квадратный сантиметр)

$$P_1 = 20B_d^2. \quad (44)$$

Радиальные силовые волны, создаваемые взаимодействием любой пары высших гармонических полей статора и ротора

$$p_{v\mu} = P_{v\mu} \cos[(v \pm \mu)\theta - (\omega_\mu \pm \omega_1)t - (\varphi_{\mu r} \pm \varphi_{vr})] \quad (45)$$

с амплитудой (в ньютонах на квадратный сантиметр)

$$P_{v\mu} = 40B_v B_\mu, \quad (46)$$

порядком $r = \mu \pm v$, фазой $\varphi_r = \varphi_{\mu r} \pm \varphi_{vr}$ и угловой скоростью

$$\omega_r = \omega_\mu - \omega_1 = \omega_1 q''(Z_2/p)(1-s) \quad \text{при} \quad r = \mu - v, \quad (47)$$

$$\omega_r = \omega_\mu + \omega_1 = \omega_1 [q''(Z_2/p)(1-s) + 2] \quad \text{при} \quad r = \mu + v. \quad (48)$$

Пример взаимодействия двух магнитных полей с порядками $r = 1$ и $r = 2$ показан на рис. 4.

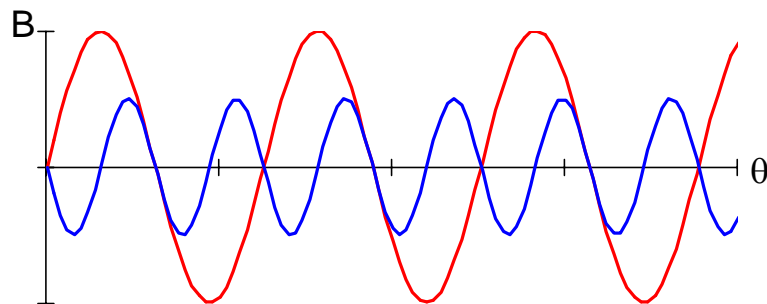


Рис. 4

Результирующее магнитное поле представлено на рис. 5.

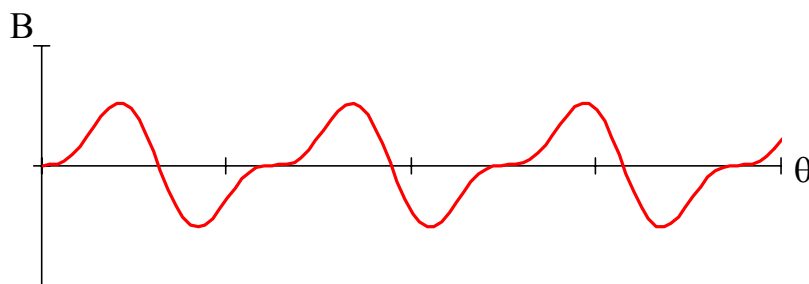


Рис. 5

Радиальные силовые волны в общем виде могут быть определены следующей формулой

$$p_r = P_r \cos(r\theta - \omega_r t - \varphi_r). \quad (49)$$

Для основной волны

$$b_1 = B_1 \cos(p\theta - \omega_1 t - \varphi_1) \quad (50)$$

радиальная сила определяется уравнением

$$p_r \equiv b_1^2 = (B_1^2/2)[1 + \cos 2(p\theta - \omega_1 t - \varphi_1)] = p_0 + p_1. \quad (51)$$

Распределение радиальных сил в воздушном зазоре двухполюсной машины и вызываемые ими деформации статора показаны на рис. 6.

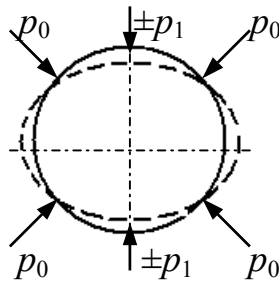


Рис. 6

Постоянная составляющая p_0 в уравнении (51) указывает на то, что к статору приложена система равномерно распределённых сил, вызывающих напряжения сжатия, и переменная составляющая, которая представляет собой бегущую силовую волну p_1 , меняющую один раз свой знак в пределах каждого полюсного деления (на рис. 6 синусоидальное распределение сил в бегущей волне заменено сосредоточенными силами p_1).

Амплитудное значение силовой волны (в ньютонах на квадратный сантиметр), создаваемой первыми пазовыми гармониками статора и ротора, можно определить по приближённой формуле

$$P \approx (1/q^2)(I_1/I_{0r})^2 B_\delta^2 k_H^2. \quad (52)$$

Для $B_\delta = 0,8$ Тл, $k_H = 1,25$ и $I_1/I_{0r} = 3,0$

$$P \approx 10/q^2. \quad (53)$$

Выражение (53) показывает, что значение возбуждающих магнитных сил значительно уменьшается с ростом числа пазов статора.

При работе асинхронных электродвигателей под нагрузкой в них помимо радиальных возникают тангенциальные силы p_τ , переменная составляющая $p_{\tau 1}$ которых вызывает вибрацию порядка $r = 2p$, частотой $2\omega_1$ и амплитудой (в ньютонах на квадратный сантиметр) $P_{\tau 1} = A_1 B_1 \cdot 10^{-2}$.

Различают следующие виды колебаний, обусловленные тангенциальными силами [1]:

- при $r = v \pm \mu = 0$ – крутильные колебания статора с большой амплитудой, особенно при несимметричном питании фаз на частоте $2f_1$;
- при $r = v \pm \mu = 1$ – вращающаяся в одном направлении тангенциальная сила, обусловленная неравномерностью воздушного зазора между статором и ротором;
- при $r = v \pm \mu \geq 2$ – изгибные колебания статора.

1.5. Влияние на уровень вибрации и шума режима работы, числа пазов статора и ротора, насыщения стали, технологических и конструктивных факторов асинхронных электродвигателей

При переходе электродвигателя от режима нагрузки к режиму холостого хода основная волна магнитного поля практически не меняет свою величину, а высшие гармоники обмотки статора B_v и ротора B_μ изменяются пропорционально отношениям I_1/I_{0r} и I'_2/I_{0r} . Снижение уровня вибрации, возбуждаемой этими гармониками рассчитывается по формуле

$$\Delta L = 20 \lg \frac{(B_H B_M)_H}{(B_H B_M)_0} = 20 \lg \frac{I_1 I'_2}{I_0^2} . \quad (54)$$

Пример. Определить вибрацию в режиме холостого хода электродвигателя мощностью 6 кВт на напряжение 220 В, с числом полюсов $2p = 6$, имеющего следующие данные: $B_\delta = 0,76$ Тл, $B_{vzH} = 0,145$ Тл, $B_{\mu zH} = 0,129$ Тл, $I_0 = 10,6$ А, $I_1 = 17,5$ А, $I'_2 = 15,0$ А, $k_{c1} = 1,15$, $k_{c2} = 1,02$.

Р е ш е н и е :

1. Для пазовых гармоник:
статора

$$B_{vz0} = B_{vzH}(I_0/I_1) = 0,145(10,6/17,5) = 0,088 \text{ Тл};$$

$B_{z10} = B_{z1H} = \xi_1 \cdot B_\delta = 0,146 \cdot 0,76 = 0,111$ Тл, где $\xi_1 = 0,146$ – для $k_{c1} = 1,15$ и $k = 1$ (см. рис. 2);

$$B_v = B_{z10} + B_{vz0} = 0,111 + 0,088 = 0,199 \text{ Тл} .$$

ротора

$$B_{\mu z0} = B_{\mu zH}(I_0/I'_2) = 0,129(10,6/15,0) = 0,091 \text{ Тл} .$$

$B_{z20} = B_{z2H} = \xi_2 \cdot B_\delta = 0,02 \cdot 0,76 = 0,0152$ Тл, где $\xi_2 = 0,02$ - для $k_{c2} = 1,02$ и $k = 1$ (см. рис. 2);

$$B_{\mu} = B_{\mu z 0} + B_{z 2 0} = 0,091 + 0,0152 = 0,1062 \text{ Тл,}$$

снижение вибрации

$$\Delta L = 20 \lg \frac{0,215}{0,199} \cdot \frac{0,13}{0,1062} = 3 \text{ дБ.}$$

2. Для обмоточных гармоник по формуле (54) снижение вибрации

$$\Delta L = 20 \lg \frac{17,5 \cdot 15}{10,6^2} = 7,5 \text{ дБ.}$$

Примечание. Гармоники зубцового порядка имеют две составляющие. Одна из составляющих – обмоточная – зависит от тока нагрузки, а вторая обусловлена зубчатостью и практически не меняет своего значения от тока нагрузки. При работе машины под нагрузкой обе составляющие имеют различные фазы, поэтому складываются геометрически. В режиме холостого хода обе составляющие имеют фазу тока холостого хода, поэтому их результирующая равна алгебраической сумме.

Соотношение чисел пазов статора и ротора оказывает решающее влияние на снижение магнитного шума, вибрации и определяет число пар высших гармоник ν и μ , а тем самым порядковое число силовых волн r . Самыми опасными являются числа $r = 0, 1, 2, 3, 4$, а амплитуда колебаний при $r = 5$ и выше для машин малой и средней мощности уже достаточно мала [1].

Так как число пар полюсов первой пазовой гармоники статора

$$\nu = \pm Z_1 + p, \quad (55)$$

а число пар полюсов первой пазовой гармоники ротора

$$\mu = \pm Z_2 + p, \quad (56)$$

то создаваемые ими силовые волны имеют порядок

$$r = (\pm Z_1 + p) \pm (\pm Z_2 + p). \quad (57)$$

Учитывая требование по ограничению числа r , условие уменьшения шума может быть записано в виде

$$Z_1 - Z_2 \neq \begin{cases} 0; \pm 1; \pm 2; \pm 3; \pm 4; \\ 2p; 2p \pm 1; 2p \pm 2; 2p \pm 3; 2p \pm 4. \end{cases} \quad (58)$$

Допустимое число силовых волн r должно быть тем больше, чем крупнее машина. Для машин больших мощностей, имеющих a параллельных ветвей в обмотке статора, рекомендуется выполнять следующие условия [1]:

$$\begin{aligned} Z_1 - Z_2 &\neq |p/a \pm p \pm 1| - \text{при нечётном } a; \\ Z_1 - Z_2 &\neq |2p/a \pm p \pm 1| - \text{при чётном } a. \end{aligned} \quad (59)$$

Для двухслойной обмотки с укороченным шагом, имеющей две параллельные ветви ($a = 2$), необходимо, чтобы

$$\begin{aligned} Z_1 - Z_2 &\neq 3p \pm 1; \\ Z_1 - Z_2 &\neq p \pm 1. \end{aligned} \quad (60)$$

Повышенная магнитная вибрация может быть вызвана неравномерностью насыщения зубцовой зоны основным полем и поперечными потоками рассеяния, которые замыкаются вдоль зубцов, расположенных на границе фаз. Если принять во внимание только основное поле, то уравнение магнитной проводимости с $2p$ периодами, распределёнными по окружности расточки статора и вращающимися с угловой скоростью ω_1 основного поля для первой пространственной гармоники имеет вид

$$\lambda_n = \Delta_n \cos 2(p\theta - \omega_1 t - \varphi_{0r}). \quad (61)$$

Числа пар полюсов этих полей и их угловые скорости равны

$$p \pm 2p; \quad v \pm 2p; \quad \mu \pm 2p, \quad (62)$$

$$\omega_1 \pm 2\omega_1; \quad \omega_\mu \pm 2\omega_1. \quad (63)$$

Низкочастотное поле насыщения с числом пар полюсов p и угловой скоростью ω_1 находится в противофазе с основной волной, что вызывает увеличение намагничивающего тока. Эти магнитные поля насыщения при взаимодействии с обычными гармониками магнитного поля приводят к появлению радиальных сил с числами волн

$$r_n = r \pm 2p \quad (64)$$

и угловыми скоростями

$$\omega_n = \omega_r \pm 2\omega_1. \quad (65)$$

Магнитная вибрация зависит от требований к конструкции и технологии изготовления машины, заложенных при разработки конструкторско-технологической документации, поэтому на этапе проектирования необходимо придерживаться следующих **рекомендаций** [1]:

– вибрация асинхронного электродвигателя зависит от несимметрии магнитной цепи, вызванной эксцентриситетом воздушного зазора и тепловым прогибом вала ротора. Тепловой прогиб ротора будет тем меньше, чем жёстче ротор. Показателем жёсткости ротора является отношение его первой критической частоты к номинальной, которое должно быть $\geq 1,7$ [1];

– обмотка статора должна быть симметричной. Нарушение этого условия приводит к возбуждению изгибных колебаний статора низких порядков и крутильных колебаний всей машины в целом;

– для уменьшения осевой вибрации необходимо, чтобы активная длина пакета статора, измеренная в нескольких плоскостях по внутренней расточке статора, была одинаковой;

– в малошумных машинах должен быть обеспечен гарантированный натяг пакета статора в корпус и пакета ротора на вал. При отсутствии натяга или его потери в период эксплуатации электродвигателя возможно возрастание его вибрации;

– существенное влияние на вибрацию электродвигателя оказывает механическая несимметрия конструкции его корпуса (наличие в корпусе окон, рёбер жёсткости, опорных лап, коробки выводов). Такая конструкция корпуса приводит к расслоению спектра его собственных частот колебаний, что влияет на вибрацию при резонансе.

2. МАГНИТНЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ СИНХРОННЫХ МАШИН

2.1. Общие положения

Расчёт магнитной вибрации синхронных машин производится аналогично расчёту магнитной вибрации асинхронных электродвигателей в следующей последовательности:

Рассчитывается вибрация основной волны результирующего поля статора и ротора, равная двойной частоте тока сети 2ω и вызванная силовыми волнами порядка $r = 2p$;

рассчитывается вибрация более высоких частот, возникающая в результате взаимодействия любой пары вращающихся волн индукции B_v и B_μ , создаваемых МДС статора и ротора.

При этом необходимо принимать во внимание только те поля, которые создают наиболее длинную волну, т.е. наименьший порядок колебаний r при этом необходимо учитывать является ли ротор явнополюсным или неявнополюсным.

2.2. Вибрация турбогенераторов и гидрогенераторов

Радиальные усилия, возбуждающие вибрацию двойной частоты 2ω , рассчитываются по формуле (44). При работе турбогенератора под нагрузкой кроме радиальных возникают также тангенциальные силы, переменная составляющая которых вызывает вибрацию двойной частоты. Влияние этих сил на вибрацию турбогенератора значительно меньше чем радиальных, поэтому при расчётах их действием пренебрегают.

Для уменьшения вибрации, передаваемой с сердечника статора на корпус, в турбогенераторах применяется упругая подвеска пакета статора.

Колебательная скорость на поверхности корпуса рассчитывается по формулам

$$\dot{y}_3 = p_0[(z_M - z_c)/(z_M z_K)], \quad (66)$$

$$z_M = z_c - [1/(\omega \lambda_y)] z_K / [z_K - 1/(\omega \lambda_y)], \quad (67)$$

где z_M – полное механическое сопротивление колебательной системы; λ_y – податливость упругой подвески пакета статора, приведённая к 1 см^2 посадочной поверхности.

Кратность снижения вибрации при упругой подвеске по сравнению с жёсткой посадкой сердечника статора в корпусе

$$c = \dot{y}_2 / \dot{y}_3 = [1/(z_c + z_K)][z_K/(1 - z_c/z_M)]. \quad (68)$$

Необходимая податливость упругой подвески λ_y , обеспечивающая снижение вибрации частотой ω в c раз

$$\lambda_y = (1 - c)/\omega(1/z_k + 1/z_c). \quad (69)$$

Приведение λ к податливости упругих элементов λ_y , установленных между статором и корпусом производится по формуле

$$\lambda = \lambda_y k / (tl), \quad (70)$$

где t – шаг между отдельными рядами упругих элементов по окружности статора; l – полная длина по оси машины одного ряда упругих элементов; k – число упругих элементов в одном ряду.

Пример. Определить вибрацию корпуса двухполюсного турбогенератора на частоте 100 Гц при жёстком и упругом креплении пакета статора в корпусе, имеющего следующие данные:

масса, приходящаяся на 1 см² средней цилиндрической поверхности статора, $m_c = 0,4$ кг; масса, приходящаяся на 1 см² средней цилиндрической поверхности корпуса, $m_k = 0,1$ кг; высота спинки статора $h = 43,7$ см; средний радиус спинки $R_c = 113$ см, радиус расточки сердечника $R_i = 65,8$ см; число упругих элементов в одном ребре $k = 5$; податливость одного упругого элемента $\lambda_y = 0,2 \cdot 10^{-4}$ см/Н; расстояние между смежными рёбрами $t = 31,4$ см; индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 0,87$ Тл.

Р е ш е н и е :

1. Податливость сердечника и корпуса

$$\lambda_c = \frac{12 \cdot 113^4}{1,2 \cdot 10^7 \cdot 43,7^3} \cdot \frac{2^2 + 1}{2^2(2^2 - 1)} = 2,72 \cdot 10^{-4} \text{ см/Н} \quad (r = 2p = 2);$$

$$\lambda_k = 21,8 \cdot 10^{-4} \text{ см/Н.}$$

2. Механическое сопротивление сердечника и корпуса при $\omega = 2\pi \cdot 100 = 628 \text{ с}^{-1}$

$$z_c = 628 \cdot 4 \cdot 10^{-3} - 1/(628 \cdot 2,72 \cdot 10^{-4}) = -3,8 \text{ Н} \cdot \text{с/см},$$

$$z_k = 628 \cdot 10^{-3} - 1/(628 \cdot 21,8 \cdot 10^{-4}) = -0,23 \text{ Н} \cdot \text{с/см}.$$

3. Удельная возбуждающая сила

$$p = 20 \cdot 0,87^2 \cdot \frac{65,8}{113} = 8,8 \text{ Н/см}^2.$$

4. Вибрация на поверхности корпуса при жёсткой посадке сердечника в корпус

$$\dot{y} = \left| \frac{8,8}{-3,8 - 0,23} \right| = 2,2 \text{ см/с}; \quad L = 20 \lg \frac{628 \cdot 2,2}{3 \cdot 10^{-2}} = 93 \text{ дБ.}$$

5. Вибрация на поверхности корпуса при упругой подвеске сердечника в корпусе:

податливость упругой подвески, приведённая к 1 см² посадочной поверхности

$$\lambda_y = 0,2 \cdot 10^{-4} \cdot 31,4 \cdot 630 / 5 = 0,08 \text{ см/Н,}$$

эффективность упругой подвески

$$\frac{1-c}{628} \left(\frac{1}{-3,8} - \frac{1}{0,23} \right) = 0,08 \quad \text{при } c = 12,$$

уровень вибрации на корпусе

$$L = 93 - 20 \lg 12 = 72 \text{ дБ.}$$

Применение упругой подвески сердечника статора приводит к снижению вибраций, передаваемых на корпус, на 21 дБ.

Повышенные уровни вибрации статоров гидрогенераторов возникают в результате взаимодействия основной волны поля возбуждения с дробными гармониками полей реакции якоря, обусловленными дробным числом пазов на полюс и фазу. Эта вибрация возрастает с увеличением тока статора.

Число пар полюсов гармоник для двухслойных обмоток с дробным числом пазов на полюс и фазу

$$v = (6k/d + 1)p \quad \text{при } k = \pm 1; \pm 2; \pm 3; \dots, \quad (71)$$

где d – знаменатель несократимой дроби числа $q = b + c/d$.

Для однослойных обмоток с дробным q число пар полюсов гармоник

$$v = (3k/d + 1)p \quad \text{при } k = \pm 1; \pm 2; \pm 3; \dots. \quad (72)$$

Дробные гармоники, числа пар полюсов которых меньше числа пар полюсов главного поля, называются низшими или субгармониками. Наиболее длинная силовая волна наименьшего порядка создаётся гармоникой, ближайшей по порядку к основной.

Порядок колебаний статора, имеющего трёхфазную двухслойную обмотку с дробным числом пазов на полюс и фазу, при взаимодействии основного поля с дробной гармоникой реакции якоря определяется по формуле

$$r = v - \mu = (6k/d + 1)p - p = 6kp/d, \quad \text{при } k = 1, 2, 3, \dots \quad (73)$$

и может быть меньше $2p$, поэтому вибрация, возбуждаемая субгармоникой бывает выше вибрации основной волны поля, для которой порядок колебаний $r = 2p$. Модуль упругости шихтованных сердечников статоров лежит в пределах $(1,3 \div 1,5) \cdot 10^7$ Н/см². Нижний предел принимают для разъемных статоров, верхний – для неразъемных.

Пример. Рассчитать вибрацию, принимая в расчёт дробные гармоники МДС порядка $\nu = 5/11$ с амплитудным значением индукции $B_{5/11} = 0,025$ Тл, частотой 100 Гц сердечника статора гидрогенератора, имеющего следующие параметры: $2p = 88$, $q = 1\frac{7}{11}$, $R_c = 550$ см, $h_c = 13$ см, $R_i = 529$ см, $B_\delta = 0,74$ Тл, $m_c = 0,25$ кг, $E = 1,3 \cdot 10^7$ Н/см².

Р е ш е н и е :

А. Вибрация, возбуждаемая основной волной поля возбуждения и дробными гармониками МДС статора.

1. Число волн колебаний

$$r_{5/11} = 6 \cdot 1 \cdot 44 / 11 = 24.$$

2. Податливость статора

$$\lambda_c = \frac{12 \cdot 550^4}{1,3 \cdot 10^7 \cdot 13^3} \cdot \frac{24^2 + 1}{24^2(24^2 - 1)} = 11,7 \cdot 10^{-5} \text{ см/Н.}$$

3. Механическое сопротивление статора при $\omega = 628 \text{ с}^{-1}$

$$z_c = 628 \cdot 0,25 \cdot 10^{-2} - 1 / (628 \cdot 11,7 \cdot 10^{-5}) = 12 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{см}^2.$$

4. Удельная возбуждающая сила

$$p_r = 40 \cdot 0,025 \cdot 0,74 = 0,74 \text{ Н} / \text{см}^2.$$

5. Вибрация

$$\dot{y} = 0,74 / (\sqrt{2} \cdot 12) = 4,4 \cdot 10^{-2} \text{ см/с.}$$

Б. Вибрация, возбуждаемая результирующим полем основной волны.

1. Число волн колебаний $r = 2p = 88$.

2. Податливость статора

$$\lambda_c = \frac{12 \cdot 550^4}{1,3 \cdot 10^7 \cdot 13^3} \cdot \frac{88^2 + 1}{88^2 (88^2 - 1)^2} = 6,5 \cdot 10^{-7} \text{ см/Н.}$$

3. Полное механическое сопротивление статора

$$z_c = 628 \cdot 0,25 \cdot 10^{-2} - \frac{1}{628 \cdot 6,5 \cdot 10^{-7}} = -2450 \text{ Н} \cdot \text{с/см.}$$

4. Удельная возбуждающая сила

$$p_1 = 20 \cdot 0,74^2 = 11 \text{ Н/см}^2.$$

5. Вибрация

$$\dot{y} = 11/2450 = 0,45 \cdot 10^{-2} \text{ см/с.}$$

Вибрация, возбуждаемая основной волной, значительно меньше вибрации, возбуждаемой дробными гармониками порядка 5/11.

2.3. Вибрация, возбуждаемая высшими гармониками полей статора и ротора

В синхронных машинах общепромышленного применения с числом полюсов $2p = 4$ и $2p = 6$ принимается целое число пазов на полюс и фазу.

Амплитуда v -й гармоники поля статора в синхронных машинах

$$B_v = [(p/v)(k_{wv}/k_{w1})]x_{ad}B_\delta, \quad (74)$$

где x_{ad} – реактивное сопротивление обмотки статора от полей реакции якоря по продольной оси.

При расчёте амплитуд полей зубцового порядка геометрически суммируются гармоники обмотки статора порядка зубчатости B_{vz} с зубцовыми гармониками проводимости B_{z1} . При этом поля B_{vz} находятся в фазе с током статора I_1 , а поля B_{z1} – в фазе с потоком возбуждения и рассчитываются по формуле (39).

Число пар полюсов полей статора

$$v = (6q' + 1)p \quad \text{при} \quad q' = 0; \pm 1; \pm 2; \dots \quad (75)$$

Амплитуды роторных полей B_μ в явнополюсных машинах зависят от отношения ширины полюсной дуги к ширине полюсного деления α_i , а μ -я гармоника может быть выражена через основное поле

$$B_{\mu} = \frac{p}{\mu} \cdot \frac{\sin[\mu(\alpha_1 \pi / 2)]}{\sin[p(\alpha_1 \pi / 2)]} B_{\delta}. \quad (76)$$

Число пар полюсов полей ротора

$$\mu = p(2q'' + 1) \quad \text{при} \quad q'' = 0, 1, 2, 3, \dots \quad (77)$$

Высокочастотная вибрация в турбогенераторах проявляется в значительно меньшей степени, чем в явнополюсных синхронных машинах. Её уменьшение происходит из-за большого воздушного зазора и демпфирования магнитных полей массивным ротором.

Пример. Рассчитать высокочастотную вибрацию, возбуждаемую волнами $\nu = -58$, $\mu = +54$, $r = -4$, трёхфазного синхронного генератора с явно выраженными полюсами (650 кВА, 400 В, 50 Гц, $2p = 4$), имеющего следующие данные: число пазов статора $Z_1 = 60$; коэффициент Картера $k_c = 1,4$; фазовые сдвиги тока статора и потока возбуждения $\varphi_1 = \pi/5$ и $\varphi_0 = \pi/2$; индукция в воздушном зазоре $B_{\delta} = 0,66$ Тл; сокращение шага обмотки статора $R_c = 38$ см, радиус расточки статора $R_i = 28,7$ см; высота спинки статора $h_a = 9,15$ см; масса статора, отнесённая к 1 см^2 средней цилиндрической поверхности спинки статора $m_c = 0,11$ кг; реактивное сопротивление обмотки статора от полей реакции якоря по продольной оси $x_{ad} = 2,08$.

Р е ш е н и е :

1. Частота возбуждающих сил $f = 2 \cdot 50(13 + 1) = 1400$ Гц, $\omega = 2\pi \cdot 1400 = 8800 \text{ с}^{-1}$.
2. Амплитуда гармоники статора:
от распределения обмотки

$$B_{vz} = 0,0345 \cdot 2,08 \cdot 0,66 = 0,047 \text{ Тл};$$

от зубчатости статора ($k = 1$)

$$B_{z1} = 0,32 \cdot 0,66 = 0,21 \text{ Тл},$$

где $\xi = 0,32$ для $k_c = 1,4$;
результатирующее значение

$$B_v = \left| 0,047 e^{j\frac{\pi}{5}} + 0,21 e^{j\frac{\pi}{2}} \right| = 0,25 \text{ Тл}.$$

3. Амплитуда гармоники ротора

$$B_{\mu} = \frac{2}{54} \cdot \frac{\sin 54(0,62\pi/2)}{\sin 2(0,62\pi/2)} \cdot 0,66 = 0,0195 \text{ Тл.}$$

4. Удельная радиальная сила

$$p = 40 \cdot 0,25 \cdot 0,0195 \cdot \frac{28,7}{38} = 0,15 \text{ Н/см}^2.$$

5. Полное механическое сопротивление статора

$$z_c = 8800 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} - \frac{1}{8800 \cdot 7,34 \cdot 10^{-6}} = -5,82 \text{ Н·с/см},$$

где

$$\lambda_c = \frac{12 \cdot 38^4}{2,1 \cdot 10^7 \cdot 9,15^3} \cdot \frac{4^2 + 1}{4^2(4^2 - 1)^2} = 7,34 \cdot 10^{-6} \text{ см/Н.}$$

6. Уровень вибрации

$$\dot{y} = \frac{0,15}{\sqrt{2} \cdot 5,82} = 0,018 \text{ см/с}; \quad L = 20 \lg \frac{8800 \cdot 0,018}{3 \cdot 10^{-2}} = 74 \text{ дБ.}$$

2.4. Вибрация статорных обмоток турбогенераторов и гидрогенераторов

В турбо- и гидрогенераторах возникает вибрация статорных обмоток в пазовой и лобовой зонах при наличии зазоров между стенками паза и секциями обмотки статора. Обмотка в пазовой зоне вибрирует в двух взаимно перпендикулярных направлениях: тангенциальном, поперёк паза, под действием сил p_1 и вдоль паза, попеременно воздействуя на клин и дно паза, под действием сил p_2

$$p_1 = IB \sin 2\omega t, \quad p_2 = \frac{\mu_0 I^2}{2b_{\text{п}}} \sin 2\omega t, \quad (78)$$

где I – амплитуда тока в проводнике; B – амплитуда индукции продольного магнитного поля в пазу; ω – частота тока; $b_{\text{п}}$ – ширина паза.

Амплитудные значения вибрационных сил частотой 2ω в прямолинейных частях проводов могут быть рассчитаны по формулам:

тангенциальные (в ньютонах)

$$P_{\tau} = 2(\tau/100)(A_1/100)^2 F_1(2q, 2p), \quad (79)$$

где τ – полюсное деление, см; A_1 – линейная токовая нагрузка статора, см; $F_1(2q, 2p)$ – функция (см. рис. 7),

радиальные (в ньютонах)

$$P_r = 2(\tau/100)(A_1/100)^2 F_2(2q, 2p),$$

где $F_2(2q, 2p)$ – функция (см. рис. 7).

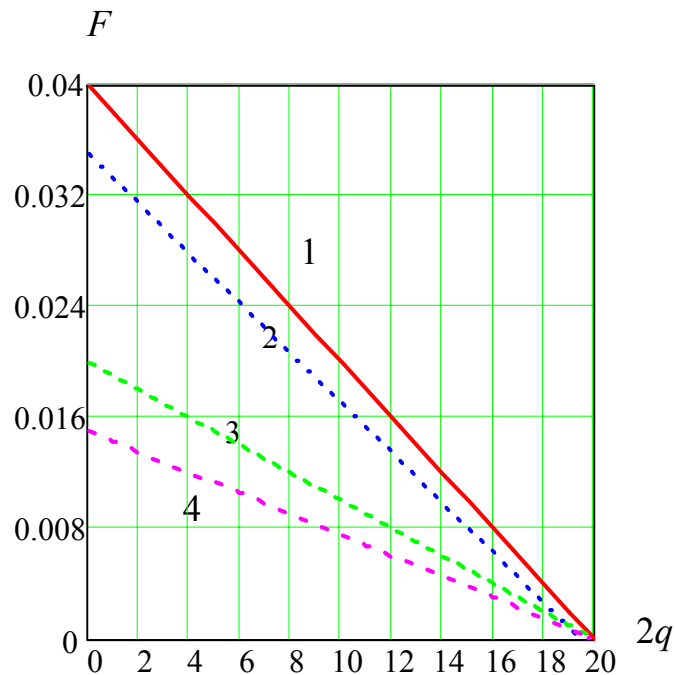


Рис. 7

Примечание. На рис. 7 представлены графики $F(2q)$ и приняты следующие обозначения: 1 – $F_1(2q)$ для $2p = 4$; 2 – $F_1(2q)$ для $2p = 2$; 3 – $F_2(2q)$ для $2p = 2$ и 4 – $F_2(2q)$ для $2p = 4$.

Сила взаимодействия обмотки статора с обмоткой ротора в лобовых частях (в ньютонах):

для явнополюсных машин

$$P_{л} = (\tau/100)^2 (A_1/100)(A_2/100)(1/b)(1/m); \quad (80)$$

для турбогенераторов

$$P_{л} = (\tau/100)^2 (A_1/100)(1/c)(1/m)^2, \quad (81)$$

где A_2 – линейная токовая нагрузка ротора; m – число фаз обмотки статора; b и c – расстояния между лобовыми частями (см. рис. 8).

Расчёт сил по формулам (80) и (81) приближённый, более полный расчёт сил вибрации лобовых частей обмотки статора может быть произведён по формулам, приведённым в работах [3] и [4].

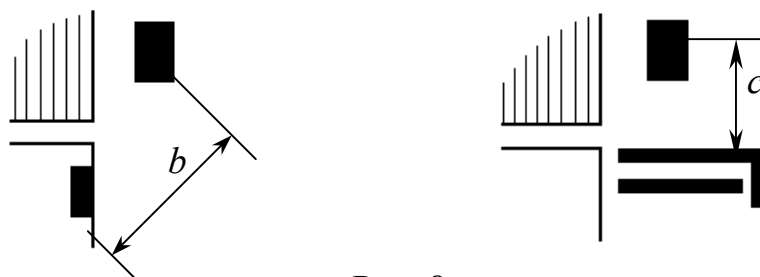


Рис. 8

2.5. Магнитный шум и вибрация индукторных генераторов

Частота наиболее интенсивной вибрации в этих машинах равна частоте индуцированной ЭДС $f = Z_2 n / 60$, где Z_2 – число зубцов ротора.

Распределение поля в воздушном зазоре в индукторных генераторах без учёта зубчатости статора аналогично распределению поля в машинах постоянного тока. Число силовых волн колебаний статора в связи с тем, что $Z_2 / (2p)$ в этих машинах – целое число, имеет значения $r = 0$ или $2p$.

Кроме вибрации основной частоты $Z_2 n / 60$, в индукторных генераторах рассчитывают вибрацию двойной зубцовой частоты $Z_2 n / 30$.

Для индукторных машин не существует проблемы рационального выбора числа пазов для снижения магнитного шума, поскольку оно осуществляется за счёт применения закрытого жёсткого корпуса с упруго подвешенным в нём сердечником статора. Охлаждение машины выполняется по замкнутому циклу с воздухоохладителями. При разомкнутом цикле вентиляции кроме упругой подвески пакета статора применяются глушители шума, пристраиваемые к входу и выходу воздуха.

3. МАГНИТНЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА

3.1. Общие положения

Магнитная вибрация машин постоянного тока в основном обусловлена магнитными силами зубцовой частоты (в с^{-1})

$$\omega = 2\pi Z n / 60, \quad (82)$$

где Z – число зубцов якоря.

При виброакустических расчётах принимают следующие допущения:

- магнитное поле в воздушном зазоре на краях полюсных башмаков спадает до нуля;
- главный полюс является абсолютно жёстким телом, жёстко прикрепленным к ядру;

– добавочные полюсы являются присоединённой к ярму массой и магнитные силы на них не действуют.

Магнитное поле и вибрационные силы в воздушном зазоре определяются его эксцентриситетом. Уменьшение уровня вибрации может быть достигнуто за счёт скоса пазов в якоре на одно пазовое деление.

3.2. Влияние скоса пазов якоря и эксцентриситета воздушного зазора под полюсом на вибрацию электрической машины постоянного тока

В воздушном зазоре на полюс шириной b_r и длиной l_t действуют знакопеременные радиальные силы p_r и изгибающие моменты m_r

$$p_r = 80 B_\delta^2 b_p l_t \varepsilon \frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha} \cos \omega t, \quad (83)$$

$$m_r = 40 B_\delta^2 b_p^2 l_t \varepsilon \{ [\sin(\pi\alpha)]/(\pi^2 \alpha^2) - [\cos(\pi\alpha)]/\pi\alpha \} \sin(\omega t), \quad (84)$$

где $\varepsilon = k_c - 1$ (k_c – коэффициент Картера); $\alpha = b_p/t_1$ – количество пазов в полюсной дуге.

Амплитудные значения радиальных сил P_r и изгибающих моментов M_r , действующих на единичную площадку, равную 1 см^2 , полюса (в ньютонах) определяются по формулам

$$P_r = 80 B_\delta^2 \varepsilon \frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha} = 80 B_\delta^2 \varepsilon f_p(\alpha), \quad (85)$$

$$M_r = 40 B_\delta^2 b_p \varepsilon \{ [\sin(\pi\alpha)]/(\pi^2 \alpha^2) - [\cos(\pi\alpha)]/\pi\alpha \} = 40 B_\delta^2 b_p \varepsilon f_m(\alpha). \quad (86)$$

На рис. 9 построены абсолютные значения функций $f_p(\alpha)$ и $f_m(\alpha)$ для обычно встречающихся в практике значений α .

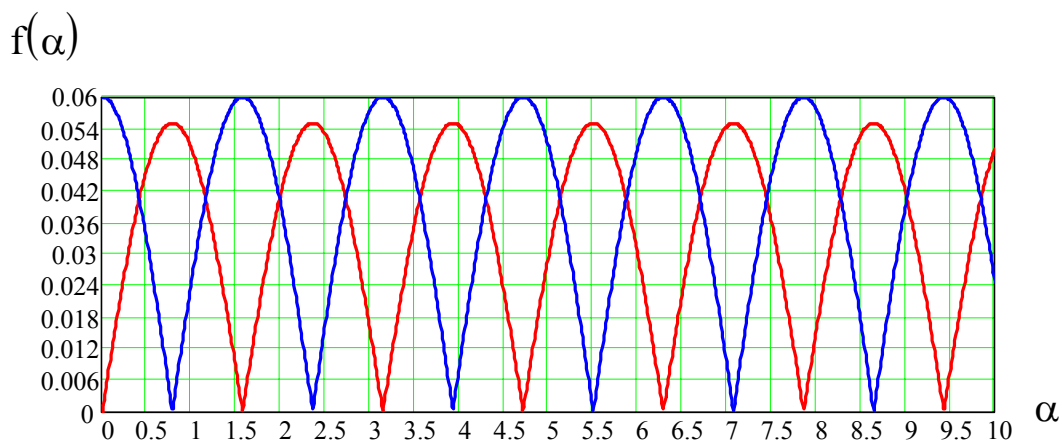


Рис. 9

Условия возникновения радиальных сил и изгибающих моментов приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Число зубцов на полюсном делении и полюсной дуге	Возбуждающая сила	Колебания соседних полюсов	Число волн деформации по окружности станины
$\frac{z}{2p} = q; \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q'$	Изгибающий момент	В фазе	$r = 2p$
$\frac{z}{2p} = q; \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q' + \frac{1}{2}$	Радиальная сила	В фазе	$r = 0$
$\frac{z}{2p} = q + \frac{1}{2}; \alpha = \frac{b_p}{t_1} = q'$	Изгибающий момент	В противофазе	$r = p$

Если $Z/(2p) = q$ и $q + 1/2 \neq Z/(2p)$, то порядок колебаний определяется из условия

$$r = 2pq - Z > 0. \quad (87)$$

Значения колеблющейся массы m , приведённой к 1 см^2 средней цилиндрической поверхности ярма, для $Z \neq q''p$ и $Z = q''p$ приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

Колебания	$Z \neq q''p$	$Z = q''p$
От радиальных сил	$m_j + m_p$	$m_j + 2m_p$
От изгибающих моментов	$m_j + km_p$	$m_j + 2km_p$

Примечание. Индекс j у массы ярма, индекс p у полюса.

Коэффициент k определяется из следующей зависимости

$$k = (l_p^2 + 4h_p^2)/(l_j^2 + h_j^2), \quad (88)$$

где h_p – радиальная высота полюса; h_j – высота ярма; l_p – аксиальная длина полюса; l_j – аксиальная длина ярма.

Пример. Рассчитать магнитную вибрацию двигателя постоянного тока мощностью 20 кВт (1600 об/мин, $2p = 4$), имеющего следующие данные: индукция в воздушном зазоре $B_\delta = 0,57$ Тл; количество пазов в якоре $Z = 42$; ширина пазового деления $t_1 = 1,72$ см; ширина полюсного башмака $b_p = 12,9$ см; коэффициент Картера $k_c = 1,23$; длина полюса по оси машины $l_t = 14,5$ см; длина ярма по оси машины $l_j = 22$ см; средний радиус ярма $R_j = 20$ см; радиус якоря $R_a = 11,5$ см; толщина ярма $h_j = 2$ см; удельная масса ярма $m_j = 3,5 \cdot 10^{-2}$ кг и полюсов $m_p = 4 \cdot 10^{-2}$ кг.

Р е ш е н и е :

1. Частота возбуждающих магнитных сил

$$f = \frac{42 \cdot 1600}{60} = 1120 \text{ Гц}; \quad \omega = 2\pi \cdot 1120 = 7030 \text{ с}^{-1}.$$

2. Число зубцов на полюсном делении и полюсной дуге

$$Z/(2p) = 42/4 = 10,5; \quad \alpha = 12,9/1,72 = 7,5.$$

При таких соотношениях от радиальных сил возникают колебания с числом волн по окружности ярма $r = 2$ (см. табл. 1).

3. Удельная радиальная сила, приведённая к среднему радиусу ярма по формуле (85),

$$p_r = 80 \cdot 0,57^2 (1,23 - 1) \cdot 4,1 \cdot 10^{-2} \frac{11,5}{20} = 0,14 \text{ Н/см}^2; \quad f_p(\alpha) = 4,1 \cdot 10^{-2}.$$

4. Полное механическое сопротивление ярма при $r = 2, \quad z = q''p$

(см. табл. 2) $\lambda_j = [12 \cdot 20^4 / (2,1 \cdot 10^7 \cdot 2^3)](5/36) = 1,6 \cdot 10^{-3}$ см/Н и $m = 3,5 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 4 \cdot 10^{-2} = 11,5 \cdot 10^{-2}$ кг

$$z_p = 7030 \cdot 11,5 \cdot 10^{-4} - \frac{1}{7030 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3}} = 7,9 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{см}.$$

5. Уровень вибрации

$$\dot{y} = \frac{1,4 \cdot 10^{-1}}{\sqrt{2} \cdot 7,9} = 1,26 \cdot 10^{-2} \text{ см}/\text{с}; \quad L = 20 \lg \frac{7030 \cdot 1,26 \cdot 10^{-2}}{3 \cdot 10^{-2}} = 69 \text{ дБ}.$$

Эксцентрический воздушный зазор, увеличивающийся начиная от середины полюса к его краям, создаётся специальным профилем полюсного башмака. Такой профиль обычно характеризуется условным эксцентриситетом, представляющим собой отношение максимального зазора δ_{\max} под краем башмака к минимальному зазору δ_{\min} под его серединой. Эксцентрический воздушный зазор в машинах постоянного тока создаётся для ослабления действия знакопеременных сил, вызывающих вибрацию и шум, и ослабления поля реакции якоря.

Существенное снижение магнитного шума достигается при скосе пазов в якоре на одно пазовое деление. Скосы более чем на одно пазовое деление не применяются, так как при этом добавочными полюсами труднее создать поле для компенсации реактивной ЭДС в короткозамкнутой секции. В некоторых напряжённых в коммутационном отношении машинах даже скос паза на одно пазовое деление ухудшает коммутацию.

У машин постоянного тока частоты собственных колебаний ярма ниже, чем у статора асинхронных и синхронных машин при равных высотах спинки статора и ярма, потому что главные полюсы являются сосредоточенными массами, прикреплёнными к ярму.

Пример. Рассчитать на сколько уменьшится уровень вибрации двигателя в предыдущем примере при скосе пазов в якоре на одно пазовое деление. Радиальная сила при прямых пазах $p_r = 1,4 \cdot 10^{-1}$ Н/см².

Решение :

1. Крутящий момент

$$M_\tau = p_r \cdot \frac{l_i^2}{2} \cdot \frac{\cos(\mu \gamma_s / 2) - k_s \mu}{\mu \gamma_s / 2} = 1,4 \cdot 10^{-1} \cdot 14,5^2 \cdot (-0,38) / 2 = -5,6 \text{ Н} \cdot \text{см},$$

где $\gamma_s = 2b_s/D_p$ – центральный угол скоса пазов; b_s – дуга скоса пазов ротора; D_p – диаметр ротора; k_s – коэффициент скоса пазов.

2. Момент инерции поперечного сечения ярма относительно оси $x - x$

$$J_x = h_j l_j^3 / 12 = 2 \cdot 22^3 / 12 = 1750 \text{ см}^4.$$

3. Полярный момент инерции ярма

$$J_p = m_c(l_j^2 + h_j^2)/12 = 1,7 \cdot (22^2 + 2^2)/12 = 69 \text{ кг} \cdot \text{см}^2,$$

где $m_c = l_t \cdot R_a \cdot 10^{-2} = 1,7 \text{ кг}$.

4. Момент инерции поперечного сечения ярма при кручении

$$J_\tau = \eta l_j h_j^3 = 0,32 \cdot 22 \cdot 2^3 = 56 \text{ см}^4,$$

где $\eta = 0,32$ – выбирается из табл. 3.

Т а б л и ц а 3

l_j/h_j	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
η	0,14	0,196	0,229	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333

5. Податливость ярма при кручении

$$\lambda_{кр} = l_j^2 / (EJ_x + GJ_\tau h_j^2) = 22^2 / (2,1 \cdot 10^7 \cdot 1750 + 0,8 \cdot 10^7 \cdot 56 \cdot 2^2) = 0,1 \cdot 10^{-7} \text{ 1/(Н} \cdot \text{см)},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ – модуль упругости для стали; $G = 0,8 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2$ – модуль сдвига для стали.

6. Полное механическое сопротивление ярма при кручении

$$z_{кр} = \omega \cdot J_p \cdot 10^{-2} - 1/(\omega \cdot \lambda_{кр}) = 7030 \cdot 69 \cdot 10^{-2} - 1/(7030 \cdot 0,1 \cdot 10^{-7}) = -9250 \text{ Н} \cdot \text{с/см}.$$

7. Уровень вибрации

$$\dot{y} = \frac{M_\phi \cdot l_t}{2\sqrt{3} \cdot z_{кр}} = \frac{5,6 \cdot 14,5}{2\sqrt{3} \cdot 9250} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ см/с};$$

$$L = 20 \lg \frac{\omega \dot{y}}{\ddot{y}_0} = 20 \lg \frac{7030 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 10^{-2}} = 56 \text{ дБ}.$$

8. Снижение вибрации при скосе пазов в якоре на одно пазовое деление

$$\Delta L = 69 - 56 = 13 \text{ дБ}.$$

3.3 Вибрация машин постоянного тока при их питании от статических выпрямителей

При питании якоря и обмотки возбуждения от статического выпрямителя магнитный поток главных полюсов и ток якоря изменяются во времени с частотой пульсации выпрямленного напряжения. Магнитное поле полюсов $b(t)$ и линейную токовую нагрузку якоря $a(t)$ можно представить в виде разложения Фурье

$$b(t) = B_{\delta} + \sum_k B_{\delta k} \cos(\omega_k t - \varphi_{kB}); \quad a(t) = A + \sum_k A_k \cos(\omega_k t - \varphi_{kA}),$$

(89)

где ω_k – частота k -й гармоники выпрямленного тока или напряжения.

Эта система полей и токов создаёт радиальные p_r и тангенциальные p_t силы

$$p_r = b^2(t)/(2\mu_0), \quad p_t = b(t)a(t). \quad (90)$$

Наиболее сильно проявляют себя тангенциальные силы, которые вызывают крутильные колебания корпуса вокруг оси машины.

Крутильный момент, вызванный k -й гармоникой выпрямленного тока определяется по формулам

$$M_{кр} = 2pb_p l_t R_a A_k \cos(\omega_k t - \varphi_{kA}) \quad \text{или} \quad M_{кр} = \frac{I_k}{I_{ном}} M_{ном}, \quad (91)$$

где R_a – радиус якоря; $M_{ном}$ – номинальный момент машины; $I_k/I_{ном}$ – отношение тока k -й гармоники к номинальному току якоря.

3.4. Влияние нагрузки и некоторых технологических факторов на вибрацию и шум машин постоянного тока

3.4.1. Некомпенсированные машины.

Реакция якоря приводит к искажению магнитного поля в воздушном зазоре, вследствие чего индукция с одной стороны полюсного башмака становится больше, чем с другой.

Пазовые гармоники обмотки якоря сдвинуты на 90° относительно пазовых гармоник поля возбуждения. В связи с этим вибрацию ярма при нагрузке можно представить в виде двух одинаковых волн деформаций, сдвинутых друг относительно друга на угол 90° , одна из которых создана полем возбуждения, а другая – полем реакции якоря.

Электромагнитные возбуждающие силы в машинах постоянного тока при их работе под нагрузкой при нескошеных пазах в якоря, без учёта насыщения стали и ступенчатости кривой поля реакции якоря могут быть рассчитаны по следующим формулам [5]

$$p_r = 80B_{\delta}^2 \varepsilon \sqrt{f_p^2(\alpha) + \chi f_m^2(\alpha)}; \quad (92)$$

$$M_r = 40B_{\delta}^2 \varepsilon \sqrt{f_m^2(\alpha) + \chi f_p^2(\alpha)}, \quad (93)$$

где p_r и M_r – радиальная сила и изгибающий момент соответственно; $\chi = Ab_p \cdot 10^{-4} / (1,6\delta B_{\delta})$; A – линейная токовая нагрузка якоря, А/см.

Наиболее сильные тангенциальные силы, под действием которых станина подвергается изгибным и крутильным колебаниям, рассчитываются по формуле

$$p_{\tau} = B_{\delta} A \varepsilon \cos \left(\frac{2\pi\alpha}{b_p} x - \omega t \right). \quad (94)$$

Полная знакопеременная тангенциальная сила, действующая на полюс

$$P_{\tau} = l_t \int_{-b_p/2}^{+b_p/2} p_{\tau} dx = B_{\delta} A b_p l_t \varepsilon \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha} \cos \omega t. \quad (95)$$

Амплитудное значение силы (в ньютонах), действующей на 1 см² поверхности полюса

$$p_{\text{тн}} = B_{\delta} A \varepsilon \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha} \cdot 10^{-2}. \quad (96)$$

Эти силы на плече, равном высоте полюса h , создают изгибающие моменты (в ньютон-сантиметрах)

$$m_{\tau} = B_{\delta} A h \varepsilon \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha} \cdot 10^{-2}, \quad (97)$$

под воздействием которых станина колеблется с числом волн $r = 2p$ при $Z/(2p) = q$ и $r = p$ при $Z/(2p) = q + 1/2$. Эти колебания по амплитуде значительно меньше колебаний, возбуждаемых радиальными силами.

Кроме изгибных колебаний станина при $Z/(2p) = q$ под воздействием полного крутильного момента

$$M_{\tau} = 2pl_p b_p \cdot B_{\delta} \cdot A \cdot R_a \varepsilon \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha} \cdot 10^{-2} \quad (98)$$

совершает крутильные колебания относительно оси машины с частотой ω , где R_a – радиус якоря.

В долях номинального момента $M_{\text{ном}}$ это выражение будет

$$\frac{M_{\tau}}{M_{\text{ном}}} = \varepsilon \frac{\sin \pi\alpha}{\pi\alpha}. \quad (99)$$

Если $Z/(2p)$ не равно q и $q + 1/2$, то возникают колебания порядка $r = 2pq - Z > 0$. Значения частоты вибрации под нагрузкой мало отличаются от значений частот в режиме холостого хода. Однако в некоторых случаях наблюдается резкое возрастание магнитной вибрации при переходе от режима холостого хода к работе под нагрузкой особенно в крупных машинах [1].

3.4.2. Компенсированные машины.

В таких машинах из-за наличия двухсторонней зубчатости спектр вибрации становится более насыщенным высшими гармониками. Под действием радиальных сил станина колеблется с числом волн

$$r = 2pq \pm Z \pm Z' > 0, \quad (100)$$

где Z' – число пазов компенсационной обмотки.

При $Z \pm Z' = 2pq$ возбуждаются колебания порядка $r = 0$. Компенсированные машины более чувствительны к наличию эксцентриситета воздушного зазора.

Анализ результатов виброакустических измерений однотипных машин постоянного тока показал [1], что, несмотря на их выполнение по одним и тем же чертежам и предполагаемое различие только в пределах технологических допусков, имеется значительный разброс значений шума на зубцовой частоте машин. Для выяснения такого разброса было исследовано влияние следующих факторов:

- различие зазоров под отдельными главными полюсами в пределах $\pm 10\%$ расчётного значения зазора;
- условия прилегания полюсов к ярму.

Неравномерность воздушного зазора под полюсами не вызывает существенного изменения возбуждающих сил, однако при этом возможно изменение числа силовых волн на ± 1 , что может привести к значительному уменьшению механического сопротивления ярма и в некоторых случаях к появлению резонанса.

4. ВИБРАЦИЯ И ШУМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯМИ РОТОРА, ПОДШИПНИКАМИ И ЩЁТОЧНЫМ АППАРАТОМ

4.1. Колебания вала на двух опорах с одной сосредоточенной массой

Вал ротора электрической машины можно рассматривать как диск массой m , вращающийся с угловой скоростью ω на двух опорах, см. рис. 10.

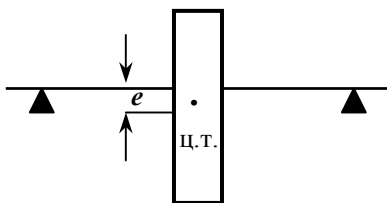


Рис. 10

Условие равновесия сил для такого вала имеет вид

$$m\omega^2 y = ky \quad \text{или} \quad (m\omega^2 - k) = 0, \quad (101)$$

где k – жёсткость вала при изгибе.

Если центр тяжести диска смещён относительно оси вращения вала на величину e , называемую эксцентриситетом, то условие равновесия сил (101) при пренеб-

режении демпфированием колебаний принимает вид

$$m(y + e)\omega^2 = ky; \quad (102)$$

Значение $\omega = \omega_{кр} = \sqrt{k/m}$ называется критической (резонансной) угловой скоростью вала, при которой колебания ротора достигают максимальной величины.

Для вала длиной l с моментом инерции поперечного сечения при изгибе J , с диском, посаженным в середине вала,

$$\omega_{кр} = \sqrt{48EJ/(ml^2)}. \quad (103)$$

Если известен максимальный прогиб вала y_{max} в см, то критическая частота вращения может быть рассчитана по формулам

$$\omega_{кр} = \sqrt{g/y_{max}} \quad \text{или} \quad n_{кр} = 300/\sqrt{y_{max}}, \quad (104)$$

где g – ускорение силы тяжести; $n_{кр}$ – критическая частота вращения (в оборотах в минуту).

Так как жёсткость подшипников по вертикальной и горизонтальной оси различна, то наблюдаются две критические угловые скорости, соответствующие двум указанным жёсткостям подшипников.

Величина прогиба вала при наличии эксцентриситета определяется по формуле

$$y = e \frac{\omega^2}{k/m - \omega^2} = e \frac{(\omega/\omega_{кр})^2}{1 - (\omega/\omega_{кр})^2}. \quad (105)$$

График зависимости прогиба вала от угловой частоты вращения вала представлен на рис. 11.

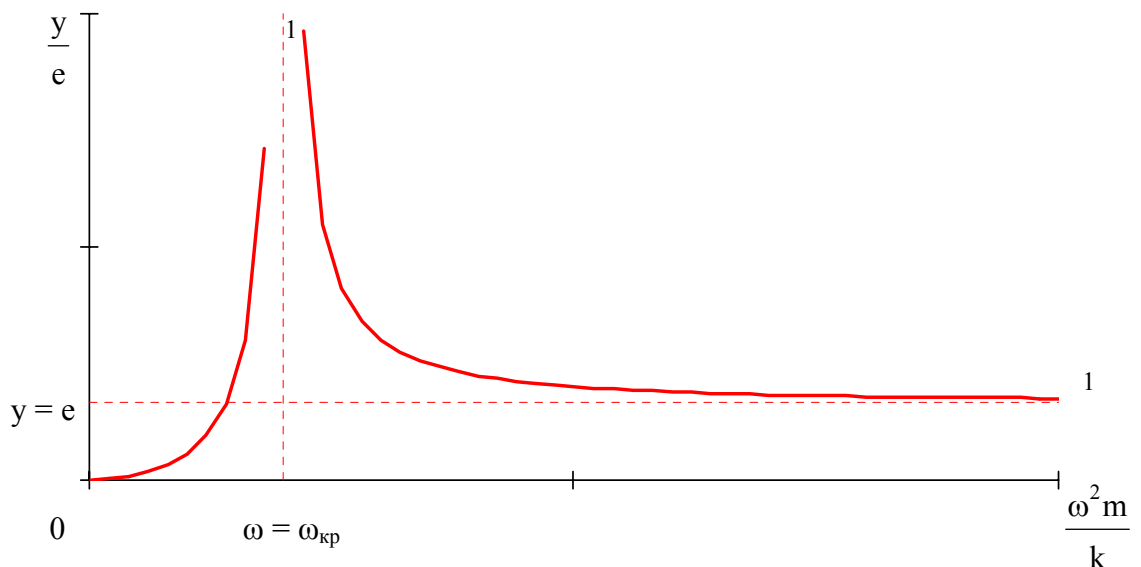


Рис. 11

На критическую частоту вращения влияет целый ряд факторов таких, как магнитное притяжение, податливость опор вала, неуравновешенность (дисбаланс) ротора и др.

4.2. Статическая, динамическая неуравновешенность и балансировка роторов

Одной из основных причин вибрации вращающегося ротора и всей машины в целом является неуравновешенность (дисбаланс) ротора [6]. Возможны три вида дисбаланса: статический, динамический и смешанный.

Статический дисбаланс – центробежная сила дисбаланса $R_{ст}$, возникающая из-за смещения центра тяжести ротора относительно его оси вращения, вызывает на опорах одинаковые по величине и совпадающие по фазе реакции: $A_1 = A_2$ (см. рис. 12).

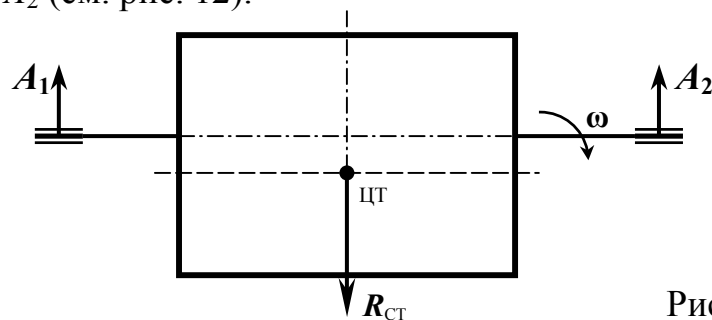


Рис. 12

Динамический дисбаланс – центробежная сила дисбаланса $R_{дин}$, возникающая из-за смещения центра тяжести ротора вдоль его оси вращения, вызывает на опорах одинаковые по величине и противоположные по фазе реакции: $A_1 = -A_2$ (см. рис. 13).

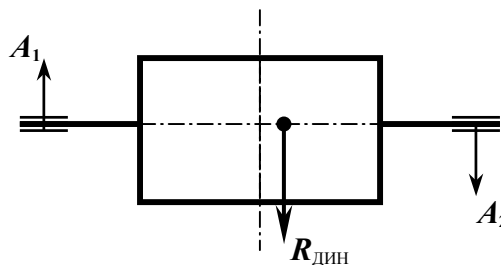


Рис. 13

Смешанный дисбаланс – центробежная сила дисбаланса R , возникающая из-за смещения центра тяжести ротора относительно и вдоль его оси вращения, вызывает на опорах разные по величине и фазе реакции: $A_1 \neq A_2$ (см. рис. 14).

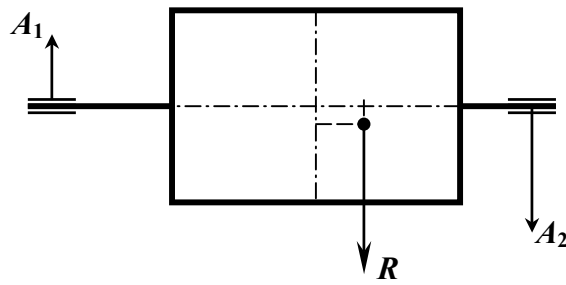


Рис. 14

Наиболее распространённым является смешанный дисбаланс, устранение которого осуществляется в двух плоскостях ротора. При динамической балансировки ротора компенсирующие массы определяются для каждой плоскости отдельно. Ротор считается уравновешенным, если он не передаёт на свои опоры центробежных сил или если эти силы не превышают установленных допусков. Балансировка производится в режиме холостого хода при рабочей частоте вращения, а при большом дисбалансе при пониженной частоте, которая выбирается такой, чтобы вибрация опор не превосходила установленной нормы более чем в 3 – 4 раза.

При статическом дисбалансе масса дисбаланса

$$m_{\text{дис}} = (e/r)M, \quad (106)$$

где e – смещение центра тяжести ротора (эксцентриситет); r – радиус ротора; M – масса ротора.

Скорость колебаний опор ротора при чисто статическом дисбалансе

$$\dot{y} = M\omega^2 e/z_m, \quad (107)$$

где z_m – механическое сопротивление машины.

Амплитуда вибрации

$$A_1 = M\omega e/z_m = m_{\text{дис}}(\omega r/z_m) = m_{\text{дис}}k, \quad (108)$$

где $k = \omega r/z_m$ – балансировочная чувствительность машины.

Амплитуда вибрации при повторном пуске с пробным грузом $m_{\text{пр}}$ будет равна

$$A_2 = k(m_{\text{дис}} + m_{\text{пр}}), \quad (109)$$

тогда

$$m_{\text{дис}} = m_{\text{пр}}[A_1/(A_2 - A_1)]. \quad (110)$$

Так как масса уравновешивающего груза $m_{\text{ур}} = -m_{\text{дис}}$, то

$$m_{\text{ур}} = m_{\text{пр}}[-A_1/(A_2 - A_1)]. \quad (111)$$

Векторное решение уравнения (111) представлено на рис. 15.

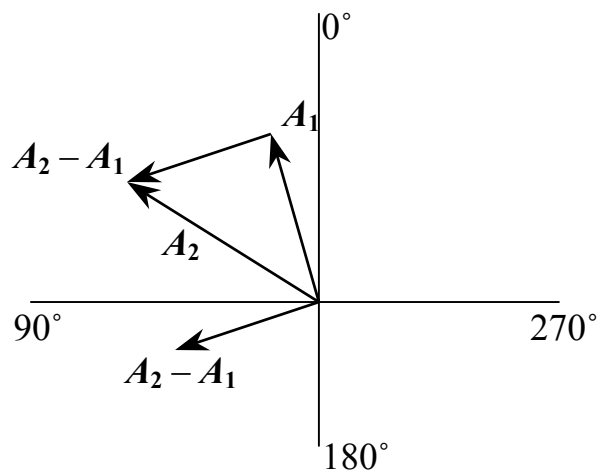


Рис. 15

В случае двухплоскостной балансировки при смешанном дисбалансе вибрация опор I и II

$$A_I = A' + A'' , \quad A_{II} = A' - A'' , \quad (112)$$

где A' и A'' – вибрация от статического и динамического дисбалансов соответственно.

$$A' = (A_I + A_{II})/2 \quad , \quad A'' = (A_I - A_{II})/2. \quad (113)$$

Самая высокая точность уравновешивания может быть достигнута в асинхронных двигателях с короткозамкнутыми роторами. Якоря машин постоянного тока и явнополюсные роторы синхронных машин имеют более высокий остаточный дисбаланс, приходящийся на единицу массы ротора.

Нормы на допустимый дисбаланс жёстких роторов устанавливает ГОСТ 22061–76, который учитывает требования международного стандарта ИСО 1940 – 73 «Точность балансировки вращающихся тел. Точность балансировки характеризуется произведением удельного дисбаланса на максимальную угловую скорость $e_{ст} \cdot \omega_{макс}$, мм·с⁻¹. Роторы всех вращающихся машин в зависимости от требований к точности балансировки делятся на 11 классов: наибольшая точность нормируется первым классом, наименьшая – одиннадцатым. Роторы электрических машин по этой классификации попадают в классы с первого по четвёртый: к первому классу относятся роторы прецизионных электродвигателей, ко второму – роторы малых машин со специальными требованиями, к третьему – роторы малых машин без специальных требований и к четвёртому – роторы электрических машин общепромышленного назначения.

Нормы на вибрацию электрических машин массой 0,5 – 2000 кг устанавливает ГОСТ 16921–83. В качестве нормируемого параметра вибрации принимается эффективное значение вибрационной скорости. В зависимости от размеров и требований к исполнению машины её относят к одному из классов вибраций, которые обозначаются индексами, соответствующими максимально допустимой для данного класса вибрационной скорости $v_{эф \max}$: 0,28; 0,45; 0,71; 1,12; 1,8; 2,8; 4,5; 71.

4.3. Вибрация, возбуждаемая подшипниками

На вибрацию и шум электрических машин существенное влияние оказывают конструкция и производство подшипниковых узлов, поэтому к ним предъявляются требования, направленные на уменьшение уровня шума и вибрации:

- при выборе типоразмера подшипника, необходимо руководствоваться тем, что с увеличением внутреннего диаметра подшипника на каждые 5 мм уровень вибрации возрастает примерно на 1 – 2 дБ;

- конструктивно и технологически должна быть обеспечена соосность посадочных мест на валу и в корпусе в зависимости от типа подшипников не более 40 мкм на метр длины между подшипниками;

- допуски на отклонение от правильных геометрических форм посадочных мест (цапфы вала и гнёзда в подшипниковых щитах), а также чистота обработки их поверхностей должны строго соответствовать требованиям ГОСТ для выбранного класса точности подшипников;

- правильный выбор посадок должен обеспечивать фиксацию внутреннего и наружного кольца от проворачивания и сохранение необходимых радиальных зазоров, т.к. чрезмерно большой радиальный зазор приводит к увеличению шума в области низких частот, а уменьшенный – вызывает увеличение шума в области высоких. Плотные посадки способствуют увеличению шума, а менее плотные более благоприятны, т.к. допускают демпфирование колебаний наружных колец масляными плёнками в местах контакта подшипника со щитом;

- при выборе типа смазки не рекомендуется применять слишком густую смазку, не следует закладывать слишком большое или недостаточное количество смазки в масляную камеру (камера должна быть заполнена на 50%);

- не должно быть шлама на дорожках качения обойм подшипников, накопившегося вследствие окисления смазки или длительной эксплуатации;

- подшипниковые щиты могут являться интенсивным источником вибрации и шума, поэтому необходимо проводить проверку щита на возбуждение в нём изгибных колебаний.

Овальность колец является причиной вибрации с двойной частотой

$$f = 2n/60. \quad (114)$$

Вибрация, возбуждаемая разноразмерностью шариков при равномерном чередовании их в подшипниках

$$f = \frac{r_1}{r_1 + r_2} \cdot \frac{z}{2} \cdot \frac{n}{60}, \quad (115)$$

где r_1 и r_2 – радиусы дорожек качения внутреннего и наружного колец; z – число тел качения.

Частота вибрации, вызванная гранностью тел качения

$$f = \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}^2}{D_0^2} \right) \frac{z}{2} \cdot \frac{kn}{60}, \quad (116)$$

где D_0 – диаметр центров тел качения; $d_{\text{ш}}$ – диаметр тел качения; k – число граней.

Частота вибрации подшипников, возбуждаемая периодическими изменениями жёсткости подшипника при перекачивании тел качения

$$f = \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \right) \frac{n}{60}. \quad (117)$$

4.4. Шум щёточного аппарата

Шум щёточного аппарата вызывается следующими причинами:

- плохое состояние поверхности коллектора (выступание отдельных пластин и прокладок, биение коллектора и т.п.);
- большие зазоры между щётками и щёткодержателями;
- недостаточное давление на щётку;
- перекос щётки вследствие неправильного приложения нагрузки на щётку;
- недостаточно жёсткая конструкция щёткодержателя, щёточных бракетов и траверсы;
- процессы, происходящие в самом скользящем контакте.

Шум скользящего контакта меняет свою интенсивность при переходе от режима холостого хода к нагрузке. При эксплуатации машины на поверхности коллектора или кольца образуется плёнка, состоящая из окиси меди (Cu_2O , CuO) и слоя мелких прилипших к поверхности частиц углерода, который образуется в результате износа щёток, количество его увеличивается с увеличением токовой нагрузки. Образование этого слоя связано также с разнополярностью щёток. Чем больше нагрузка, тем больше износ щёток и тем лучше поверхность коллектора или колец “смазывается” щёточной пылью, поэтому незначительная шероховатость коллектора

даже полезна, т.к. она способствует прилипанию частиц углерода и уменьшению шума щёток.

5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ШУМ

Основными причинами возникновения аэродинамического шума являются:

- шум вентилятора, обусловленный срывающимися вихрями от рассеечения воздушной струи кромками лопаток и диском вентилятора;
- шум вращения ротора, обусловленный срывом вихрей с его поверхности от рассеечения воздушной струи головками обмоток ротора или выступающими концами стержней беличьей клетки короткозамкнутых роторов;
- шум воздушных потоков, вызываемых срывом вихрей с неподвижных препятствий в вентиляционных путях, например, на решётках входных и выходных окон, с рёбер статора, лобовых частей обмоток статора и др.;
- звуки, вызываемые тем, что воздушный поток на выходе с вентиляторного колеса встречает на своём пути препятствия в виде рёбер, проходных шпилек и других деталей;
- тональные звуки дискретной частоты, вызванные периодическими колебаниями давления на отдельных участках аэродинамической цепи, например, при пульсации потока воздуха, выходящего из радиальных вентиляционных каналов ротора и входящего в радиальные вентиляционные каналы статора.

Основную часть аэродинамического шума в машинах с самовентиляцией и с независимой вентиляцией создаёт вентилятор. Его шум обусловлен в основном частотой вращения, размерами вентилятора и составляющей, определяемой его производительностью и напором. Уровень громкости шума зависит от коэффициента дросселирования

$$\xi = hD^4/(V^2\rho), \quad (118)$$

где h – статический напор, $\times 10^{-3}$ Па; ρ – плотность воздуха, кг/м^3 ; V – производительность, м^3 ; D – диаметр засасывающего отверстия, м.

Если вблизи вентилятора имеются препятствия, то возникает звук частотой

$$f = kn/60, \quad (119)$$

где k – число лопаток вентилятора.

Ширина лопаток центробежного вентилятора

$$b = 0,3/(d_2\sqrt{Z}), \quad (120)$$

где d_2 – диаметр вентилятора; Z – аэродинамическое сопротивление машины.

Общие уровни громкости шума (в децибелах) электрических машин на расстоянии 0,5 м от корпуса в точке с максимальным уровнем для машин различного исполнения определяются по следующим формулам:

машины защищённого исполнения с самовентиляцией

$$L = 10\lg P + 20\lg n + 5, \quad (121)$$

где P – мощность машины, кВт; n – частота вращения, об/мин;
машины с замкнутой самовентиляцией

$$L = 10\lg P + 20\lg n; \quad (122)$$

машины закрытые с водяным охлаждением

$$L = 10\lg P + 20\lg n - 10; \quad (123)$$

машины с независимой вентиляцией, шум которых определяется шумом вентилятора

$$L = 14\lg P + 80, \quad (124)$$

где P – мощность вентилятора, кВт.

Уменьшение аэродинамического шума может быть достигнуто за счёт выполнения следующих **рекомендаций**:

- в крупных машинах с самовентиляцией шум может быть снижен на 6 – 9 дБ, если заменить самовентиляцию независимой вентиляцией;
- одним из возможных способов уменьшения аэродинамического шума является уменьшение наружного диаметра, если двигатель недоиспользуется по мощности;
- при малых аэродинамических сопротивлениях машин аксиальный вентилятор является более предпочтительным, чем радиальный;
- одним из путей уменьшения аэродинамического шума двигателя может служить увеличение числа лопаток, т.е. сдвиг частоты в область более высоких частот;
- у машин с наружным обдувом уровень громкости шума определяется только шумом вентилятора;
- у машин с замкнутой самовентиляцией степень уменьшения шума зависит от толщины стенок воздухопроводов, в крупных машинах тонкостенные щиты должны быть покрыты с внутренней стороны звукопоглотителем.

6. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

6.1. Эффективность виброизоляции

Задача виброизоляции электрической машины заключается в установке её в процессе эксплуатации таким образом, чтобы уровень вибрации при этом был минимальным. Общее решение этой задачи сводится к установке машины на амортизаторы и правильному их выбору.

Если машина массой M отделена от фундамента системой амортизации податливостью λ (см. рис. 16), то фундамент имеет собственное механическое сопротивление z_ϕ , которое может быть комплексным. На машину действует сила p , изменяющаяся во времени по гармоническому закону.

Для оценки эффективности виброизоляции воспользуемся методом электромеханической аналогии [5]. Эквивалентный электрический аналог такой установки представлен на рис. 17.

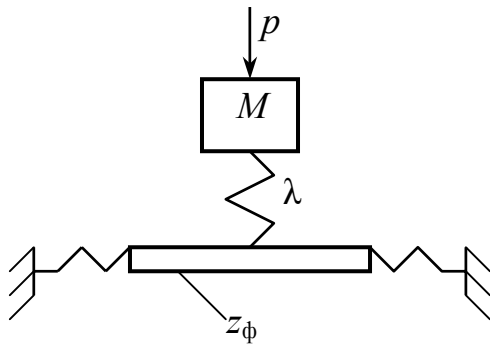


Рис. 16

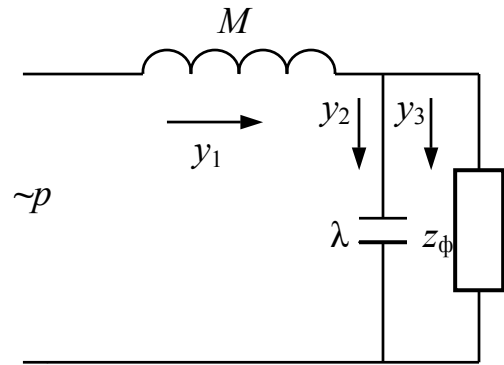


Рис. 17

Найдём силу тока, протекающего через сопротивление z_ϕ , т.е. определим вибрацию фундамента \dot{y}_3 .

Решая систему уравнений

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = \dot{y}_2 + \dot{y}_3 \\ \dot{y}_3 / \dot{y}_2 = z_2 / z_\phi \end{cases} \quad (125)$$

найдем

$$\dot{y}_3 = \frac{z_2}{z_2 + z_\phi} \dot{y}_1. \quad (126)$$

Полный ток \dot{y}_1 определяется полным сопротивлением цепи

$$z_{\Pi} = z_1 + \frac{z_2 z_{\Phi}}{z_2 + z_{\Phi}} = \frac{z_1 z_2 + z_1 z_{\Phi} + z_2 z_{\Phi}}{z_2 + z_{\Phi}} \quad (127)$$

и напряжением p

$$\dot{y}_1 = \frac{z_2 + z_{\Phi}}{z_1 z_2 + z_1 z_{\Phi} + z_2 z_{\Phi}} p. \quad (128)$$

Подставляя (128) в (126), найдём

$$\dot{y}_3 = p/(z_1 + z_{\Phi} + z_1 z_{\Phi}/z_2), \quad (129)$$

или, учитывая, что $z_1 = j\omega M$, а $z_2 = 1/(j\omega\lambda)$,

$$y_3 = p/[j\omega M + z_{\Phi}(1 - \omega^2 M\lambda)]. \quad (130)$$

Амплитудное значение \dot{y}_3 есть модуль комплексного выражения (130):

$$\dot{y}_3 = p/\sqrt{z_{\Phi}^2(1 - \omega^2 M\lambda)^2 + \omega^2 M^2}. \quad (131)$$

Обозначая, $n = \omega/\omega_0$; $\omega^2 M\lambda = n^2$; $\omega_0 = \sqrt{1/(M\lambda)}$, найдём выражение для амплитуды частоты колебаний фундамента

$$\dot{y}_3 = P/\sqrt{z_{\Phi}^2(1 - n^2)^2 - \omega_0^2 M^2 n^2}. \quad (132)$$

При жёстком креплении машины на том же фундаменте (рис. 17) частота колебаний машины и фундамента одинакова

$$\dot{y}_{\text{ж}} = P/(j\omega M + z_{\Phi}); \quad (133)$$

её амплитуда

$$\dot{y}_{\text{ж}} = P/\sqrt{\omega^2 M^2 + z_{\Phi}^2}. \quad (134)$$

Отношение частоты колебаний фундамента при жёстком креплении машины к частоте колебаний фундамента при наличии упругой связи выражается формулой

$$\dot{y}_{\text{ж}}/\dot{y}_3 = \sqrt{[z_{\Phi}^2(1 - n^2)^2 + \omega^2 M^2 n^2]/(z_{\Phi}^2 + \omega_0^2 M^2 n^2)}. \quad (135)$$

Эффективность виброизоляции (в децибелах)

$$BI = 20 \lg \frac{\dot{y}_ж}{\dot{y}_3} = 10 \lg \frac{z_\phi^2 (1 - n^2)^2 - \omega_0^2 M^2 n^2}{z_\phi^2 + \omega_0^2 M^2 n^2}. \quad (136)$$

Из этой формулы можно сделать следующие **выводы** о роли амортизаторов в вибрации фундаментов:

- при низких частотах вращения ($n = \omega/\omega_0 \ll 1$) виброизоляция амортизаторов равна нулю;
- на резонансной частоте BI отрицательна и определяется формулой

$$BI_{n=1} \approx 10 \lg[\omega_0^2 M^2 / (z_\phi^2 + \omega_0^2 M^2)]; \quad (137)$$

– на высоких частотах, т.е. при выполнении условия $n \gg 1$, виброизоляция BI определяется формулой

$$BI = 10 \lg[(z_\phi^2 n^2 + \omega_0^2 M^2) / (z_\phi^2 + \omega_0^2 M^2 n^2)]. \quad (138)$$

– если полное сопротивление фундамента во много раз больше полного сопротивления виброизолируемого механизма, т. е. выполняется условие $\omega_0^2 M^2 n^2 / z_\phi^2 \ll 1$, то виброизоляция, вносимая упругостью может быть вычислена по формуле

$$BI \approx 20 \lg n = 20 \lg(\omega/\omega_0). \quad (139)$$

– для получения большей эффективности BI амортизацию необходимо подобрать таким образом, чтобы частота собственных колебаний машины была очень мала по сравнению с частотой возмущающей силы, т.е. чтобы пружины были максимально мягкими. Однако передаваемая на фундамент сила зависит не только от силы упругости пружины, но и от сил трения, поэтому затухание выгодно лишь в области, где $\omega/\omega_0 < \sqrt{2}$. В области низких частот более эффективными оказываются обычные пружины, поэтому машину следует устанавливать не на резинометаллические амортизаторы, а на витые пружины.

6.2. Частота свободных колебаний амортизированных машин

Амортизированная машина имеет шесть степеней свободы, из которых три степени свободы соответствуют поступательным колебаниям машины в направлении трёх координатных осей и три – поворотным колебаниям вокруг этих осей.

Различают три случая расположения амортизаторов и расчёта свободных колебаний амортизированной машины [8].

А. В первом случае центр жёсткости упругого основания благодаря высокому расположению лап машины совпадает с центром его инерции, а главные оси инерции – с главными осями жёсткости. К этому случаю всегда сле-

дует стремиться. Шесть частот свободных колебаний в этом случае определяются из следующих зависимостей

$$f_x = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_x}{M}}; \quad f_y = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_y}{M}}; \quad f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z}{M}}; \quad (140)$$

$$f_{bx} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_x}{J_x}}; \quad f_{by} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_y}{J_y}}; \quad f_{bz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{J_z}}, \quad (141)$$

где f_x, f_y, f_z – частоты поступательных колебаний по осям, указанным индексами; f_{bx}, f_{by}, f_{bz} – частоты колебаний относительно тех же осей; J_x, J_y, J_z – моменты инерции массы машины относительно соответствующих осей.

Жёсткости амортизации при поступательных колебаниях по трём осям

$$C_x = \sum_{i=1}^n c_{xi}; \quad C_y = \sum_{i=1}^n c_{yi}; \quad C_z = \sum_{i=1}^n c_{zi}, \quad (142)$$

где c_{xi}, c_{yi}, c_{zi} – жёсткости отдельных амортизаторов; n – число амортизаторов.

Если все амортизаторы одинаковые, то

$$C_x = nc_{xi}; \quad C_y = nc_{yi}; \quad C_z = nc_{zi}. \quad (143)$$

Жёсткости амортизации из n амортизаторов относительно главных осей

$$K_x = \sum_{i=1}^n a_i^2 c_{zi}; \quad K_y = \sum_{i=1}^n l_i^2 c_{zi}; \quad K_z = \sum_{i=1}^n a_i^2 c_{xi} + \sum_{i=1}^n l_i^2 c_{yi}, \quad (144)$$

где a_i и l_i – плечи отдельных амортизаторов по осям x и y .

При этом виде амортизации выражения всех шести частот свободных колебаний не связаны между собой; это значит, что случайный резонанс одного какого-либо вида колебаний не вызовет резонансных колебаний другого вида.

Б. Наиболее часто встречается амортизирующее крепление, при котором центр жёсткости упругого основания находится на одной вертикали с центром инерции машины. В этом случае частоты колебаний сдвига и поворота в плоскостях zOy и zOx попарно связаны (двухсвязные колебания), а частоты свободных вертикальных колебаний и колебаний относительно вертикальной оси определяются из независимых решений.

Выражения для частот имеют вид

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z}{M}}; \quad f_{bz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{J_z}}; \quad (145)$$

$$f_{xOy} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{C_x}{M \cdot 10^{-2}} + \frac{K_y}{J_y} \right) \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_x}{M \cdot 10^{-2}} - \frac{K_y}{J_y} \right)^2 + \frac{C_x^2 z^2}{J_y}} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (146)$$

$$f_{yOx} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{1}{2} \left(\frac{C_y}{M \cdot 10^{-2}} + \frac{K_x}{J_x} \right) \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_y}{M \cdot 10^{-2}} - \frac{K_x}{J_x} \right)^2 + \frac{C_y^2 z^2}{J_x}} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (147)$$

Если выражения для поступательных колебаний жёсткостей C_x , C_y , C_z и колебаний относительно вертикальной оси жёсткости K_z в этом виде амортизирующего крепления не отличаются от приведённых выше выражений соответствующих жёсткостей при амортизирующем креплении с совмещёнными центрами инерции машины и жёсткости упругого основания, то выражения для колебаний жёсткостей относительно осей x и y (K_x и K_y) отличаются от ранее приведённых выражений. В этом случае появляются дополнительные плечи по отношению к жёсткостям амортизаторов C_x и C_y . Выражения для колебаний жёсткостей K_x и K_y при этом виде крепления имеют вид

$$K_x = \sum_{i=1}^n a^2 c_{zi} + h_0^2 \sum_{i=1}^n c_{yi}; \quad K_y = \sum_{i=1}^n l_i^2 c_{zi} + h_0^2 \sum_{i=1}^n c_{xi}, \quad (148)$$

где h_0 – превышение центра инерции машины над плоскостью амортизации.

Если проекция центра инерции на плоскость амортизирующего крепления попадает в центр его жёсткости, то выражения частот свободных колебаний связаны по три. Методы расчёта частот в этом случае даны Н.Г.Беляковским и другими авторами [9].

При определении свободных колебаний следует стремиться в целях упрощения расчётов сложные системы приводить к более простым. Так, например, если смещение центра жёсткости от центра тяжести по оси не превышает 10 – 15 % расстояния между крайними амортизаторами, то оси следует совместить.

6.3. Конструкция и выбор амортизаторов

Наиболее часто для электрических машин применяются сварные резино-металлические амортизаторы следующих типов: двухпластинчатые, пластинчатые с промежуточной массой, амортизаторы типа АКСС, пневматические типа АПС.

Все указанные амортизаторы присоединяются к машине и фундаменту металлическими частями, между которыми находится слой вулканизированной резины.

Двухпластинчатые амортизаторы могут быть с обычным, наклонным и ёлочным расположением резинового слоя. Виброизолирующие свойства

амортизаторов выше, чем обычных; грузоподъёмность колеблется от нескольких десятков килограмм до нескольких тонн.

Амортизаторы с промежуточной массой типа АПМ более эффективны, чем двухпластинчатые амортизаторы. Самым большим амортизатором этого типа является АПМ-1700 грузоподъёмностью 1700 кг. Недостатком пластинчатых амортизаторов является большая разница жёсткостей по различным осям. Кроме того, при отслоении резины от металлической арматуры машина может сорваться с места крепления.

Указанных недостатков лишён амортизатор типа АКСС – амортизатор корабельный сварной, «со страховкой». Устройство металлической арматуры здесь таково, что повреждение места соединения резины с металлом не приводит к разрушению амортизатора. Амортизаторы типа АКСС встречаются двух разновидностей – АКСС-М и АКСС-И, которые различаются сортом резины. Амортизаторы АКСС-И более эффективны, чем амортизаторы АКСС-М. Амортизаторы АКСС-М делятся на типоразмеры по номинальной нагрузке от 10 до 400 кг, а АКСС-И – от 25 до 400 кг.

Частота свободных вертикальных колебаний машин на амортизаторах АКСС-И при номинальной нагрузке колеблется в пределах 10 – 15 Гц; деформация равна 1 – 1,5 мм. Статические и динамические характеристики указанных амортизаторов приведены в приложениях 2 и 3.

Амортизатор пневматический типа АПС в отличие от амортизаторов типа АКСС имеет замкнутую воздушную полость, в которую воздух подаётся под давлением через специальный штуцер.

По своей эффективности амортизатор АПС превосходит все перечисленные амортизаторы; его грузоподъёмность находится в пределах 200 – 700 кг.

При выборе амортизирующего крепления необходимо руководствоваться следующими *рекомендациями*.

1. Крупные машины с малой опорной поверхностью лап устанавливаются преимущественно на пластинчатые амортизаторы. В остальных случаях применяются амортизаторы типа АКСС. При особо жёстких требованиях к виброизоляции машины применяются амортизаторы типа АПС.

2. Количество опорных амортизаторов определяют из условия обеспечения номинальной нагрузки на каждый амортизатор и устойчивости установки машины.

Возможно некоторое отступление от номинальной нагрузки в пределах допускаемых отклонений для выбранного типа амортизаторов; при этом нужно иметь в виду, что при перегрузках сокращается срок службы амортизаторов. При недогрузках увеличивается число амортизаторов, а следовательно, и жёсткость амортизирующего крепления, что ухудшает его виброизолирующую способность.

При определении количества амортизаторов необходимо также учитывать количество и расположение отверстий в опорных лапах.

3. Для снижения вибрации, возбуждаемой дисбалансом, необходимо опорные лапы машины располагать таким образом, чтобы центр жёсткости амор-

тизирующего крепления был по возможности ближе к центру тяжести машины.

4. При выборе схемы расположения амортизаторов следует учитывать удобство монтажа и замены амортизаторов.

7. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основной:

1. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. – Л.: Энергоатомиздат, 1986.

Дополнительный:

2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Физматгиз, 1974.

3. Шуйский В.А. Расчёт электрических машин. – Л.: Энергия, 1970.

4. Юдов М.Ф. Вибрация и деформация обмоток статоров синхронных машин. – М.: Энергия, 1968.

5. Шубов И.Г. Расчёт магнитного шума машин постоянного тока методом электромеханической аналогии. – Электричество, 1958, № 4, с. 32 – 34.

6. Исакович М.М., Клейман Л.И., Перчанок Б.Х. Устранение вибрации электрических машин. – Л.: Энергия, 1969.

7. Щепетильников В.А. Современные методы и средства балансировки машин и приборов. – М.: 1985.

8. Клюкин И.И. Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. – Л.: Судостроение, 1981.

9. Беляковский Н.Г. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. – Л.: Судостроение, 1965.

Источники шума и вибрации электрических машин

Частота Вращения	Тип машины	Тип подшипника	Источник	
			вибрации	шума
До 1000 об/мин	Крупные электродвигатели постоянного и переменного тока	Скольжения	Магнитные силы	Посторонний вентилятор; щёточный аппарат
1500 об/мин	Электрические машины постоянного и переменного тока средней и малой мощности	Скольжения	Магнитные силы; дисбаланс	Встроенный вентилятор
		Качения	Подшипники; магнитные силы; дисбаланс	
3000 об/мин	Электрические машины постоянного и переменного тока средней и малой мощности	Скольжения	Дисбаланс; магнитные силы	Встроенный вентилятор
		Качения	Подшипники; дисбаланс; магнитные силы	
3000 об/мин	Крупные турбогенераторы 100 – 500 мВт	Скольжения	Дисбаланс; магнитные силы	Магнитные силы; встроенные вентиляторы; щётки
1500 – 3000 об/мин	Высокочастотные индукторные генераторы	Скольжения; качения	Магнитные силы	

Примечание. В таблице показано в какой очередности по степени интенсивности проявляются те или иные источники в воздушном шуме и вибрации.

**Статические и динамические (вибрационные) жёсткости
амортизаторов типа АКСС-И**

Тип амортизатора	Номинальные статические массы в направлении осей, кг			Статические жёсткости, соответствующие деформациям в направлении осей, Н/см			Динамические жёсткости, соответствующие деформациям в направлении осей, Н/см		
	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y
АКСС-25И	25	25	10	2500	5500	2000	5000	7000	3000
АКСС-40И	40	40	15	4000	7000	3000	6500	9000	4000
АКСС-60И	60	60	25	6500	10000	3500	10000	12000	5000
АКСС-85И	85	85	35	8000	12000	3500	13500	17000	5500
АКСС-120И	120	110	50	7500	10000	3000	12000	15000	5000
АКСС-160И	160	150	70	15000	9500	3500	26000	15000	6000
АКСС-220И	220	190	80	23000	18000	5500	40000	27000	9500
АКСС-300И	300	210	90	28000	19000	8000	39500	27000	11000
АКСС-400И	400	260	100	29000	27000	8500	53000	37000	13000

**Статические и динамические (вибрационные) жёсткости
амортизаторов АКСС-М**

Тип амортизатора	Номинальные статические массы в направлении осей, кг			Статические жёсткости, соответствующие деформациям в направлении осей, Н/см			Динамические жёсткости, соответствующие деформациям в направлении осей, Н/см		
	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y
АКСС-10	10	10	5	1250	1700	1000	5500	8000	3000
АКСС-15	15	15	10	1500	2500	1300	6500	11500	4500
АКСС-25	25	25	10	2200	5000	2100	11000	12000	6500
АКСС-40	40	40	15	4000	6000	3500	16500	17000	10000
АКСС-60	60	60	25	6400	8000	6000	22000	17000	9000
АКСС-85	85	85	35	8500	9000	6200	31000	19000	10000
АКСС-120	120	110	50	11500	12000	6500	35000	21000	13000
АКСС-160	160	150	70	28000	16000	7000	76000	23000	16000
АКСС-220	220	190	80	47000	25000	7500	100000	30000	28000
АКСС-300	300	210	90	52000	32000	8000	110000	42000	20000
АКСС-400	400	260	100	72000	40000	9000	145000	56000	26000

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Акустическое давление 4
- Акустическое сопротивление 4
- Аэродинамическое сопротивление 43
- Аэродинамический шум 43
- Виброактивность 4
- Виброизоляция 43
- Децибел 5
- Дисбаланс ротора динамический 38
 - — смешанный 38
 - — статический 37
- Жёсткий ротор 40
- Колебания изгибные 15
 - крутильные 15
- Колебательная система 7
- Коэффициент Картера 10, 28
- Критическая частота ротора 36
- МДС обмоток ротора 8
 - — статора 8
- Магнитная проводимость воздушного зазора 10
- Магнитное поле воздушного зазора 11
- Модуль сдвига 32
- Модуль упругости 32
- Момент инерции полярный 32
 - — при кручении 32
- Октава 4
- Пороговое звуковое давление 4
- Резонансная частота 36
- Сила звука 4
- Силы радиальные 8, 11
 - тангенциальные 8, 14
- Тон 4
- Фон 5
- Эксцентриситет воздушного зазора 31
- Эффективность виброизоляции 43

О Г Л А В Л Е Н И Е

ВВЕДЕНИЕ	4
1. МАГНИТНЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ	7
1.1. Общие положения	7
1.2. МДС обмоток статора и ротора	8
1.3. Магнитная проводимость и магнитное поле воздушного зазора	10
1.4. Радиальные и тангенциальные силы, создаваемые магнитными полями	12
1.5. Влияние на уровень вибрации и шума режима работы, числа пазов статора и ротора, насыщения стали, технологических и конструктивных факторов асинхронных электродвигателей	15
2. МАГНИТНЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ СИНХРОННЫХ МАШИН	19
2.1. Общие положения	19
2.2. Вибрация турбогенераторов и гидрогенераторов	19
2.3. Вибрация, возбуждаемая высшими гармониками полей статора и ротора	23
2.4. Вибрация статорных обмоток турбогенераторов и гидрогенераторов	25
2.5. Магнитный шум и вибрация индукторных генераторов	27
3. МАГНИТНЫЙ ШУМ И ВИБРАЦИЯ МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА	28
3.1. Общие положения	28
3.2. Влияние скоса пазов якоря и эксцентриситета воздушного зазора под полюсом на вибрацию электрической машины постоянного тока	28
3.3. Вибрация машин постоянного тока при их питании от статических выпрямителей	33
3.4. Влияние нагрузки и некоторых технологических факторов на вибрацию и шум машин постоянного тока	33
6. ВИБРАЦИЯ И ШУМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН, ОБУСЛОВЛЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯМИ РОТОРА, ПОДШИПНИКАМИ И ЩЁТОЧНЫМ АППАРАТОМ	36
4.1. Колебание вала на двух опорах с одной сосредоточенной массой	36
4.2. Статическая, динамическая неуравновешенность и балансировка роторов	37
4.3. Вибрация, возбуждаемая подшипниками	40
4.4. Шум щётчного аппарата	41
7. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ ШУМ	43
8. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН	45
6.1. Эффективность виброизоляции	45
6.2. Частота свободных колебаний амортизированных машин	47

6.3. Конструкция и выбор амортизаторов	49
7. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	51
Приложение 1	52
Приложение 2	53
Приложение 3	53
ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ	54

Редактор

Сводный темплан 2004 г.

Лицензия ЛР № 020308 от 14.02.97

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 78.01.07.953.П.005641.11.03 от 21.11.03 г.

Подписано в печать	Формат 60×84 1/16
Б. кн.-журн. П.л.	Б.л. 0,625. РТП РИО СЗТУ.
Тираж	Заказ

Северо-Западный государственный заочный технический университет

РИО СЗТУ, член Издательско-полиграфической ассоциации вузов
Санкт-Петербурга

191186 Санкт-Петербург, ул. Миллионная, д. 5