

ПРЕДИСЛОВИЕ

Проблемы механики и виброакустики электрооборудования – одно из ведущих направлений ВНИИЭМ. В 1954 г. первым директором А.Г. Иосифьяном был создан отдел общих научно-технических исследований, основной деятельностью которого были исследования колебаний электрических машин с целью снижения вибраций и шума и повышения ресурса. В отделе были проведены научные исследования в области виброакустики специального электрооборудования, а также разрабатывалось первое руководство по проектированию малошумных электрических машин.

Первые ГОСТы на методы измерения и нормы вибрации электрических машин, на нормы остаточного дисбаланса роторов и другие нормативные документы были разработаны при активном участии Б.Б. Воронцового, В.Г. Шпригмана, Е.М. Коварского, Э.Л. Позняка, Н.И. Муркеса, В.В. Александровского, Э.Р. Кучер, В.В. Лопатина, Н.П. Трифионовой, А.И. Каплина, Э.П. Клименко, З.П. Иноземцевой, Б.И. Зубренкова, М.Е. Висейского, М.Х. Шапиро, Л.В. Беляевой, Э.А. Городецкого, В.А. Зенкевич.

Наряду с широко известными сериями электрических машин 4А, АЧМ, АТП, БК и др. специалисты ВНИИЭМ приняли участие в разработке, создании, исследованиях и доводке специализированного малошумного оборудования, среди которого:

- несколько серий электродвигателей общего применения, соответствующих по шуму и вибрации требованиям МЭК и ИСО;
- несколько серий и несколько десятков типов двигателей, генераторов, преобразователей для специальных приводов с предельно низкими уровнями вибрации и шума;
- малошумные электровентиляторы для космической станции «Мир»;
- изделия медицинской техники – отсасыватели, массажеры, стоматологическое оборудование и др.;
- электродвигатели и оборудование для особо точных станков, полиграфического и строительного оборудования;
- бытовая техника – кондиционеры, пылесосы, холодильники, кухонное оборудование, радиоаппаратура и т.п.

По материалам исследований опубликовано около 300 работ (монографий, справочников, статей), получены авторские свидетельства на изобретения.

Задачи создания разнообразных электрических машин и приводов на их основе с нормированными уровнями шума и вибрации возникли достаточно давно.

Первоначально их решение сводилось к исследованию и разработке отдельных способов снижения вибраций и шумов электрических машин. Эти способы не затрагивали основных параметров и рабочих характеристик электрических машин и реализовывались, как правило, после изготовления машин. По мере ужесточения требований в целом и с возникновением потребностей в специальных малошумных и маловиброактивных электрических машинах стало очевидно, что во многих случаях вопросы обеспечения требований в части вибрационных и шумовых характеристик (ВШХ) необходимо решать на этапе проектирования электрической машины. Результаты исследований и способы обеспечения ВШХ были обобщены в систему проектирования малошумных электрических машин.

Настоящая работа является первой публикацией как в отечественной, так и в известной зарубежной литературе. Она написана в виде справочника без пояснений и выводов отдельных положений и формул, которые при необходимости могут быть найдены в публикациях, приведенных в разделе «Литература».

Книга рассчитана на читателей, знакомых с основными понятиями акустики, механики, электродинамики, методами нормирования и контроля вибраций и шума, а также с основными понятиями о природе возникновения вибраций и шумов в электрических машинах. Поэтому сведения по данным вопросам приводятся только в той мере, которая позволяет полнее понять предложенные материалы.

Сборник состоит из трех разделов. В разделе 1 изложено руководство по проектированию электрических машин с заданными уровнями шума и вибрации. Данные, приведенные в этом разделе, необходимо использовать в процессе электромагнитного расчета и разработке конструкции.

Параметры машины и конструктивные данные служат исходными данными для расчета вибраций и шумов, по результатам которого оценивается соответствие требованиям, предъявленным к ВШХ. Методам расчета ВШХ посвящен раздел 2. Приведенные алгоритмы в настоящее время реализованы в виде программных комплексов расчета ВШХ, исходные данные для которых совпадают с современными пакетами для проектирования электрических машин. Этим вопросам планируется посвятить отдельный сборник.

На этапе, предшествующем техническому проекту, проводятся оценки ВШХ аналогов, если таковые имеются. По результатам проектирования, как правило, изготавливаются опытные образцы,

на которых проводится оценка соответствия спроектированной машины требованиям технического задания. Методы испытаний и исследований аналогов и опытных образцов изложены в разделе 3.

Коллектив авторов, взявших на себя труд по обобщению этого материала, полностью осознает, что авторство разделяют как упомянутые выше ученые, так и многие другие сотрудники института, работавшие и работающие по данной проблеме. Данные материалы не претендуют на исчерпывающее изложение всех аспектов проблемы.

Материалы сборника могут представлять интерес для разработчиков и потребителей электрооборудования, а также для студентов вузов. Авторы будут благодарны за замечания, отзывы и пожелания.

Д-р техн. наук В.Я. Геча

1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН С ЗАДАНЫМИ УРОВНЯМИ ШУМА И ВИБРАЦИИ

ВВЕДЕНИЕ

Электрические машины создают шум с различными уровнями звука: от 20-30 дБА (практически бесшумные специальные машины и микромашины) до 100-110 дБА (крупные быстроходные машины). Диапазон уровней вибраций, создаваемых электрическими машинами, также велик, конструкции машин, их характеристики, области применения весьма разнообразны. Поэтому нет возможности сформулировать четкие и точные указания и рекомендации, которые были бы одинаково приемлемы для всех возможных видов электрических машин и степени малозумности и виброактивности.

Настоящие рекомендации базируются на опыте создания электрических машин наиболее распространенных типов (асинхронных, постоянного тока, синхронных) мощностью от 0,25 до 400 кВт, частотой вращения от 300 до 12000 об/мин.

Многие из приведенных рекомендаций можно уверенно использовать для электрических машин других типов, мощностей и конструкций. Другие рекомендации в случае использования в машинах других типов нуждаются в экспериментальной проверке.

Ввиду значительной сложности проблемы снижения шума и вибрации и связи ее с другими характеристиками машин настоящие рекомендации не исчерпывают всего многообразия возможных направлений проектирования и производства даже для данного конкретного типа электрической машины, и реализация этих рекомендаций не всегда гарантирует достижение поставленных пределов снижения вибрации и шума. Для этих случаев настоящее руководство является основой и начальной точкой для более глубоких и широких исследовательских, расчетных и конструкторских работ.

Особенностью электрической машины как объекта снижения шума и вибрации является разнообразие физической природы представленных в них источников вибраций и шума (механические, электромагнитные, аэродинамические). Сложность проблемы снижения шума и вибрации как таковой, а также указанные особенности, требуют от разработчиков и производителей малозумного электрооборудования постоянного ведения работ по следующим направлениям:

- создание и совершенствование методов, средств и оборудования для контроля и исследования виброакустических характеристик;

- разработка ограничительных требований (технологических норм) к вибрации и шуму электрооборудования;
- исследование физической природы возникновения вибраций и шумов в соответствующих видах оборудования;
- разработка адекватных методов расчета виброакустических характеристик электрооборудования;
- разработка конструкции и технологии изготовления малошумного и маловиброактивного электрооборудования, включая разработку специальных материалов и комплектующих изделий.

Опыт работ ВНИИЭМ по данным направлениям применительно ко многим типам электрооборудования отражен в настоящих рекомендациях.

Вместе с тем, научные и практические работы в области снижения вибрации и шума по-прежнему во многом базируются на эмпирически найденных зависимостях, конструкциях, методиках и т.д. Поэтому постоянное пополнение и уточнение рекомендаций применительно к собственным конкретным конструкциям является обязательным условием достижения успеха в рассматриваемой области.

ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ВИБРАЦИИ И ШУМА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Во вращающихся электрических машинах различают магнитные и механические шумы и вибрации, а также аэродинамический шум.

Магнитный шум и вибрация. Источником магнитных вибраций являются пульсирующие или вращающиеся магнитные силы и моменты, действующие в воздушном зазоре электрической машины, а также явление магнитострикции. Величины магнитных сил и их частоты зависят от типа электрической машины, частоты вращения и частоты питания, электромагнитных нагрузок и конструкции активной части и многих других факторов.

Уровень вибраций, вызываемых магнитными силами, зависит как от величин этих сил, так и жесткостных характеристик конструкции машины и ее элементов. Магнитный шум является следствием магнитных вибраций. Его уровень зависит от амплитуды частоты и формы колебаний статора, величины и свойств излучающей поверхности.

В большинстве случаев частоты магнитного шума лежат в диапазоне наибольшей чувствительности (0,1 - 4 кГц). Кроме того, магнитный шум имеет дискретный спектр.

Поэтому магнитные шумы наиболее неприятны для субъективного восприятия. Магнитные шумы излучаются главным образом

самой электрической машиной. Низкочастотные (до 250 Гц) магнитные вибрации могут передаваться через опоры, фундаменты и т.д. и вызывать структурный шум соседних конструкций.

Механические вибрации и шум. Основными источниками механических вибраций и шума в электрических машинах являются остаточный небаланс ротора и находящихся на нем деталей и подшипники.

Вибрация от небаланса ротора проявляется на частоте вращения f_0 и кратных ей.

В быстроходных электрических машинах эта вибрация может стать существенным источником структурного шума.

Вибрация подшипников качения вызывается отклонением колец и тел качения от идеальной формы, их неравномерностью, наличием зазоров. Кроме того, даже при идеальной форме подшипники качения являются источниками вибраций из-за упругих деформаций деталей, проскальзывания и ударов тел качения в местах контакта, неточности монтажа подшипника в электрической машине и качества смазки. Спектры вибраций подшипников качения весьма широки - от десятков Гц до десятков кГц.

Причины вибраций подшипников и соответствующие частоты, на которых проявляются вибрации от этих причин, приведены в табл.1, где d_v , d_e - диаметры беговой дорожки внутреннего и наружного колец подшипника качения; z_k - число тел качения; d_k - диаметр тела качения; z_v - число гребней волн или число дефектов, расположенных вдоль дорожки качения.

При применении качественных высокоточных подшипников качения и при отсутствии значительных дефектов в монтаже указанные в табл.1 составляющие выделяются слабо, и спектр подшипниковых вибраций и шумов является сплошным во всем звуковом диапазоне частот.

При этом наблюдается повышение уровня в зонах резонансных частот ротора и, в меньшей степени, в зонах резонансных частот статора и его деталей.

Наряду с вибрациями, возбуждаемыми геометрией подшипника, существуют вибрации, связанные с несовершенством монтажа подшипников в электрической машине. Характерные частоты вибраций от этих причин представлены в табл.2.

Ввиду сравнительно малой поверхности подшипниковых щитов, подшипниковые шумы излучаются электрической машиной менее интенсивно, чем магнитные.

Шум от подшипников скольжения существенно (на 20-25 дБ) ниже, чем от подшипников качения.

Таблица 1

| № | Причина вибрации и шума | Частота |
|---|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 1 | Механический небаланс ротора | kf_0 |
| 2 | Подшипники качения: разностенность внутренних колец овальность колец асимметрия расположения тел качения волнистость дорожек качения или их износ гранность (овальность) тел качения неуравновешенность сепаратора | f_0 $2f_0$ $kf_0 \frac{d_i z_k}{d_e - d_i}$ $k \frac{f_0}{2} \left(1 \pm \frac{2d_k}{d_e + d_i} \right) z_k z_{\%0}$ $k \frac{f_0}{2} \left[1 - \frac{2d_k}{(d_e + d_i)^2} \right] \frac{d_e + d_i}{2d_k} z_k$ $k \frac{f_0}{2} \left(1 - \frac{2d_k}{d_e + d_i} \right)$ |
| 3 | Подшипники скольжения: геометрическое несовершенство поверхностей скольжения трение | kf_0 $\frac{1}{2} f_0, \frac{1}{3} f_0$ |

В коллекторных машинах и машинах с контактными кольцами возникают шумы, вызванные трением щеток о коллектор и контактные кольца. Этот шум имеет дискретные составляющие, часто-

та которых пропорциональна частоте вращения и числу коллекторных пластин.

Таблица 2

| № | Наименование дефекта подшипника | Основная частота дефекта | Наличие в сигнале гармоник |
|---|---------------------------------------|--------------------------|------------------------------|
| 1 | Перекося наружного кольца при посадке | $2 \times F_H$ | $k = 1; 2$ |
| 2 | Неоднородный радиальный натяг | $k \times F_1$ | $k = 1; 2$ |
| 3 | Проскальзывание в посадочном месте | $k \times F_1$ | $k = 1; 2; 3$ |
| 4 | Ослабление крепления подшипника | $k \times F_1$ | $k = 0,5; 1; 2; 3$ |
| 5 | Задевания в подшипнике и креплениях | $k \times F_1$ | $k = 0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3$ |
| 6 | Увеличенные зазоры в подшипнике | $k \times F_1$ | $k = 1; 2; 3; 4; 5; 6 \dots$ |

Аэродинамический шум. Аэродинамический шум является следствием вращения ротора и насаженного на его вал вентилятора. Шум, создаваемый вентилятором, охлаждающим электрическую машину, является преобладающим над другими источниками при частотах вращения выше 1500 об/мин. Спектры аэродинамического шума электрических машин, как правило, сплошные. Частоты аэродинамического шума перекрывают весь звуковой диапазон.

Выявление источников шума и вибрации электрических машин. В зависимости от типа электрической машины, конструктивного исполнения, частоты вращения и т.д. общий уровень шума и вибрации может определяться различными источниками. Информация о преобладающем источнике шума и вибрации является важнейшей в работах по снижению шума и вибрации. В табл. 3 представлены (в порядке уменьшения их значимости) основные источники шума и вибрации наиболее распространенных типов электрических машин.

Таблица 3

| Тип электрической машины | Источник шума | Источник вибрации |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
| Коллекторные машины малой мощности: до 3000 об/мин свыше 3000 об/мин | Подшипники, щетки Вентилятор, подшипники, щетки | Небаланс ротора, подшипники Небаланс ротора, подшипники |
| Однофазные асинхронные двигатели: до 1500 об/мин свыше 1500 об/мин | Магнитные силы, подшипники Наружный вентилятор, магнитные силы, подшипники | Магнитные силы, дисбаланс ротора, подшипники Дисбаланс ротора, подшипники, магнитные силы |
| Трехфазные асинхронные двигатели мощностью 0,6 - 400 кВт: до 1500 об/мин свыше 1500 об/мин | Магнитные силы, подшипники, вентилятор Вентилятор, подшипники, магнитные силы | Дисбаланс ротора, подшипники, магнитные силы Дисбаланс ротора, подшипники |
| Машины постоянного тока малой и средней мощности до 3000 об/мин | Вентилятор, магнитные силы, подшипники, щетки | Дисбаланс ротора, подшипники, магнитные силы |
| Крупные машины постоянного тока на подшипниках скольжения до 1000 об/мин | Вентилятор охлаждения, щетки | Магнитные силы |
| Высокочастотные индукторные генераторы до 3000 об/мин | Магнитные силы, вентилятор | Дисбаланс ротора, магнитные силы, подшипники |
| Синхронные машины | Вентилятор, явнополюсный ротор, подшипники, магнитные силы | Дисбаланс ротора, подшипники, магнитные силы |

Приведенные в табл. 3 данные являются ориентировочными. При решении задач снижения шума и вибрации необходимы более подробные сведения об их источниках (уровни, частоты, характер колебаний и излучений и т.д.).

Разделение и исследование источников шума и вибрации производится экспериментально путем последовательного исключения источников.

Для исключения магнитных источников вибрации и шума электрическую машину испытывают при минимальном напряжении питания, максимально сниженном магнитном потоке возбуждения, на выбеге или при ее вращении от постороннего малошумного двигателя.

Для исключения аэродинамического шума электрическую машину испытывают без вентилятора или при заглушенных отверстиях для охлаждающего воздуха.

Исключение вибраций и шумов подшипников качения достигается испытанием электрической машины на технологических подшипниках скольжения.

Шум щеток исключают путем испытания электрических машин с минимальным числом щеток либо при вращении ротора от постороннего малошумного двигателя при поднятых щетках.

Поскольку частоты шума и вибрации от дисбаланса и магнитных сил имеют дискретный характер и могут быть рассчитаны, то эти составляющие вибрации и шума можно определить при спектральном анализе с использованием узкополосных анализаторов.

Кроме информации о частоте и уровнях шума и вибрации, возникающих от разных источников, важную роль играет информация о форме колебаний, соотношениях между частотами вибраций от различных источников, фазах колебаний и т.д. Эта информация может быть получена при применении специальных методов анализа - модального, корреляционного, кепстрального и др.

ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН С ЗАДАНЫМИ УРОВНЯМИ ВИБРАЦИИ И ШУМА

Уровни шума и вибрации не имеют однозначной связи с номинальными данными машины, ее типом, конструкцией и т.д. Для широкого класса электрических машин с самовентиляцией уровень звука L_A (дБА) на расстоянии r_s (м) примерно пропорционален квадрату частоты вращения n (об/мин) и номинальной мощности P (кВт):

$$L_A = \lg \frac{Pn^2}{r_s^2} + k,$$

где k - эмпирическая величина, которая может изменяться в широких пределах (до 30 дБ) в зависимости от конструктивных и технологических особенностей электрической машины. Величина k приближенно характеризует степень малошумности той или иной конструкции электрической машины.

На основе приведенной зависимости построены стандарты МЭК и ряд национальных стандартов, определяющих требования к уровням шума. В них, как правило, приведены так называемые “естественные” уровни шума, т.е. уровни, достигнутые без специальных материальных затрат и не в ущерб другим показателям электрической машины. Вместе с тем, эти уровни характеризуют качество применяемых материалов и комплектующих изделий, совершенство конструкции и технологии изготовления. Если требуется снижение шума ниже “естественных” величин, то следует считаться с необходимостью дополнительных материальных затрат, ростом себестоимости изготовления электрической машины. По данным исследователей США затраты растут по экспоненте в зависимости от требуемого снижения шума.

В настоящее время практически все работы по проектированию новых электрических машин или по модернизации старых проводятся в этой ситуации. Поэтому если предпринимается проектирование машины с уровнем шума ниже, чем у аналога или указанного в стандарте, то следует прежде всего установить - целесообразно ли вообще снижение шума и вибрации для данной электрической машины.

Это необходимо еще и по следующей причине: электрическая машина (двигатель, генератор) работает всегда в составе механизма, привода или изделия. Поэтому снижение ее шума и вибрации наиболее целесообразно только тогда, когда это приводит к снижению шума и вибрации привода, механизма или изделия в целом. Если в составе изделия электрическая машина не является самым шумным или самым виброактивным элементом, тогда снижение ее шума и вибрации не приводит к улучшению изделия в целом. Это особенно относится к специализированным электрическим машинам, предназначенным только для одного типа привода или изделия.

Весьма часто снижение шума и вибрации отдельно электрической машины достигается более сложными и дорогостоящими средствами, чем снижение шума и вибрации изделия, в состав которого входит электрическая машина. В этих случаях работы по снижению вибрации и шума для отдельной электрической машины нецелесообразны с экономической точки зрения.

В настоящее время требования к ВШХ специализированных электромеханизмов и электрических машин стали настолько жест-

кими, что их обеспечение стало возможным только для электро-механизмов, агрегатов или даже более широких структур в целом. Поэтому все чаще проектирование малошумного оборудования становится комплексным, при котором технические решения, реализуемые в структурах, налагают определенные условия на процесс проектирования и технические решения, принимаемые в конструкции электрических машин. Это обстоятельство не накладывает ограничений на использование излагаемых методов, которые, как правило, используются и при комплексном проектировании.

Таким образом, проектирование электрических машин с низкими уровнями вибраций и шумов со всех точек зрения должно проводиться с учетом условий их использования. Как видно из приведенного выше выражения, электрическая машина будет иметь минимальный уровень “естественного” шума, если при прочих равных условиях не будет иметь запасов по мощности и частоте вращения.

Ввиду многообразия требований, предъявляемых к малошумной электрической машине, проект ее представляет собой, как правило, компромиссное решение, при котором требуемые уровни шума и вибрации достигаются за счет приемлемого ухудшения других характеристик или увеличения стоимости.

В принятой во ВНИИЭМ практике компромиссный проект является результатом итерационного процесса, протекающего по следующей схеме: учет настоящих рекомендаций при выборе основных размеров - предварительный электромагнитный расчет - эскизная проработка конструкции - расчет виброакустических характеристик - уточнение данных для электромагнитного расчета - уточнение конструкции - повторный расчет виброакустических характеристик и т.д. Этот итерационный процесс не всегда заканчивается решением, гарантирующим достижение требуемых уровней вибрации и шума.

Дело в том, что на уровни шумов и вибраций электрической машины существенно влияет технология изготовления. Это влияние весьма сложно учесть в методиках расчета, поэтому применение даже самых современных методик расчета не гарантирует выполнения требований по виброакустике, особенно в случаях, когда эти требования находятся на пределе технических возможностей. В этих случаях необходимо изготовление и исследование опытных образцов электрических машин, по результатам которого производится окончательная коррекция проекта электрической машины.

Ниже изложены некоторые общие положения, которые следует иметь в виду, приступая к проектированию электрической машины

с пониженными уровнями вибрации и шума.

На стадии выбора главных размеров и электромагнитных нагрузок для снижения магнитных и вентиляционных шумов необходимо выбирать минимальные электромагнитные нагрузки. Это справедливо, несмотря на то, что при уменьшении удельных нагрузок возрастает поверхность излучения машин. Нижняя граница электромагнитных нагрузок определяется исходя из требований к массогабаритным показателям и моментным характеристикам электрической машины. Ориентировочные значения индукции в зазоре B_{δ} и линейной нагрузки A_S для трехфазных асинхронных двигателей закрытого обдуваемого исполнения с “естественными” уровнями шума представлены на рис. 1.

Указанные на рис. 1 электромагнитные нагрузки могут быть отправными и для других типов машин. Для машин исполнения IP23 и им подобная линейная нагрузка может быть увеличена на 20-25% по сравнению с приведенной на рис. 1. Следует иметь в виду, что для магнитных вибраций и шума наиболее критично значение индукции B_{δ} , а для вентиляционного шума - значение линейной нагрузки A_S .

Поскольку звуковая мощность пропорциональна поверхности излучения, желательно чтобы при данном объеме электрическая машина имела форму с минимальной поверхностью.

По той же причине конструкция электрической машины должна иметь минимально возможное число невibroизолированных тонких поверхностей, которые могут быть интенсивными излучателями шума (тонкостенные воздуховоды, кожухи, улитки, лапы, фланцы и т.д.).

Для заданных габаритов и массы электрической машины ее вибрация уменьшается с увеличением жесткости статора и снижением отношения массы ротора к массе статора.

Жесткость статора определяется главным образом отношением $(h_a / D_c)^3$, где h_a - высота ярма статора, D_c - средний диаметр ярма статора. Для заданных габаритов увеличение высоты ярма статора достигается путем увеличения плотности тока в обмотке статора и уменьшения его внутреннего диаметра.

Уменьшение внутреннего диаметра статора лимитируется насыщением зубцовой зоны, которое приводит к повышенным магнитным вибрациям, увеличению потерь в зубцах, тока холостого хода и потерь в обмотке статора.

В этой ситуации необходимо увеличение интенсивности охлаждения, что может привести к росту вентиляционного шума. Чтобы уменьшить описанное выше отрицательное влияние снижения

внутреннего диаметра, необходимо применение высококачественной электротехнической стали и, в первую очередь, стали с высоким значением магнитной проницаемости.

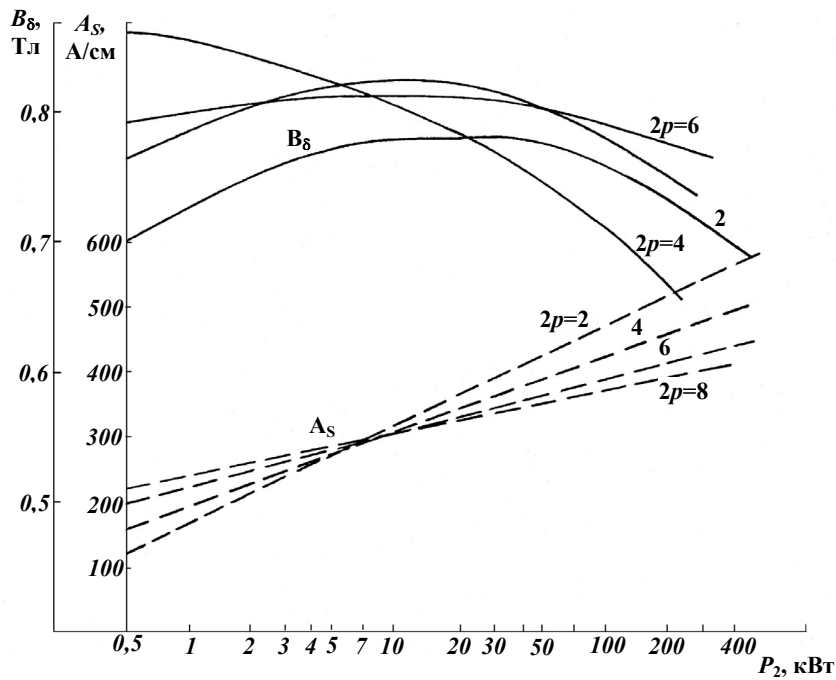


Рис. 1

Поскольку жесткость статора является одной из самых главных величин, определяющих вибрацию и шум электрической машины, то при создании систем автоматизированного расчета и проектирования следует предусмотреть программу поиска геометрии и конструкции машины по критерию максимальной жесткости статора (максимального отношения h/D_c при постоянном внешнем диаметре).

Отношение длины пакета активной стали ротора к его диаметру (l/D) влияет на упругие свойства вала, величину критической скорости ω_{cr} и динамический коэффициент усиления вибрации от неуравновешенности, подшипников и электромагнитных сил одно-стороннего притяжения.

Критическую скорость ротора ω_p желательно иметь по возможности высокой:

$$\omega_p = \frac{d^2}{L^{1,5} G_r^{0,5}},$$

где d - диаметр вала; L - расстояние между опорами; G_r - вес ротора.

Наибольший возможный диаметр вала, в особенности у двухполюсных машин, связан с диаметром ротора D , а расстояние между опорами - с длиной пакета стали ротора l .

Очевидно, что с точки зрения уменьшения вибраций, вызванных ротором, целесообразно применение “коротких” электрических машин с малой величиной отношения

$$l/D \quad (l/D < 1-1,5).$$

Увеличение плотности тока и повышение за счет этого использования объема активной части благоприятно с точки зрения уменьшения вибраций.

Это целесообразно для ротора, так как приводит к уменьшению его объема и веса, и тем самым отношения веса ротора к весу корпуса G_r/G_k , определяющего уровни вибрации корпуса.

Уменьшение отношения массы ротора к массе статора также как и в случае, описанном выше, достигается путем снижения диаметра ротора и внутреннего диаметра статора и приводит к тем же отрицательным последствиям.

Кроме того, увеличение плотности тока в роторе связано с его нагревом и возможностью увеличения теплового дисбаланса, особенно для роторов, на которых уложена изолированная обмотка.

Для этих случаев необходимы меры для обеспечения эффективной вентиляции, а также электрической, механической и тепловой симметрии ротора.

В крупных электрических машинах, однокорпусных преобразователях и высокоскоростных машинах уменьшение диаметра ротора может быть лимитировано величиной критической частоты вращения ротора, пропорциональной (без учета податливости опор) квадрату диаметра вала.

Критическую частоту вращения ротора желательно иметь по возможности высокой (не менее двукратной от рабочей частоты вращения).

СНИЖЕНИЕ ШУМА И ВИБРАЦИИ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Источниками механической вибрации и шума являются:

- остаточная неуравновешенность ротора и его деталей;
- подшипники;
- щеточный аппарат в машинах с коллектором или контактными кольцами.

В подавляющем большинстве случаев для снижения механических вибраций и шума нет необходимости в радикальном изменении основных размеров и геометрии электрической машины. Поэтому рекомендации по снижению шума и вибрации механического происхождения реализуются, как правило, после проведения электромагнитных расчетов при разработке конструкции и технологии изготовления электрической машины.

Снижение вибраций на частоте вращения

Вибрация на частоте вращения обусловлена главным образом остаточной неуравновешенностью ротора электрической машины и, в меньшей степени, несовершенством геометрии подшипника.

Величину допустимой остаточной неуравновешенности ротора, необходимую для достижения требований по вибрации на частоте вращения, можно определить по методике раздела 2. В соответствии с полученной величиной $e\omega$ (где e - удельный остаточный дисбаланс в мм, ω - наибольшая угловая скорость, рад/с) назначается технология уравнивания роторов. Ориентировочные рекомендации по методу уравнивания роторов в зависимости от величины $e\omega$ представлены в табл. 4.

Таблица 4

| Метод уравнивания | Максимальная величина $e\omega$, мм·рад/с, ротора массой, кг | | |
|-----------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|------------|------------|
| | 0,1 | 0,1 до 3 | 3 до 100 |
| На станке на окончательно обработанных цапфах | $\geq 1,0$ | $\geq 2,5$ | $\geq 6,3$ |
| На станке в собственных подшипниках | $\geq 0,4$ | $\geq 1,0$ | $\geq 2,5$ |
| В собранной машине | $\geq 0,4$ | $\geq 0,4$ | $\geq 1,0$ |

Нижняя граница $e\omega$, достигаемая при балансировке электрической машины в сборе, зависит от многих факторов и определяется экспериментально на опытных образцах данного типа электрической машины по методике, приведенной ниже.

Независимо от принятой допустимой величины $e\omega$ и способа балансировки при проектировании электрической машины необходимо обеспечивать конструктивное уравнивание ротора и других вращающихся деталей, устанавливаемых на ротор после балансировки: конструкция ротора (детали) в предположении о точном соблюдении номинальных размеров и однородности материала должна принципиально обеспечивать отсутствие неуровненности при вращении.

Для компенсации неуровненности ротора должна производиться его динамическая балансировка в двух плоскостях коррекции.

Допускается использование только одной плоскости коррекции, если отношение осевого размера основной массы ротора к его диаметру меньше 0,2. В этом случае балансировку проводят в статическом или динамическом режиме (при вращении ротора) в зависимости от требуемой точности.

В чертежах ротора (детали) должны быть заданы допустимые остаточные неуровненности Δ (г·мм) и способы компенсации (сверление, спиливание, напайка, фрезерование, установка грузов, винтов и т.д.).

Допустимые остаточные дисбалансы роторов в плоскостях коррекции I (Δ_1) и II (Δ_2), расположенных между опорами и по разные стороны от центра масс (рис. 2), вычисляют по формулам:

$$\Delta_1 = Me \frac{l_c l + l_2 (l - 2l_c)}{l(l_1 + l_2)}, \text{ г} \cdot \text{мм};$$

$$\Delta_2 = Me \frac{l_c l - l_1 (l - 2l_c)}{l(l_1 + l_2)}, \text{ г} \cdot \text{мм},$$

где M - масса ротора, кг; e - допустимый остаточный удельный дисбаланс ротора для принятого класса точности балансировки, отнесенный к центру масс ротора и определяемый выше, мкм; l_1, l_2 - расстояния от середины левой опоры А до плоскостей коррекции I, II, мм; l_c - расстояние от середины левой опоры А до центра масс ротора С, мм.

Величины массы ротора и расстояний принимают по номинальным данным рабочих чертежей.

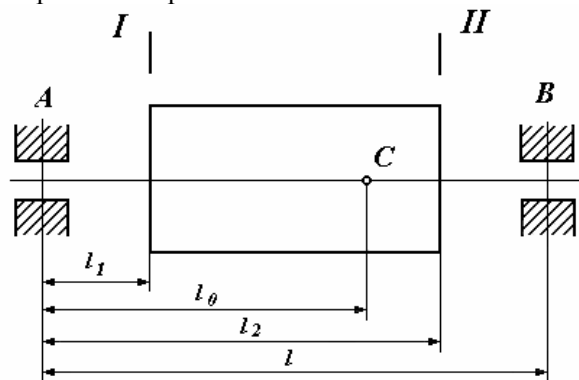


Рис. 2

Расчетные значения допустимых остаточных дисбалансов ротора Δ_1 , Δ_2 округляют с сохранением не менее двух значащих цифр. Частные случаи:

при одной плоскости коррекции

$$\Delta = Me,$$

при симметричном расположении плоскостей коррекции относительно центра масс ротора

$$\Delta_1 = \Delta_2 = 0,5Me.$$

При ином расположении плоскостей коррекции допустимый остаточный дисбаланс Me , условно рассматриваемый в центре масс ротора, следует распределять между плоскостями коррекции I и II таким образом, чтобы динамические реакции на опорах, возникающие при вращении ротора от дисбалансов Δ_1 и Δ_2 , не превышали реакций от дисбаланса Me , расположенного в центре масс.

Допустимые остаточные дисбалансы в плоскостях коррекции I (Δ_1) и II (Δ_2), расположенных за опорами (рис. 3), вычисляют в г·мм по формулам:

$$\Delta_1 = Me \frac{l_c l + l_2 (l - 2l_c)}{l(l_1 + l_2)},$$

$$\Delta_2 = Me \frac{l_c l - l_1 (l - 2l_c)}{l(l_1 + l_2)},$$

где M - масса ротора, кг; e - допустимый удельный остаточный дисбаланс, условно отнесенный к центру масс ротора, мкм; l - расстояние между опорами, мм; l_1, l_2 - расстояние от левой опоры А до плоскостей коррекции I и II, мм; l_c - расстояние от левой опоры А до центра масс С ротора, мм.

Допустимые остаточные дисбалансы ротора в плоскостях коррекции I (Δ_1) и II (Δ_2), когда левая плоскость коррекции находится между опорами, а правая - за опорой В (рис. 4), определяют в г·мм как наименьшие из приведенных ниже величин:

$$\Delta_1 - \text{меньшее из } Me \frac{l_2 - l_c}{l_2 - l_1} \text{ и } Me \frac{l_c l + l_2(l - 2l_c)}{l(l_2 - l_1)};$$

$$\Delta_2 - \text{меньшее из } Me \frac{l_c - l_1}{l_2 - l_1} \text{ и } Me \frac{l_c l - l_1(l - 2l_c)}{l(l_2 - l_1)}.$$

Допустимые остаточные дисбалансы роторов электрических машин в плоскостях коррекции I (Δ_1) и II (Δ_2), когда левая плоскость коррекции находится за опорой А, а правая между опорами (рис. 5), определяют в г·мм как наименьшие значения из приведенных ниже величин:

$$\Delta_1 - \text{меньшее из } Me \frac{l_2 - l_c}{l_1 + l_2} \text{ и } Me \frac{l_c l + l_2(l - 2l_c)}{l(l_1 + l_2)};$$

$$\Delta_2 - \text{меньшее из } Me \frac{l_2 - l_1}{l_1 + l_2} \text{ и } Me \frac{l_c l - l_1(l - 2l_c)}{l(l_1 + l_2)}.$$

Формулы применимы, пока они дают положительные результаты для Δ_1 и Δ_2 .

Должно быть обеспечено надежное закрепление грузов (например посредством кернения и последующей закраски винтов крепления) с целью устранения возможности их смещения в эксплуатации.

При балансировке ротора в несколько этапов рекомендуется предусматривать в конструкции различные плоскости (или различные места, способы) компенсации неуравновешенности (например радиальные отверстия для установки балансировочных грузов при уравнивании на станке и осевые отверстия в промежуточных точках по окружности при уравнивании в сборе).

Детали, устанавливаемые на ротор после его уравнивания,

должны балансироваться отдельно.

Для роторов, подвергающихся формовке, балансировка на станке производится дважды: до проведения формовки и после нее (на готовом роторе).

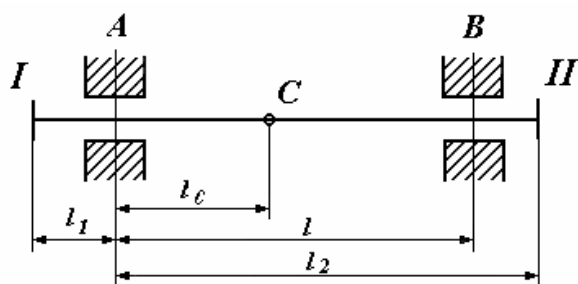


Рис. 3

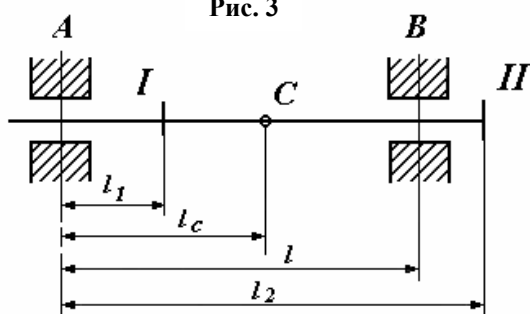


Рис. 4

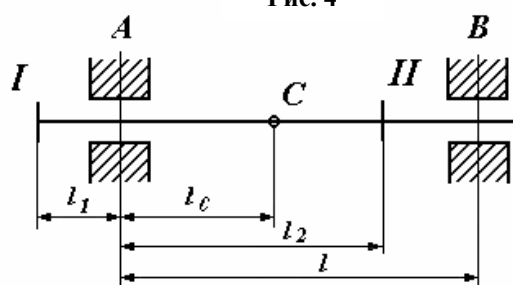


Рис. 5

Роторы рекомендуется балансировать на станке в возможно более собранном виде. Не допускается уравнивание роторов на станках в так называемых технологических подшипниках качения.

При балансировке на станке в собственных подшипниках (в связи с тем, что на станке невозможно создать осевое поджатие в подшипниках) необходимо, чтобы радиальный зазор в подшипнике был хотя бы в два раза меньше удельного остаточного дисбаланса e .

В противном случае необходимо применять балансировку в собранной машине.

Если принята технология уравнивания электрической машины в сборе, то процесс балансировки проходит в 2 этапа: ротор на станке и ротор в собранной машине с использованием двух систем грузов - для устранения основного дисбаланса и прецизионной доводки.

При балансировке на станке устраняется основная часть дисбаланса, а в сборе устраняется несовпадение оси вращения с главной осью инерции ротора, вызванное главным образом несовпадением осей вращения в свободном состоянии и его положением в собранной машине.

Плоскости для балансировки должны быть организованы таким образом, чтобы обеспечивать указанный выше порядок балансировки. Кроме того, они должны удовлетворять следующим требованиям:

- места установки грузов для всех этапов балансировки должны быть независимы друг от друга;
- должен обеспечиваться свободный доступ к местам установки грузов;
- конструкция крепления грузов не должна допускать даже минимального их смещения при динамических воздействиях (пусках, остановках, транспортировке, тряске и т.д.).

Пример такой конструкции показан на рис. 6.

На балансировочной плоскости 4 проточены две канавки для установки грузов и один ряд резьбовых отверстий, просверленных по диаметру. Количество этих отверстий должно быть четным, но не менее 4.

Для балансировки на станке следует пользоваться грузами 1. Грузы 2 и 3 используются для балансировки в сборе. Все грузы 3 должны быть установлены в среднее положение перед началом балансировки на первом этапе. Пружина 5 служит для предотвращения проворачивания грузов 3 и должна иметь нешлифованные крайние витки.

При проведении балансировки электрических машин в сборе следует проверить наличие помех - дополнительных источников вибрации в третьоктавной полосе частот, включающей частоту вращения. Для этого следует провести в этой полосе узкополосный анализ вибрации и сравнить данные измерения вибрации аппаратурой с третьоктавным и узкополосным (с полосой пропускания не более 1-3%) фильтром в зоне частоты вращения. Наличие в треть-

октавной полосе составляющих, сравнимых по величине с составляющей на частоте вращения, или заметное различие результатов измерения вибраций в третьоктаве и в узкой полосе, свидетельствует о наличии источников вибрации, помимо дисбаланса, с частотами, близкими к частоте вращения. Вредное влияние этих дополнительных источников на процесс балансировки тем сильнее, чем ниже требуемые уровни вибрации.

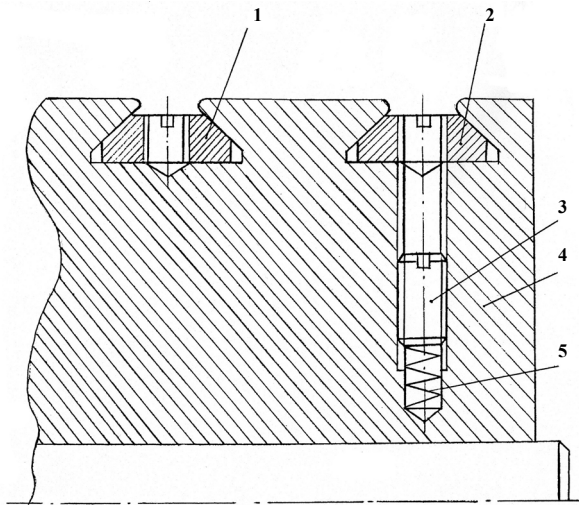


Рис. 6

Наличие этих источников приводит к невозможности устранения дисбаланса ниже некоторого предела. Следует также убедиться в том, что посторонние факторы не оказывают влияния на уровень вибрации на частоте вращения. С этой целью необходимо установить в каждой плоскости измерения два датчика на определенном угловом расстоянии друг от друга (например 90°) и определить сдвиг фазы между их сигналами.

Для вибрации от дисбаланса сдвиг фазы между сигналами датчиков равен угловому расстоянию между ними. Несовпадение этих величин свидетельствует о наличии причин вибрации с частотой вращения, не связанных с дисбалансом и не связанных жестко по угловому положению с вращающимся ротором.

Для возможно более полной компенсации дисбаланса ротора при проведении уравнивания следует использовать анализаторы с узкой (1-3%) полосой пропускания для частоты вращения и схему определения фазы дисбаланса, использующую сравнение

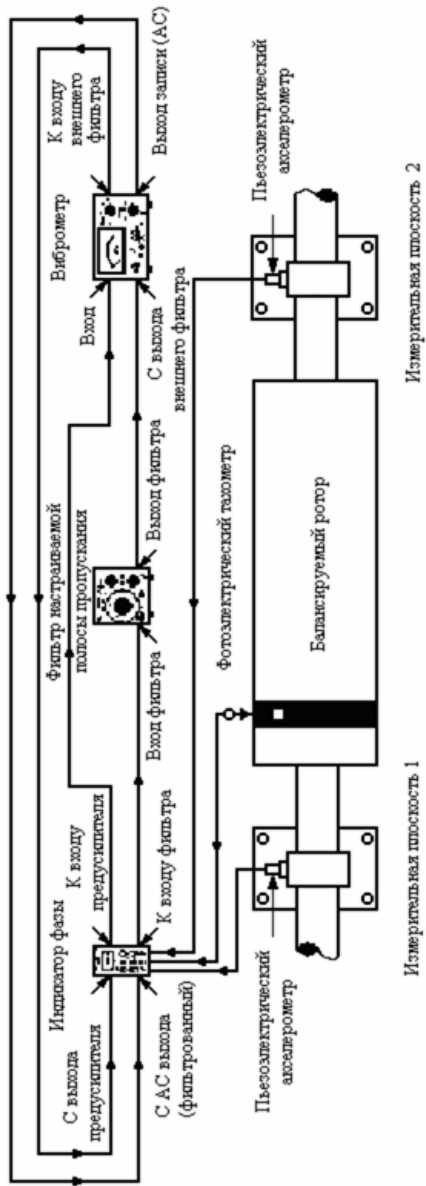


Рис. 7

двух сигналов - сигнала вибродатчика и опорного сигнала углового положения ротора. Для удобства отсчета фазы дисбаланса в схему целесообразно включить фазосдвигающее устройство.

Пример измерительной схемы дан на рис. 7.

Снижение подшипниковых вибраций и шума

1. Вид подшипниковой опоры во многом определяет ВАХ электрической машины и ее срок службы. Основными причинами колебаний, возбуждаемых подшипниковыми узлами, являются циклическое изменение жесткости подшипников качения (ПК) при вращении и геометрические несовершенства элементов ПК и их посадочных мест, допущенные при изготовлении и сборке. Параметры возбуждающих сил зависят от условий работы ПК, геометрических размеров, технологических погрешностей элементов подшипниковых узлов и т.д. Возбуждение от подшипников реализуется главным образом в виде вибраций всей конструкции или отдельных ее элементов. В случаях когда эти элементы имеют развитые поверхности, то их вибрация (структурный шум) становится источником составляющих воздушного шума.

2. Вибрации и воздушный шум, вызываемые подшипниками скольжения, как правило, ниже вызываемых подшипниками качения (ПК). Однако в машинах использование подшипников скольжения ограничено конструкцией и назначением изделия, экономическими и технологическими условиями и т.д. Поэтому они используются весьма редко.

3. В малошумных электрических машинах на практике используется ограниченная номенклатура ПК, для которых по условиям их изготовления регламентированы уровни собственных вибраций. Некоторые технические характеристики типов ПК, применяющихся в электрических машинах, имеющих требования по ВШХ, сведены в табл. 5.

4. Для малошумных приводов применяют подшипники с индексами «Ш» по ТУ 4487-Э82, для которых регламентируется при выпуске собственная вибрация свободного подшипника.

Собственная вибрация свободного подшипника – это вибрация наружного кольца свободного подшипника, нормируемая ТУ 4487-Э82. Измерение собственных вибраций производится следующим образом. Подшипник посажен внутренним кольцом на оправку специальной установки. Вибрация измеряется датчиком на наружном кольце ПК. Применяют две модификации стандартных приводных установок конструкции ВНИПП: КВП-3 и ВНИПП-508. Первая из них предназначена для подшипников с внутренним диа-

метром от 10 до 75 мм (наружный диаметр до 180 мм), а вторая – для подшипников с внутренним диаметром от 60 до 130 мм (наружный диаметр до 300 мм).

Подшипник нагружается осевым усилием, необходимым и достаточным для устранения зазора в подшипнике, и радиальным усилием, необходимым и достаточным для безотрывного прижатия датчика. Шпиндель установки вращается маловиброактивным электроприводом с частотой 1500 (1800) об/мин. Вибрации (виброскорость или виброускорение) измеряются в 1/3 октавных полосах в диапазоне частот от 100 до 2000 Гц. Подшипники в соответствии с ТУ ВНИПП - 152 и ТУ ВНИПП 153 - разделяются на девять вибрационных разрядов в порядке ужесточения требований к параметрам вибрации: «Ш», «Ш1», «Ш2», «Ш3», «Ш4», «Ш5», «Ш6», «Ш7», «Ш8». Вибрационный разряд подшипника в соответствии с ГОСТ 3189 обозначают буквой или буквой с цифрой: «Ш», «Ш1», «Ш2», «Ш3», «Ш4», «Ш5», «Ш6», «Ш7», «Ш8». Нормы одного вибрационного разряда отличаются от соседнего на 3 дБ при измерении уровня вибрации в децибелах.

Таблица 5

| Тип ПК | Применение | | | | | | | | |
|--------------------------------------------|------------|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Радиальный шариковый подшипник качения | н | н | | х | н | х | ч | н | н |
| Радиально-упорный подшипник качения | н | н | н | х | ч | ч | х | н | н |
| Роликоподшипник с цилиндрическими роликами | н | н | о | н | о | н | ч | н | н |
| Игольчатые подшипники качения | н | н | х | н | о | н | х | н | н |

Примечание: н - неограниченное; ч - ограниченное ; х - практически исключается; о - невозможно; 1 - малозумное исполнение электрических машин; 2 - радиальная нагрузка; 3 - осевая нагрузка; 4 - компенсация линейного расширения вала за счет конструкции подшипников качения при плотной посадке обоих колец подшипников качения; 5 - компенсация линейного расширения; 6 - конструкция электрических машин, требующая разборных подшипников качения; 7 - компенсация несоосности; 8 - повышенная точность изготовления подшипников качения; 9 - частота вращения, превышающая номинальную.

Для малошумных электрических машин могут быть использованы зарубежные подшипники или отечественные, изготовленные в соответствии с требованиями международных стандартов, которые индексируются обозначениями XA, Q.

На рис. 8 приведено примерное соотношение норм вибрации подшипников с индексами «Ш» и норм вибрации подшипников с обозначением Q (SKF Швеция). Из рисунка видно, что подшипники вибрационных разрядов «Ш5», «Ш6», «Ш7», «Ш8» соответствуют нормам XA, Q6, Q5, Q4 для подшипников SKF специального качества изготовления. Необходимый уровень вибраций подшипника и класс точности его изготовления конкретизируется исходя из заданных требований к вибрации путем расчетов по методике изложенной ниже, причем данные по собственным вибрациям подшипников могут быть взяты из паспортов, специальных норм или определены экспериментально на стендах, описанных выше.

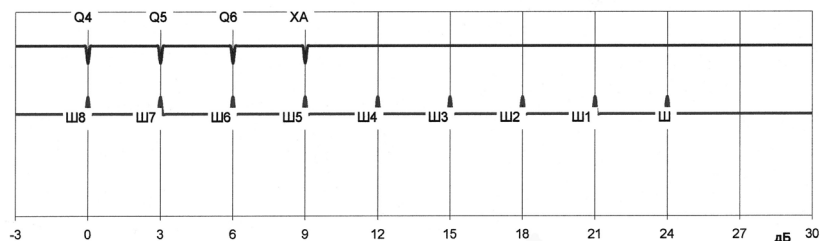


Рис. 8

5. Для малошумных электрических машин предпочтение следует отдавать радиальным шариковым подшипникам качения с упругим нажатием по оси и радиально-упорным ПК.

При неизменном направлении осевой нагрузки F_A и отношении осевой и радиальной нагрузки $F_A/F_R < 0,7$ рекомендуется применение радиальных шариковых ПК.

Для отношения $1,3 > F_A/F_R > 0,7$ при неизменном F_A следует применять радиальный шариковый ПК с повышенным радиальным зазором или радиально-упорный ПК с углом 12° или 15° . В случае знакопеременных осевых нагрузок в качестве несущего выбираются подшипники дуплексы, скомплектованные по схеме "X" или "O".

Для повышения радиальной грузоподъемности в маломощных электрических машинах (обычно со стороны привода) могут применяться роликовые подшипники с короткими цилиндрическими

роликами. В случае необходимости, возможно применение двух одинаковых роликоподшипников на одной опоре.

При сверхвысоких частотах вращения следует применять разновидность радиально-упорных ПК – шпиндельные исполнения “UL” с легким нажатием в компоновках “X” или “O”.

6. При выборе типа подшипников следует иметь в виду, что наименее виброактивными являются однорядные радиальные подшипники, а наиболее виброактивными - роликовые, уровень вибрации которых на 5 – 6 дБ выше, чем у аналогичных по размерам шарикоподшипников.

7. При этом также следует иметь в виду, что собственные вибрации подшипников тем выше, чем больше их размеры.

Размер подшипника определяется исходя из условий работы машины и требований по ее долговечности по общеизвестным методикам. При этом следует иметь в виду, что собственные вибрации подшипников тем выше, чем больше их размеры. Поэтому не следует предусматривать слишком большие запасы по долговечности и на этом основании увеличивать размеры подшипников.

Зарубежные подшипники или отечественные, изготовленные в соответствии с требованиями международных стандартов, которые индексируются обозначениями XA, Q имеют повышенную грузоподъемность. Поэтому их применение с точки зрения уменьшения размеров подшипника является предпочтительным.

8. Для обеспечения нормальной работы ПК для компенсации различных изменений длин корпуса и вала электрической машины при изменении температуры один из подшипник должен иметь возможность перемещения (плавания) наружного кольца в корпусе. Обычно «плавающим» определяется подшипник, на который действуют меньшие нагрузки, его целесообразно размещать со стороны, противоположной приводу. Второй подшипник фиксируется в корпусе в осевом направлении. Для повышения точности вращения и улучшения ВШХ электрической машины за счет выборки зазоров ПК, применяют упругое осевое нажатие, прикладываемое к наружному кольцу «плавающего» подшипника в осевом направлении.

9. Упругое осевое нажатие является важным инструментом для улучшения работоспособности подшипникового узла и обеспечения необходимых требований по вибрации. Осевое нажатие выбирается таким образом, чтобы исключить гироскопическое вращение шаров и выбрать зазор в подшипнике. Это улучшает кинематику работы узла и увеличивает его работоспособность. Кроме того, дополнительное осевое нажатие изменяет жесткостные характеристики подшипниковых узлов в осевом и радиальном направлениях,

что позволяет произвести отстройку конструкции от резонансов, возбуждаемых дискретными составляющими от вибраций подшипников.

На рис. 9 условно представлены конструктивные схемы подшипниковых узлов с дополнительным осевым нажатием, наиболее часто встречающиеся на практике.

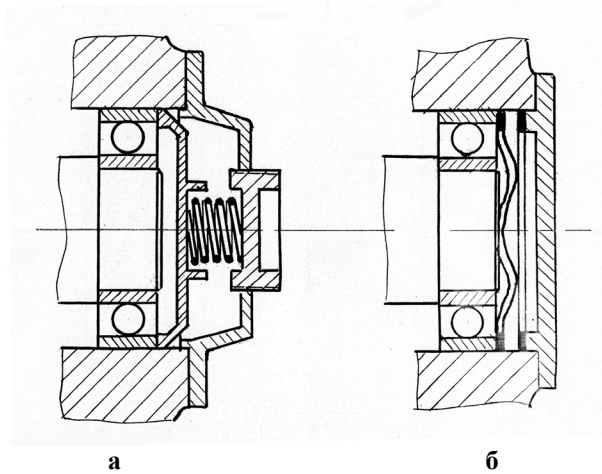


Рис. 9

Предпочтительным является применение схемы на рис. 9, а, поскольку пружины в таком варианте легко устанавливаются, тарируются и регулировка создаваемых ими усилий может проводиться без демонтажа узлов в процессе доводки машины.

Волновые пружины (см. рис. 9, б), применяемые для дополнительной осевой нагрузки, должны иметь не менее шести волн. Изменение величины создаваемого усилия достигается с помощью прокладочных шайб либо заменой самих волновых пружин.

10. Расчет величины силы упругого осевого нажатия A_0 для электрической машины с горизонтальной и вертикальной осью вращения вала производится следующим образом:

для вертикальных машин

$$A_0 = d_z^3 \delta_0 n^2 10^{-10}, \text{ Н,}$$

где d_z , мм; δ_0 , мкм (средний зазор ряда); n , об/мин;

для горизонтальных машин

$$A_{01} = A_0 + K_\delta R,$$

где R – радиальная нагрузка на подшипник, Н; $K_\delta = 0,3$ основной и 6-й ряд; 0,4 – 7-й ряд; 0,5 – 8-й ряд.

Окончательная величина осевого нажатия принимается на основании результатов расчетов на работоспособность и долговечность подшипникового узла, а также по результатам отладки конструкции опытных образцов, если она проводится.

11. Для малошумных электрических машин требуется применение ПК повышенных классов точности P5, P4, P2 в соответствии с DIN 620, части 2 и 3. При назначении класса точности ПК следует руководствоваться также и требованиями, предъявляемыми к подшипниковым узлам по быстроходности. Ориентировочно класс точности радиальных шариковых ПК и радиально-упорных ПК в зависимости от частоты вращения можно выбрать из табл. 6.

Таблица 6

| Частота вращения, об/мин | Класс точности ПК |
|--------------------------|-------------------|
| 750 - 1000 | 5 |
| 1500 | 5 |
| >3000 | 4 (2) |

Применение ПК повышенной точности предопределяет необходимость обработки сопрягаемых с ПК деталей с точностью не хуже точности изготовления самих ПК. Допуски на отклонения формы и взаимного расположения посадочных поверхностей ПК должны согласовываться тщательнее, чем допуски на диаметры ПК (DIN 42966).

В табл. 7 приведены требования к обработке посадочных поверхностей ПК.

Таблица 7

| Класс точности ПК | Посадочное место ПК | Класс чистоты поверхности | Допуск на отклонение от круглости | | Допуск на биение заплечика |
|-------------------|---------------------|---------------------------|-----------------------------------|--------------------------|----------------------------|
| | | | распределенная нагрузка | сосредоточенная нагрузка | |
| | Вал | IT5 | IT2/2 | IT3/2 | IT2 |
| P5 | Щит | IT6 | IT3/2 | IT4/2 | IT3 |
| | Вал | IT4 | IT1/2 | IT2/2 | IT1 |
| P4 | Щит | IT5 | IT2/2 | IT3/2 | IT2 |
| | Вал | IT3 | IT0/2 | IT1/2 | IT0 |
| P2 | Щит | IT4 | IT1/2 | IT2/2 | IT1 |

Табл. 8 содержит рекомендации по допускам на посадки ПК, а также величины радиальных зазоров для нормальных условий экс-

плуатации. Если условия эксплуатации отличаются от нормальных, то изменение радиальных зазоров следует оговаривать специально.

Таблица 8

| Внутренний диаметр ПК, мм | Радиальный шариковый ПК | | | | Роликоподшипник с цилиндрическими роликами | | | |
|---------------------------|-------------------------|-------|----------|------------------|--------------------------------------------|-------|----------|------------------|
| | Допуск | | | Радиальный зазор | Допуск | | | Радиальный зазор |
| | Вал | Щит | | | Вал | Щит | | |
| | | Сталь | Алюминий | | | Сталь | Алюминий | |
| 7-12 | h5 | H6 | J6 | C0 | - | - | - | - |
| 15-30 | j5 | H6 | J6 | C0 | k5 | K6 | K6 | C0 |
| 35-95 | k5 | H6 | J6 | C0 | k5 | K6 | M6 | C0 |
| >100 | m5 | H6 | J6 | C3 | m5 | K6 | M6 | C3 |

12. Чистота обработки посадочных мест ПК должна согласовываться с классом точности ПК (табл. 9).

Таблица 9

| Класс точности ПК | Класс шероховатости при номинальном размере | | | |
|-------------------|---------------------------------------------|--------|-------------------|--------|
| | вала, мм | | расточки щита, мм | |
| P5 | до 50 | 50-120 | до 50 | 50-120 |
| | N 4 | N 5 | N 5 | N 5 |
| P4, P2 | N 4 | N 4 | N 4 | N 5 |

13. Несоосность колец ПК друг относительно друга вызывает уже при малых угловых отклонениях увеличение вибрации ПК.

Допускаемые углы перекоса (несоосности) при установке радиального шарикового ПК даны в табл. 10.

Таблица 10

| Серия радиального шарикового ПК | P / C < 0,1 | P / C > 0,1 |
|---------------------------------|-------------|-------------|
| 62, 63, 64 | 5' - 10' | 8' - 16' |
| 160, 60 | 2' - 6' | 5' - 10' |

Радиально-упорные ПК допускают лишь незначительную несоосность при установке.

Допустимая несоосность установки роликоподшипников с цилиндрическими роликами дана в табл. 11.

Таблица 11

| Тип роликоподшипника с цилиндрическими роликами | $P/C < 0,1$ | $P/C > 0,1$ |
|-------------------------------------------------|-------------|-------------|
| NU | 1'- 3' | 4'- 6' |
| N, NJ, NUP | 1'- 2' | 3'- 4' |

14. Для подшипников с внутренним диаметром более 80 мм и диаметрах щита более 600 мм, а также при меньших размерах в тех случаях, когда это дает возможность повысить точность обработки посадочных мест, целесообразно применение конструкции подшипникового узла с капсулем.

Конструкция должна обеспечивать съём щита с капсуля при минимальном объеме разборочных работ без вскрытия капсуля и нарушения каких-либо регулировок подшипникового узла. Посадка наружного кольца подшипника в капсуль производится по посадкам. Посадка капсуля в щит $h5$. При этом особое внимание должно быть обращено на обеспечение допускаемых радиальных биений посадочных поверхностей и торцевых биений упорных поверхностей капсуля в собранной электрической машине. С целью снижения вибрации могут применяться капсули из вибродемпфирующих сплавов.

15. Для электрических машин с вертикальной осью вращения несущий ПК предпочтительно располагать сверху. Только для электрических машин с высокими внешними нагрузками для общей разгрузки конструкции электрической машины возможно применение несущего ПК с нижней стороны электрической машины. В качестве опоры здесь следует применять однорядные радиально-упорные ПК. В качестве жестко закрепленного ПК обычно целесообразно применять в зависимости от конструкции и условий эксплуатации электрической машины либо радиальный шариковый ПК, либо роликоподшипник с цилиндрическими роликами. В комбинациях ПК, состоящих из цилиндрических роликоподшипников с цилиндрическими роликами (для восприятия радиальных сил) и (для восприятия осевых нагрузок) должна быть обеспечена полная разгрузка радиального ПК от радиальных сил.

16. Выбранные по условиям обеспечения требований по ВШХ типы, размеры, точности подшипников, а также конструкции подшипниковых узлов, должны обеспечивать работоспособность и долговечность электрической машины. Оценка этих характеристик проводится по известным методикам. В случаях возникновения противоречий проводится поиск компромиссного варианта или вводятся приоритетные условия.

17. Подшипниковые вибрации малошумных электрических машин, как правило, имеют большие разбросы по уровням для различных экземпляров машин. Это обусловлено разбросом уровней вибраций свободных подшипников и в еще большей степени технологией изготовления и сборки подшипниковых узлов. Поэтому экспериментальная отработка конструкции и технологии подшипниковых узлов является существенным моментом в системе проектирования и производства малошумных электрических машин.

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИИ И ШУМА МАГНИТНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ

Шум и вибрация магнитного происхождения вызываются радиальными и тангенциальными силами и моментами и зависят не только от них, но и от жесткости колебательной системы и определяемой ею собственной частоты колебаний. Поэтому для снижения шума и вибрации магнитного происхождения возможны следующие мероприятия:

- а) снижение интенсивности источников вибрации (т.е. величины магнитных полей, усилий и моментов посредством выбора оптимальной геометрии зубцовой зоны и электромагнитных нагрузок;
- б) рациональный выбор жесткостных характеристик;
- в) применение средств гашения вибрации (виброизоляция, демпфирование, динамические виброгасители).

Наиболее опасными зонами частот, где чаще всего возникают трудности с доводкой магнитных вибраций и шумов до уровня требований, являются:

для асинхронных и синхронных машин (при частоте питающей сети 50-60 Гц):

в двухполюсных двигателях - 100, 1000-3500 Гц;

в четырехполюсных двигателях - 100, 600-2500 Гц;

в шестиполюсных двигателях - 100, 500-2500 Гц;

в восьмиполюсных двигателях - 100, 400-2500 Гц;

для машин постоянного тока - 400-2000 Гц;

для индукторных генераторов - частоты, кратные выходной частоте.

Трехфазные асинхронные двигатели

1. Динамические деформации, возникающие под действием магнитных сил, могут быть уменьшены выбором благоприятного

соотношения чисел пазов статора z_1 и ротора z_2 . Если не применяются средства виброгашения, то выбор чисел пазов является наиболее существенным мероприятием по снижению магнитных вибраций и шумов.

При выборе соотношений чисел пазов следует по возможности соблюдать следующие общие условия:

а) порядок силовой волны r , зависящий от соотношения чисел пазов, должен быть возможно большим (для случаев взаимодействия наиболее выраженных гармоник необходимо обеспечить $r > 4$);

б) ввиду того что, на резонансных частотах возможно возникновение колебаний с малым числом узлов даже от усилий высоких порядков, необходимо, чтобы частота f магнитной силовой волны порядка r была достаточно удалена от частот f_{sk} свободных колебаний любого порядка и особенно от частоты свободных колебаний того же порядка:

$$f < 0,8f_{sk} \text{ или } f > 1,3f_{sk} .$$

Для определения порядков и частот силовых волн, возникающих при выбранном соотношении чисел пазов статора и ротора, а также частот собственных колебаний, следует воспользоваться методикой раздела 3.

Исходя из теоретических и экспериментальных исследований, рекомендуются следующие условия для выбора благоприятных соотношений чисел пазов статора и ротора.

Для двухполюсных двигателей

$$\left| k_1 z_1 \pm k_2 z_2 + \frac{2}{0} \right| \geq 4$$

при $k_1; k_2 = \pm 1; \pm 2$.

Для четырехполюсных двигателей

$$z_2 = z_1 + 2 k p$$

при $k = \pm 2; \pm 3, \dots, k \neq 0; \pm 1$.

Для шести- и восьмиполюсных двигателей

$$z_2 = z_1 + 2 k p$$

при $k = \pm 2; \pm 3; \pm 4, \dots, k \neq 0; \pm 1$.

Для этих машин можно выбирать числа пазов также в соответствии с условием

$$z_2 = z_1 + (2 k + 1) p$$

при $k = 0; \pm 1; \pm 2, \dots$

Однако при соотношениях чисел пазов, выбранных по этому условию, уровень вибрации особенно сильно зависит от эксцентриситета воздушного зазора.

В связи с чем соблюдение условия в п.6 является строго обязательным. Кроме того, для этого случая соблюдение условия в п.16 является особенно важным.

В отдельных случаях для четырех- и восьмиполюсных двигателей может оказаться целесообразным выбор соотношений чисел пазов в соответствии с условием:

$$z_2 = z_1 \pm 2p.$$

Указанные соотношения могут давать провалы в кривой момента. В связи с этим в данных случаях применение скоса пазов является обязательным.

2. Соотношения чисел пазов, выбранные из условий, указанных в п. 1, должны быть проверены по моментным характеристикам.

3. Опыт показывает, что в отдельных случаях удовлетворительные виброакустические характеристики достигаются с соотношениями чисел пазов, не отвечающими условиям п. 1.

В табл. 12 в качестве информационного материала указаны такие соотношения чисел пазов, обеспечивающие достаточно низкие уровни магнитных вибраций в некоторых типах машин.

Числа пазов, не отвечающие условиям п.1, но обеспечивающие удовлетворительные виброакустические характеристики в отдельных типах двигателей.

Таблица 12

| Число полюсов | Мощность, кВт | z_1 | z_2 |
|---------------|---------------|-------|------------|
| 2 | 0,15 - 11,0 | 24 | 20 |
| | 0,15 - 0,5 | 24 | 18, 30 |
| 4 | 0,5 - 30,0 | 36 | 22, 26 |
| | 15,0 - 45,0 | 48 | 38, 58 |
| | 37,0 - 100,0 | 60 | 50, 70 |
| | 0,15 - 10,0 | 36 | 26 |
| 6 | 3,0 - 5,0 | 54 | 38 |
| | 15,0 - 100,0 | 72 | 56, 58, 86 |
| | 0,25 - 15,0 | 36 | 33 |
| 8 | 1,5 - 15,0 | 48 | 33 |
| | 15,0 - 75,0 | 72 | 68, 86 |

4. В целях ограничения усилий, вызываемых высшими гармониками поля, пазы ротора или статора¹ следует скашивать:

при $z_1 < z_2$ - на целое пазовое деление статора,

при $z_2 > z_1$ - на целое пазовое деление ротора.

5. Учитывая, что высшие гармоники существенно уменьшаются с увеличением воздушного зазора, следует выбирать воздушный зазор максимально допустимым по энергетическим показателям.

6. Для ослабления действия низкочастотных магнитных усилий (в том числе и сил одностороннего притяжения) должны быть назначены такие допуски на несоосности (биение железа ротора относительно шеек вала, несоосность гнезд и замков щитов, несоосность расточки статора и замков корпуса), чтобы эксцентриситет воздушного зазора не превышал заданных значений (не более 10% от величины зазора). Допустимый эксцентриситет должен быть указан в документации. Влияние эксцентриситета на уровень вибрации может быть оценено расчетно по методике раздела 3.

В процессе изготовления двигателей должен быть обеспечен контроль указанной выше несоосности. В опытных образцах машин должны быть предусмотрены отверстия в щитах (например 3 отверстия под углом 120°) для ориентировочной проверки эксцентриситета с помощью набора щупов.

7. Конструкция статора двигателя, определяемая в первую очередь требованиями прочности, должна дополнительно удовлетворять следующим условиям, связанным с необходимостью обеспечения низких уровней магнитных вибраций.

Узлы крепления двигателя (лапы, фланцы) не должны иметь собственных частот колебаний, по крайней мере, в диапазоне частот, где действуют основные электромагнитные силы.

С целью получения минимального числа собственных частот (что позволяет легче избежать резонансных колебаний) рекомендуется конструкцию корпуса и щитов выполнять в максимально возможной степени простой и симметричной.

Необходимо обеспечить хорошее качество прессовки пакета железа. Давление при прессовке пакета должно быть не менее $40-50 \text{ кг/см}^2$. Величина допустимого распушения пакета должна быть указана в технической документации и контролироваться.

Посадку пакета статора в корпус необходимо производить с гарантированным натягом.

¹ Предпочтительнее такая конструкция, при которой скос пазов обеспечивается без применения шпонки на роторе (чтобы избежать двойной жесткости ротора).

8. В табл. 13 для ориентировки указаны предельные значения индукции в зазоре и величины зазора, при которых электродвигатели имеют магнитные вибрации, удовлетворяющие требованиям МЭК и ISO, при условии выбора z_1/z_2 и скоса по пп. 1, 3, 4 и выполнении условий пп. 6, 7.

Таблица 13

| Мощность, кВт | Индукция в зазоре, Гс, не более | Воздушный зазор, мм, не менее | Мощность, кВт | Индукция в зазоре, Гс, не более | Воздушный зазор, мм, не менее |
|---------------|---------------------------------|-------------------------------|---------------|---------------------------------|-------------------------------|
| 2 p = 2 | | | 2 p = 4 | | |
| 0,15-0,55 | | 0,25 | 0,15-0,37 | | 0,2 |
| до 1,1 | | 0,3 | до 0,55 | 5000÷6000 | 0,25 |
| до 2,2 | 5000÷6000 | 0,35 | до 1,5 | | 0,25 |
| до 3,0 | | 0,4 | до 4 | | 0,3 |
| до 7,5 | | 0,45 | до 5,5 | 6000÷6500 | 0,35 |
| до 11 | | 0,55 | до 11 | | 0,35 |
| до 30 | 6500÷7500 | 0,7 | до 22 | 7000 | 0,5 |
| до 45 | | 0,85 | до 37 | | 0,6 |
| до 75 | | 0,9 | до 45 | 7500 | 0,7 |
| до 90 | 7500÷8000 | 1,0 | до 75 | | 0,8 |
| до 132 | | 1,2 | до 110 | 8000 | 0,8 |
| 2 p = 6 | | | 2 p = 8 | | |
| 0,15-0,25 | 5500 | 0,2 | 0,25-1,1 | 6000 | 0,25 |
| до 2,2 | 6000 | 0,25 | до 1,5 | | 0,3 |
| до 4,0 | | 0,35 | до 3,0 | | 0,35 |
| до 7,5 | 6500÷7000 | 0,35 | до 5,5 | 6500 | 0,35 |
| до 15 | | 0,5 | до 11 | | 0,5 |
| до 22 | | 0,6 | до 18,5 | 7000 | 0,6 |
| до 37 | 7000÷7500 | 0,7 | до 30 | | 0,7 |
| до 45 | | 0,8 | до 37 | | 0,8 |
| до 75 | 7500÷8000 | 0,9 | до 55 | 7500 | 0,9 |
| до 90 | | 1,2 | до 90 | | 1,2 |

9. Перечисленные выше мероприятия оказывают сравнительно малое влияние на главные показатели двигателей - размеры, рабочие и пусковые характеристики, нагрев и т.д. Они обеспечивают "естественные" уровни магнитных шумов и вибраций.

Для дальнейшего снижения магнитных вибраций необходимо применение описанных ниже мероприятий, которые уже более существенно сказываются на главных показателях двигателя.

10. При выборе соотношений чисел пазов по приведенным выше условиям рекомендуется экспериментально проверить 2-3 варианта роторов с целью выбора оптимального для данной конкретной конструкции. Желательно при этом выполнение условия $z_2 > z_1$.

Для исключения осевых вибраций на двойной частоте сети, а также зубцовых частотах, скос пазов следует выполнять в виде “елки”, т.е. на половине длины ротора скос паза направлен в одну сторону, а на другой половине - в другую. Учитывая существенные трудности в изготовлении роторов с “елочным” скосом, его следует применять, если эффект снижения вибраций в осевом направлении подтвержден экспериментально.

11. Не следует применять дробное число пазов статора на полюс и фазу.

12. Для данных машин может оказаться целесообразным увеличение скоса пазов до двухпазовых делений. Целесообразность этого мероприятия устанавливается экспериментально.

13. Для снижения интенсивности обмоточных высших гармоник поля применяется укорочение шага обмотки статора.

При этом из возможных вариантов укорочения, обеспечивающих эффективное подавление 5-й и 7-й гармоник, следует выбирать вариант, который одновременно подавляет наиболее опасные высшие гармоники (создающие наиболее низкие порядки колебаний).

14. Для уменьшения наиболее интенсивных зубцовых магнитных полей желательно применить в роторах закрытые пазы с максимально допустимой по энергетическим показателям высотой мостика.

При открытых и полуоткрытых пазах статора снижение зубцовых магнитных полей может быть достигнуто применением магнитных клиньев. С той же целью рекомендуется выбирать для статора возможно большее число пазов на полюс и фазу.

15. Для устранения низкочастотных магнитных сил, могущих возникнуть из-за несимметрий в обмотках, должен быть обеспечен технологический контроль, исключающий отклонение чисел витков секций от расчетного. Если нет возможности исключить параллельные ветви, то следует обеспечить их симметрию. При двух параллельных ветвях в каждую ветвь должны быть включены части обмотки, содержащие разноименные полюса. При числе параллельных ветвей равно p в каждую параллельную ветвь следует включать последовательно два полюса одинаковой полярности.

16. Эффективным способом повышения жесткости является увеличение высоты ярма статора, поскольку статическая жесткость

статора пропорциональна кубу отношения высоты спинки к среднему радиусу. Эта мера особенно важна для многополюсных двигателей, имеющих относительно малую высоту спинки статора.

В ряде случаев увеличение высоты ярма статора может быть достигнуто без увеличения габаритов электродвигателя за счет некоторых других показателей электродвигателя. Это достигается путем проектирования двигателя на максимум высоты ярма.

Если же этот путь не может быть использован, то требуется увеличивать высоту ярма статора за счет увеличения габаритов электродвигателя.

17. С целью получения низких уровней вибрации без существенного увеличения веса корпуса может оказаться целесообразным вблизи замков предусматривать пояса повышенной жесткости и прочности (для изгиба в плоскости, перпендикулярной оси вала) с непосредственной опорой лап, фланцев и т.п. на такие пояса. При этом изгибная жесткость основной части корпуса, несущей пакет статора, может быть несколько уменьшена, с тем, однако, чтобы она соответствовала п. 16.

18. Толщина корпуса и высота ярма статора должны выбираться таким образом, чтобы обеспечить достаточное удаление собственных частот (или, во всяком случае, низших из них) от частот основных электромагнитных возбуждающих сил.

19. Для увеличения жесткости пакета целесообразно проводить склейку листов.

20. Если приведенных выше мероприятий окажется недостаточно для достижения необходимых уровней магнитных вибраций и шумов, то для дальнейшего снижения магнитных вибраций и шумов требуется снижение индукции в воздушном зазоре и увеличение воздушного зазора либо применение упругой подвески статора. Выбор наиболее целесообразного пути производится по результатам сравнения конструктивных вариантов.

Асинхронные многоскоростные двигатели

Для этих машин справедливы рекомендации по пп. 1, 2, 4 - 7, 10, 12 - 19 с учетом следующих дополнительных рекомендаций.

21. Применение раздельных обмоток предпочтительнее полюсно-переключаемых.

22. Выбор соотношений чисел пазов по пп. 1 - 3 должен проводиться для наиболее виброактивной скорости вращения, определенной на прототипах.

23. При выборе соотношений z_1/z_2 должно быть обеспечено $z_1 > z_2$ и минимально допустимые э.д.с. в неработающих обмотках.

24. Окончательный выбор z_1/z_2 производится на основании экспериментальной проверки нескольких вариантов соотношений z_1/z_2 .

Асинхронные однофазные двигатели

Рассмотрены особенности обеспечения требуемых уровней магнитного шума и вибрации асинхронных однофазных двигателей. При этом рассмотрены только однофазные конденсаторные двигатели с двумя обмотками на статоре и постоянно включенным конденсатором.

25. Виброактивность однофазных конденсаторных двигателей выше, чем трехфазных, по следующим причинам:

- магнитное поле однофазного двигателя не является круговым. В нем всегда присутствует основное (прямовращающееся) поле и не основное (обратовращающееся);

- обратное поле при взаимодействии с токами ротора создает переменные моменты на частотах $2kf$ ($k=1, 2, \dots$), которые являются причиной высоких вибраций в тангенциальном направлении на данных частотах;

- в двухфазной системе обмоток однофазных двигателей, в отличие от трехфазных, не компенсируются статорные гармоники кратные трем. Поэтому набор статорных гармоник однофазного двигателя, включающий все нечетные гармоники, значительно шире, чем набор статорных гармоник трехфазного двигателя;

- при наличии обратного поля набор статорных и роторных гармоник в однофазных двигателях фактически удваивается по сравнению с набором гармоник трехфазного двигателя. Следовательно, в однофазном двигателе, по крайней мере, в четыре раза больше комбинаций гармоник статора и ротора, вызывающих магнитные вибрации, чем в трехфазном;

- влияние технологических отклонений на виброактивность однофазных двигателей выше, чем в трехфазных ввиду отмеченных выше причин;

- основные показатели однофазных двигателей хуже, чем трехфазных. Соответственно в однофазных двигателях меньше возможностей для уменьшения вибрации и шума за счет основных показателей.

26. Для снижения высокочастотных магнитных вибраций и шума однофазных двигателей полностью пригодны мероприятия, приведенные для трехфазных двигателей.

27. При проектировании однофазных двигателей необходимо выбрать максимально возможное число пазов статора.

28. Укорочение шага обмоток статора необходимо выбирать исходя из условия наличия всех нечетных гармоник. Для улучшения формы кривой поля желательно применение синусных обмоток.

29. Особое внимание при проектировании следует уделить минимизации обратного поля двигателя. При этом следует учесть что обратное поле минимизируется для режима нагрузки, в то время, как вибрация и шум контролируются и нормируются в режиме холостого хода, в котором обратное поле значительно выше, чем для режима нагрузки. Это положение относится как к высокочастотным вибрациям, так и к вибрациям на частотах $2kf$, вызванным пульсациями момента.

30. При необходимости уменьшения вибраций на частотах $2kf$ нужно учесть следующие особенности:

- моменты, вызывающие эти вибрации, связаны с принципом действия однофазных двигателей и всегда имеются в режиме контроля вибрации и шума на холостом ходу;

- тангенциальные вибрации, вызванные пульсирующими моментами, не являются причиной дополнительных магнитных шумов;

- в составе механизма и режиме нагрузки, в котором обратное поле минимально, тангенциальные вибрации двигателя, как правило, не являются источником вибраций всего механизма.

31. Вибрации, вызванные пульсирующими моментами, могут быть уменьшены следующими путями:

- снижением величины пульсирующих моментов;

- увеличением момента инерции статора;

- применением пассивных и активных виброгасителей;

- применением подвески статора, упругой в тангенциальном направлении.

32. Снижение пульсирующих моментов в режиме контроля вибрации и шума может быть достигнуто путем выбора емкости и сопротивления обмоток практически без увеличения габаритов электродвигателя. Для снижения пульсирующих моментов во всех режимах необходимо уменьшение электромагнитных нагрузок, что прямо связано с ростом массы и габаритов двигателя.

33. Увеличение момента инерции статора путем проектирования двигателя с максимальным отношением внешнего диаметра к длине статора возможно без увеличения массы машины и ухудшения ее характеристик только до некоторого предела указанного отношения.

34. Эффективное применение пассивных виброгасителей возможно для нерегулируемых двигателей при условии стабильной

частоты питания. Конструкции пассивных виброгасителей могут быть весьма разнообразными.

35. Упругая подвеска статора может иметь разнообразное конструктивное исполнение.

Машины постоянного тока

36. Пазы якоря рекомендуется скашивать на 1 пазовое деление. Такой же эффект снижения магнитных вибраций достигается скосом края полюсного наконечника на одно пазовое деление якоря. Однако эти мероприятия могут оказаться неприемлемыми для машин с напряженной коммутацией, особенно при малых $(\tau - b_p) / t_1 \leq 4$ междуполюсных расстояниях (τ - полюсное деление, b_p - полюсная дуга, t_1 - пазовое деление). Для уменьшения вредного влияния этих мероприятий на коммутацию, рекомендуется уменьшить величину полюсного перекрытия или при невозможности уменьшения этой величины, применить меньший скос.

37. Следует применять неравномерный воздушный зазор под полюсами. Оптимальное отношение зазоров под серединой и краями полюса составляет 2,0 - 2,5.

38. Края полюсных башмаков следует закруглять возможно большим радиусом.

39. Для снижения возмущающих магнитных сил и моментов необходимо обеспечение симметрии воздушного зазора и магнитной цепи. С этой целью в чертежах машин следует давать допуск на расстояние между полюсами.

40. Конструкция крепления полюсов должна обеспечивать возможно более плотное прилегание к станине. С этой целью наружный радиус затылков полюсов должен быть несколько больше радиуса расточки станины (разность радиусов уточняется экспериментально с учетом характеристики холостого хода и минимума вибрации).

41. Должно быть обеспечено хорошее крепление катушек на полюсах.

42. Конструкция машины с длинным магнитопроводом и плоскими щитами предпочтительнее конструкции с коротким магнитопроводом и объемными глубокими щитами.

43. Снижение деформаций от магнитных сил достигается в машинах постоянного тока при применении мероприятий пп. 7, 16 - 18.

44. В крупных машинах следует стремиться к выбору максимально возможного числа зубцов при минимальном числе коллекторных пластин на паз.

45. Некоторое влияние на уровень зубцовой вибрации может оказывать выбор отношений двойной длины полюсной дуги к зубцовому делению $2b_p/t_1$ (четное или нечетное), поскольку от него зависит форма колебаний корпуса и возможность резонансных совпадений. Рекомендуется проверять этот вопрос экспериментально на стадии испытаний макетных или опытных образцов.

46. Наиболее эффективным средством уменьшения зубцовых вибраций для крупных машин является применение беспазовых якорей. Однако это связано со снижением использования активного ядра и с необходимостью обращать особое внимание на обеспечение прочности обмотки при ударных нагрузках и реверсах.

Если указанных выше мероприятий не достаточно для достижения требований по вибрации и шуму, то необходимо уменьшение индукции в воздушном зазоре двигателя путем расчета магнитных вибраций. Снижение индукции неизбежно связано с увеличением габаритов двигателя.

Универсальные коллекторные двигатели

В данных двигателях возникают следующие два вида магнитных вибраций:

– вибрации от переменной составляющей основного поля, имеющие порядок, равный числу полюсов, и частоту $2f$. Эти вибрации по природе полностью аналогичны вибрациям от основного поля в асинхронных и синхронных двигателях;

– вибрации от зубцовых гармоник якоря по природе полностью аналогичные зубцовым вибрациям в двигателях постоянного тока.

Универсальные коллекторные двигатели обычно имеют очень высокие скорости вращения и соответственно высокие уровни механических вибраций и шумов. На их фоне описанные выше магнитные вибрации и шумы выражены весьма слабо.

Если скорость вращения двигателя будет ниже 3000 об/мин, то магнитные вибрации могут быть выше механических. В этих случаях для снижения вибраций 1-го вида следует применять рекомендации, изложенные в пп. 1 -20, а для снижения вибраций 2-го вида - рекомендации, изложенные в пп. 36 - 46.

Синхронные машины

Для этих машин низкие уровни вибрации и шума на магнитных составляющих обеспечиваются даже без специальных конструктивных мероприятий. В тех случаях, когда необходимо снижение

магнитных вибраций и шума на высоких (зубцовых) частотах, могут быть использованы мероприятия, рекомендованные для асинхронных двигателей.

Снижение вибрации от основного поля на двойной частоте сети в двух и четырехполюсных машинах достигается с помощью следующих мероприятий:

- снижения индукции в воздушном зазоре;
- увеличения высоты спинки статора;
- применением упругой подвески статора.

С этой же целью в двухполюсных машинах воздушный зазор должен выверяться с тем большей точностью, чем больше возможная несимметрия нагрузки по фазам, но во всех случаях точность должна быть не ниже 3%.

Преобразователи

В преобразователях с индукторными генераторами последние обычно являются основными источниками высоких магнитных вибраций. Наиболее надежными и эффективными средствами, обеспечивающими требования к вибрации этих машин, являются упругие подвески и двухкаскадная система амортизации.

В преобразователях с синхронными генераторами основными источниками магнитных вибраций являются приводные двигатели (асинхронные или постоянного тока).

Для таких случаев следует использовать рекомендации, приведенные для асинхронных двигателей и машин постоянного тока.

В части рационального выбора жесткостных характеристик преобразователей можно также использовать эти же рекомендации.

СНИЖЕНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА

Изложенные ниже рекомендации относятся к шуму вентиляторов, предназначенных только для охлаждения электрической машины без использования для других целей. При этом рассмотрены только машины с самовентиляцией, т.е. машины, в которых вентилятор расположен на роторе электрической машины.

При частоте вращения выше 1500 об/мин вентилятор является основным источником шума электрических машин.

Спектр шума, создаваемого вентилятором, состоит из вихревого шума и шума от неоднородности потока.

Шум от неоднородности потока имеет дискретный характер и определяется наличием конечного числа лопаток вентилятора, вблизи кромок которого находятся неподвижные препятствия по-

току воздуха. Частота этих дискретных составляющих кратна числу лопаток вентилятора:

$$f_z = \frac{zn}{60} i, \text{ Гц,}$$

где z - число лопаток вентилятора; n - частота вращения, об/мин; $i = 1, 2, 3$.

При неправильно сконструированном вентиляционном узле электрической машины дискретные составляющие, кратные числу лопаток вентилятора, являются определяющими в излучаемой вентилятором акустической мощности. Такое излучение называют тоновым.

Вихревой шум генерируется турбулентным потоком воздуха и имеет сплошной спектр, аналогичный белому или розовому шуму. Этот вид аэродинамического шума наиболее трудно поддается снижению.

В общем виде уровень излучаемой мощности вихревого аэродинамического шума определяется соотношением:

$$P \approx \frac{\rho}{c^3} U^6 l^2 T^4,$$

где ρ - плотность среды (воздуха); c - скорость звука; l - линейный размер обтекаемого тела; $T = U/V$ - коэффициент турбулентности; U - эффективное значение переменной составляющей скорости воздуха; V - постоянная составляющая скорости воздуха.

Коэффициент T весьма сложным образом зависит от геометрии вентиляционного узла и для различных типов вентиляционных узлов определяется опытным путем. Исходя из опыта исследования большого количества типов электрических машин, установлена следующая зависимость, которая позволяет определить уровень звука, создаваемого вентилятором, на расстоянии 1 м от контура электрической машины:

$$L_v = 60 \lg \frac{U_2}{U_0} + 10 \lg \frac{D_2 b_2}{l_0^2} + \sum_{i=1}^6 k_i + 4, \text{ дБА,}$$

где U_2 - окружная скорость вентилятора, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$, на диаметре D_2 (рис. 10) или D''_2 ; D_2 - наружный диаметр вентилятора, м (по рис. 10 вместо D_2 берется $D_{2sr} = 1/2(D'_2 + D''_2)$); b_2 - ширина наружной кромки лопатки вентилятора, м (см. рис. 10); U_0 и l_0^2 - опорные значения $1 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ и 1 м^2 - соответственно; k_i - поправка, дБА (см. рис. 11), зависящая от относительной производительности вентилятора: $\bar{Q}_{отн} = Q/Q_{\max}$, Q - производительность вентилятора; Q_{\max} - максимальная производительность вентилятора (производительность в

режиме короткого замыкания); если $Q_{отн}$ - неизвестна, то принимается $k_1=2,7$, дБА; k_2 - поправка, дБА, зависящая от диаметра вентилятора; $k_2 = 10 - 24,7D_2$ или $k_2 = 10 - 17,5\sqrt{D_2' + D_2''}$, дБА; k_3 - поправка, дБА, зависящая от угла атаки входной кромки лопатки вентилятора; для радиальных лопаток ($\beta_2 = 90^\circ$) $k_3 = 1$; для профилированных лопаток $k_3 = 0$ (см. рис. 11); k_4 - поправка, дБА, зависящая от β_2 наклона лопаток вентилятора на выходе (рис. 11); k_5 - поправка, дБА, характеризующая звукоизоляцию кожуха вентилятора; для обдуваемых электрических машин $k_5 = -4 \pm 2$ дБА; для продуваемых электрических машин с плоским подшипниковым щитом и встроенным в него вентилятором $k_5 = -8 \pm 2$ дБА; при спиральном кожухе вентилятора $k_5 = -7 \pm 2$ дБА; k_6 - поправка, дБА, зависящая от отношения D_2' / D_2'' ;

$$\text{при } 0,5 \leq \frac{D_2'}{D_2''} \leq 1 \quad k_6 = 14,3 \left(\frac{D_2'}{D_2''} - 1 \right), \text{ дБА.}$$

Примечание. При расчете вентилятора по рис. 10, б его расчлениют плоскостью, перпендикулярной оси вращения, на две части, каждая из которых соответствует рис. 10, а или 10, б. Уровень звука в этом случае определяется как сумма двух источников по формуле:

$$L_v = 10 \lg \sum_{i=1}^2 10^{0,1L_i}, \text{ дБА,}$$

где L_i - уровень звука каждой из частей вентилятора, дБА.

Эмпирические значения поправок $k_1 \div k_6$, определялись по результатам исследования вентиляторов, имеющих:

$$U_2 = 20 \div 90 \text{ мс}^{-1}; D_2 = 0,1 \div 0,4 \text{ м}; \beta_2 = 0^\circ \div 160^\circ;$$

$$D_2 / D_1 = 1,1 \div 2,8; \quad D_2' / D_1'' = 1 \div 1,7; \quad b_2 = (0,1 \div 0,2) D_2.$$

Кроме того, в шуме вентиляторов не было дискретных составляющих, кратных числу лопаток вентилятора.

Приведенные выражения позволяют рассчитать уровень звука после того, как вентилятор спроектирован. По тем же формулам можно по допустимому уровню звука L_v определить максимальный диаметр вентилятора D_2 . Для этого нужно выбрать $\alpha = b_2 / D_2$; β_2 ; k_5

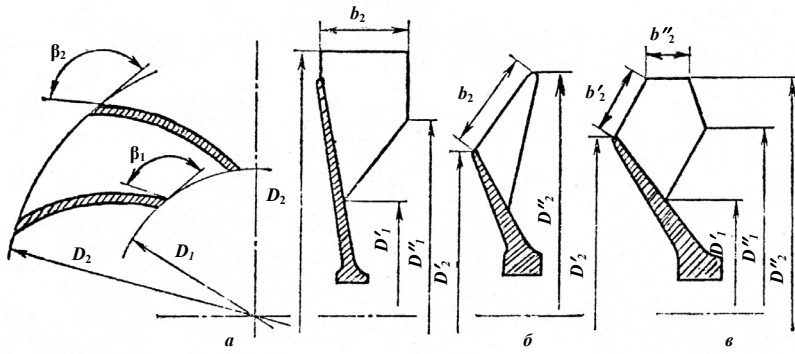


Рис. 10

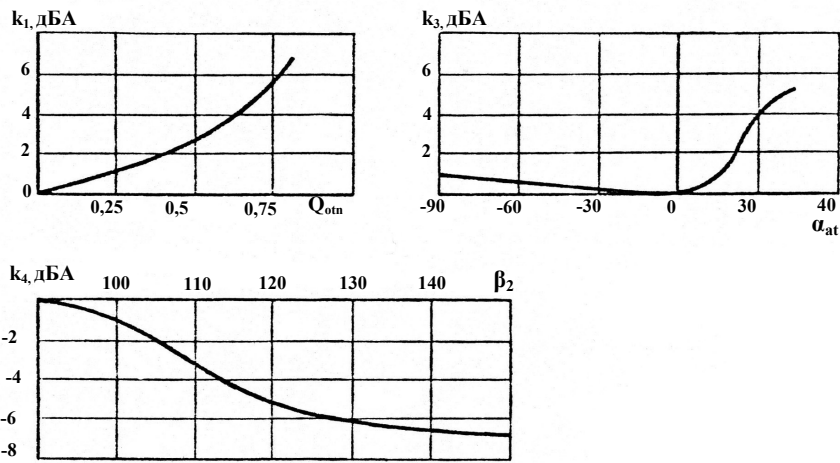


Рис. 11

и принять $Q = 0,5$. Затем вычислить $L = L_v + 4 + k_5$ и по вычисленной величине L по рис. 12 определить значение D_2 .

Размеры вентилятора, необходимые для эффективного охлаждения машины, зависят от следующих величин:

- мощности и скорости машины;
- коэффициента полезного действия;
- размера машины;
- внутреннего и наружного перепада температуры;
- класса изоляции;
- режима работы.

От этих же величин зависит и уровень шума вентилятора. Однако установить прямые расчетные зависимости уровня шума от приведенных величин не удастся. Поэтому их следует устанавливать опытным путем для того или иного вида электрических машин.

Например для трехфазных закрытых асинхронных двигателей установлена следующая зависимость:

$$L_v = \tilde{L}_v + 8,7 \lg \frac{P_g}{P_0} - 28 \lg \frac{D_a}{D_0} - 26 \lg \frac{l_a}{l_0} + 62 \lg \frac{n}{n_0} - 12,2 \left(\lg \frac{n}{n_0} \right)^2 + 10 \lg \frac{Q}{Q_0}, \text{ дБА},$$

где \tilde{L}_v - критерий шумности вентиляторного узла и системы охлаждения, дБА; P_g - сумма греющих потерь, кВт; D_a - наружный диаметр активного железа статора, м; l_a - длина активного железа статора, м; Q - перепад температуры между охлаждающей средой и охлаждаемой поверхностью, °С; n - частота вращения, об/мин; $P_0 = 1$ кВт; $D_0 = 1$ м; $l_0 = 1$ м; $n_0 = 1000$ об/мин; $Q_0 = 1$ °С.

Приведенная зависимость позволяет сравнивать различные конструкции асинхронных двигателей по вентиляционному шуму.

Кроме этого, можно оценить какой эффект может быть получен при варьировании одного или нескольких параметров, входящих в данную зависимость. Так, например, при снижении мощности асинхронного двигателя на одну ступень (примерно 26%) можно снизить шум на 5 дБА при сохранении остальных параметров неизменными.

Исходя из приведенных общих положений, при проектировании электрической машины необходимо:

- обеспечить максимальную эффективность охлаждения активных частей;
- обеспечить минимальные потери статического напора в системе;

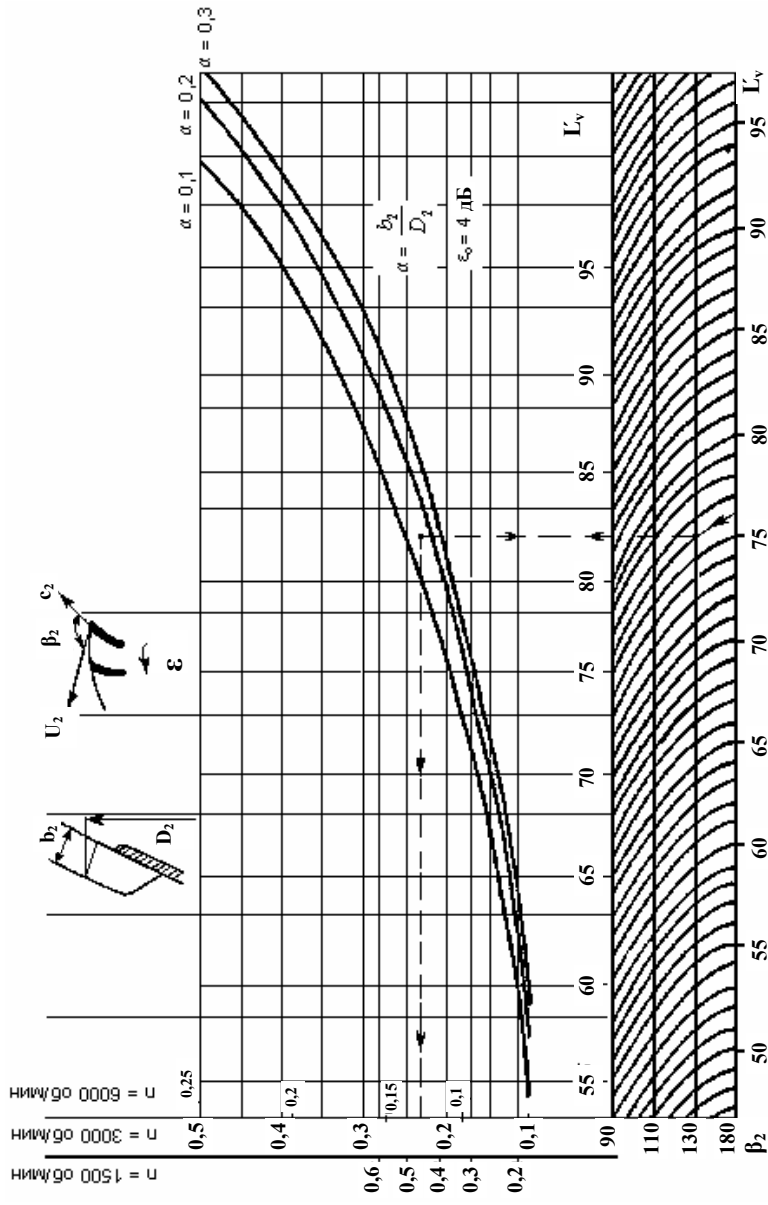


Рис. 12

- обеспечить отсутствие запасов по нагреву обмоток и запасов по мощности машины;
- применять наиболее теплостойкие виды изоляции;
- применять, если это возможно, нереверсивные двигатели;
- обеспечить сечение всех каналов и воздухопроводов, чтобы скорость воздуха не превышала $15-20 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$;
- избегать внезапных изменений сечения воздухопроводов, выступающих частей, рассекающих поток, резких поворотов струи и т.п., в особенности в местах, где скорость воздуха превышает $8-10 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$.

Обдуваемые самовентилируемые электрические машины

1. Диаметр кожуха D_k (рис. 13) должен удовлетворять следующему требованию:

$$D_k \geq 1,3D_2.$$

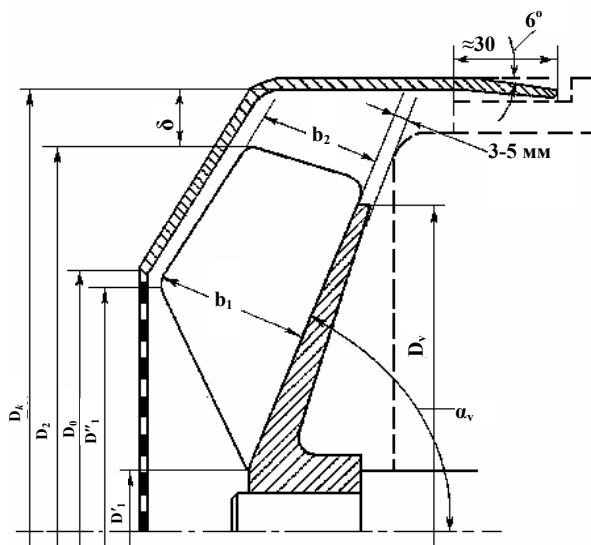


Рис. 13

Выполнение этого требования наряду с требованиями п. 5 полностью исключает шум от неоднородности потока. Дискретные составляющие в спектре шума при этом не превысят уровень вихревого шума.

2. Вентилятор должен быть тарельчатого типа (см. рис. 13) с тонкими (желательно 1-2 мм) лопатками. Материал, из которого

изготовлен вентилятор, не влияет на уровень аэродинамического шума электрической машины.

3. Наружный диаметр вентилятора D_2 должен быть минимально допустимым по условиям охлаждения. Для обеспечения заданного уровня шума диаметр вентилятора не должен превышать определяемый по номограмме (рис. 12).

4. Отношение диаметров вентилятора (рис.13) D''_1/D'_1 следует выбирать примерно равным 1,35 или несколько большим. При этом D'_1 должно быть минимальным.

5. Образующая поверхность заднего диска (рис. 13 и 14) должна иметь угол $\alpha_{\text{вн}} = 60^\circ$ при скорости вращения до 3000 об/мин, $\alpha_{\text{вн}} = 70^\circ$ при скоростях вращения выше 3000 об/мин. Наружный диаметр задней стенки $D_{\text{в}}$ рекомендуется выбирать на 10-20% меньше, чем D_2 , но не более 0,8-0,9 от наружного диаметра корпуса без учета ребер для охлаждения. Во всех случаях касательная к образующей конусной поверхности втулки вентилятора должна проходить на 3-5 мм выше корпуса двигателя, как это показано на рис. 13.

6. Ширину лопаток вентилятора b_1 и b_2 следует выбирать исходя из соотношений:

$$b_1 \cong D_0 / 4 ,$$

при этом $0,7 b_1 \leq b_2 \leq b_1$.

7. Диаметр входа в кожух вентилятора D_0 для реверсивных машин (см. рис. 13) предварительно выбирается из расчета примерно (0,75-0,85) D_2 . Однако он должен быть меньше, чем наружный диаметр корпуса (без ребер) двигателя. Более точно D_0 может быть определен по эксперименту. Если скорость воздуха на входе в кожух превышает 15 м/с, рекомендуется применять входной коллектор (см. рис. 14). При этом D_0 может быть равен D''_1 .

8. На выходе из-под кожуха рекомендуется осуществить поджатие потока $\sim 6^\circ$ (см. рис. 13 и 14).

9. Чрезвычайно важно конструкцию крепления кожуха к корпусу выполнять таким образом, чтобы обеспечить надежную виброизоляция кожуха от корпуса машины (рис. 15, где 1 – корпус двигателя; 2 – кожух вентилятора; 3 - резиновая шайба; 4, 6 – стальная шайба; 5 - болт).

10. Конструкция защитных сеток кожуха должна обеспечивать минимальное аэродинамическое сопротивление. Для этого сетка должна выполняться из проволоки минимального диаметра с максимальной ячейкой.

11. С целью уменьшения потребного количества охлаждающего воздуха важно обеспечить уменьшение перепада температуры между медью обмотки и поверхностью охлаждения. В связи с этим

предпочтительнее исполнение корпуса из материалов с высокой теплопроводностью, а также применение литой изоляции обмоток. Кроме того, следует стремиться к повышению теплоотдачи за счет увеличения поверхности охлаждения и рационального распределения охлаждающего воздуха.

12. Для интенсивного охлаждения подшипникового щита вентилятор выполняется согласно рис. 14.

При наличии внутренней циркуляции воздуха направление потока воздуха внутри электрической машины должно быть в соответствии с рис. 16.

13. Число лопаток вентилятора: $z \approx \pi \frac{D_c + D_2}{2h}$ при радиальных лопатках; для лопаток наклоненных назад $z \approx 0,8\pi \frac{D_c + D_2}{2h}$,

где $D_c = \frac{1}{2}(D'_1 + D''_1)$, $h = \frac{1}{2}(D_2 - D_c)$. Обозначения приведены на

рис. 17: $r_k = \frac{D_2^2 - D_{1sr}^2}{4(D_1 \cos \beta_1 - D_2 \cos \beta_2)}$; $D_{1sr} = \frac{D'_1 + D''_1}{2}$; $h = \frac{D_2 - D_{1sr}}{2}$;

$r_0 = 0,5\sqrt{(2r_k)^2 + D_2^2 + 2D_2(2R_k) \cos \beta_2}$.

14. Для нереверсивных электрических машин угол наклона лопаток вентилятора на выходе β_2 целесообразно выбирать в пределах 110-140°.

Радиус закругления лопатки вентилятора r_k можно определить по формулам п.13.

В случае применения прямых ($r_k = \infty$) наклоненных назад лопаток, углы наклона на входе и на выходе воздуха связаны соотношением:

$$\cos \beta_2 = \frac{D_1}{D_2} \cos \beta_1.$$

Предпочтительнее закругленная (по радиусу r_k) форма лопатки вентилятора.

15. Угол наклона лопатки вентилятора на входе β_1 приближенно может быть определен по формуле:

$$-\operatorname{ctg} \beta_1 \approx 0,65 \frac{U_1}{C_r} = \frac{2,2 \cdot 10^{-3} \pi D_0 D_c n}{Q},$$

где U_1 - окружная скорость лопатки вентилятора на входном диаметре D_c , м/с; C_r - радиальная расходная скорость воздуха, м/с; Q -

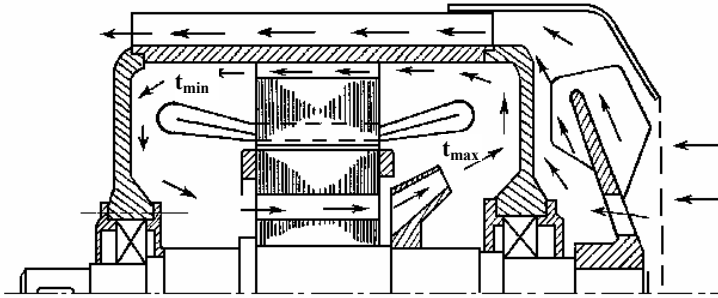


Рис. 16

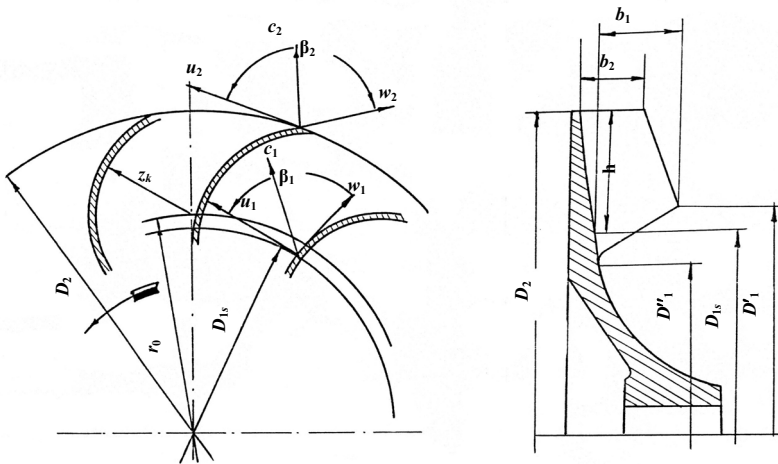


Рис. 17

производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$ (округление вести в сторону уменьшения угла β_1).

16. Для нереверсивных машин с вентиляторами, имеющими лопатки наклоненные назад, входной диаметр D_0 рекомендуется вы-

бирать таким, чтобы скорость воздуха на выходном сечении не превышала 15-20 м/с или $D_0 = (0,25 - 0,3)\sqrt{Q}$, где Q - в м³/с, D_0 - в м.

17. Для асинхронных электродвигателей, в которых функции вентилятора выполняют только лопатки (приливы) на кольцах ротора (рис. 18), должны быть учтены следующие указания:

18. Необходимо следить за тем, чтобы аэродинамическое сопротивление обоих параллельных путей, по которым проходит воздух от торцов ротора, было бы одинаковым. Если это по каким-либо причинам не удастся достигнуть, следует или разделить оба воздушных пути, или с той стороны, где большее аэродинамическое сопротивление, увеличить ширину лопатки, либо увеличить их радиальную высоту.

19. Диаметр воронки D_v (см. рис. 18), направляющей воздух от входных вентиляционных люков в подшипниковом щите двигателя к лопаткам на ребре, рекомендуется выполнять равным примерно 0,8 от диаметра наружных кромок лопаток на роторе.

20. Воздух, выходящий из выходных вентиляционных окон, рекомендуется с помощью козырьков направлять вниз.

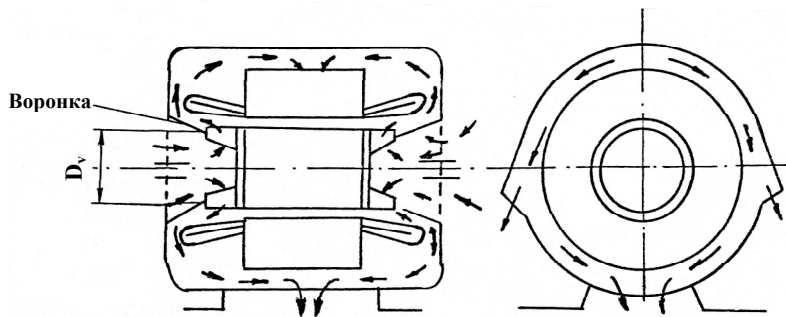


Рис. 18

21. Для машин (продуваемых) с аксиально-вытяжной системой вентиляции и с центробежным вентилятором рекомендуются следующие мероприятия.

22. Зазор δ (рис. 19) между наружным диаметром вентилятора (по кромкам лопаток) и внутренним диаметром подшипникового щита или неподвижными препятствиями потоку воздуха должен быть не меньше 15% от наружного диаметра вентилятора.

23. Вентилятор должен иметь задний диск. Передний диск не обязателен и может быть заменен неподвижной диафрагмой (см. рис. 19, где l – неподвижный передний диск вентилятора $\delta \geq 0,15 D_2$).

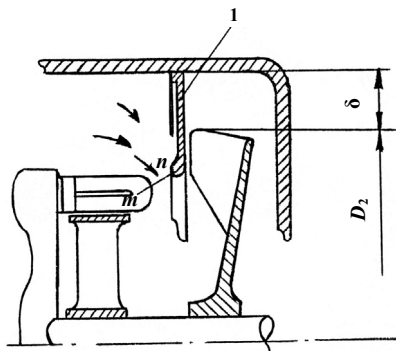


Рис. 19

24. Диаметр входа вентилятора D_0 следует выбирать по п. 16.

25. Для машин с вентиляционными каналами в роторе рекомендуется двухструйный вентилятор (рис. 20). Регулирование потокораспределения воздуха между ротором и статором достигается за счет изменения соотношения ширины лопаток b_1 .

26. Ширину лопаток вентилятора b_1 следует выбирать из расчета $b_1 = (1,1-1,2) b_p$, где b_p - ширина потока - определяется по сечению наиболее узкого места при входе в вентилятор (см. рис. 20, сечение "m - n").

27. Угол наклона лопаток на входе в вентилятор приблизительно вычисляется по следующей формуле:

$$\operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{1,2(V_l + V_r) - U_1}{C_r},$$

где $V_l \approx 0,1 V_r$ - тангенциальная составляющая скорости воздуха от работы лобовых частей ротора (V_r - окружная скорость лобовых частей ротора):

$$V_r = \frac{Q_r V'_r}{Q}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1},$$

где V_r - тангенциальная составляющая, учитывающая влияние воздуха, проходящего по аксиальным вентиляционным каналам ротора, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ (при применении двухструйного вентилятора $V_r = 0$); Q_r - количество воздуха, проходящего по вентиляционным каналам ротора, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; V'_r - окружная скорость аксиальных вентиляционных

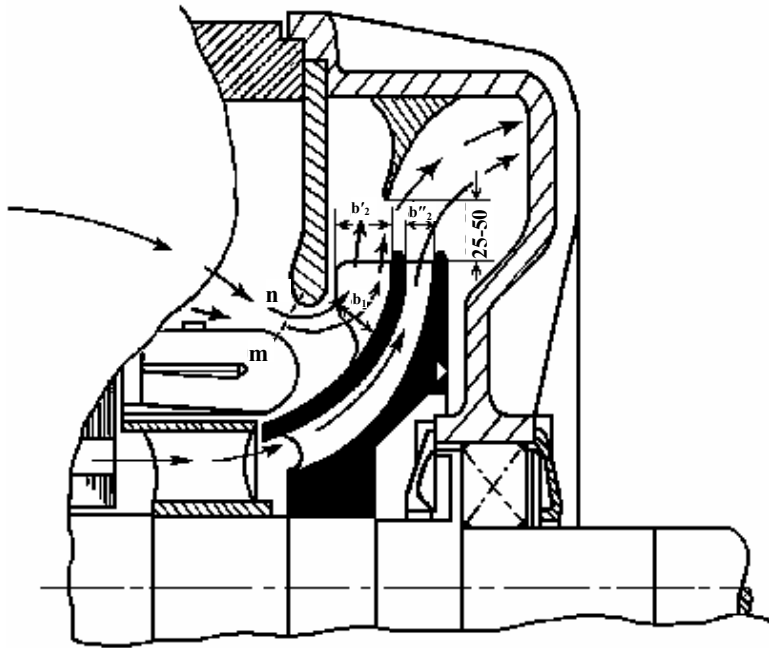


Рис. 20

каналов ротора, $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$; Q - общая производительность вентилятора, $\text{м}^3\cdot\text{с}^{-1}$; U_1 - окружная скорость на входе в вентилятор (на диаметре D_1), $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$.

В нереверсивных машинах потери статического напора на выходе из вентилятора могут быть существенно снижены применением щита, имеющего форму спиральной камеры (рис. 21). Спиральная камера выполняется без “языка”. Минимальное расстояние δ должно быть не менее 15% от D_2 . Раскрытие спиральной камеры A (см. рис. 21) определяется по формуле:

$$A \geq r_n \left(q + \frac{1}{2}q^2 + \frac{1}{6}q^3 \right), \text{ м,}$$

где $r_n = D_2 / 2$; $q = Q / (B r_n U_2)$ - производительность вентилятора, $\text{м}^3\cdot\text{с}^{-1}$; $B = b_2 + 0,01$, м; b - ширина вентилятора, м; U_2 - окружная скорость на диаметре D_2 , $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$.

Для реверсивных машин рекомендуется щит, показанный на рис. 20 и 22, в котором диффузорное пространство увеличено в осевом направлении. Такой щит дает увеличение производи-

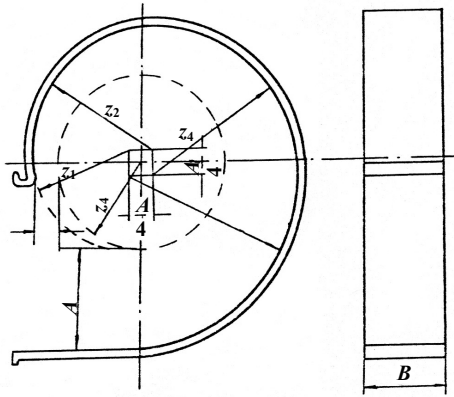


Рис. 21

сти (до 20-35%) при неизменном уровне шума. Сечение диффузорного пространства в этом щите определяется из выражения:

$$S_{\max} \geq AB, \text{ м}^2.$$

Для равномерного распределения потока в диффузорном пространстве щита устанавливается направляющая перегородка. Оптимальное положение перегородки относительно вентилятора следует устанавливать экспериментально (ориентировочно можно указать, что для одноструйного вентилятора плоскость перегородки должна находиться на расстоянии приблизительно $1/3 b^2$ от задней стенки вентилятора).

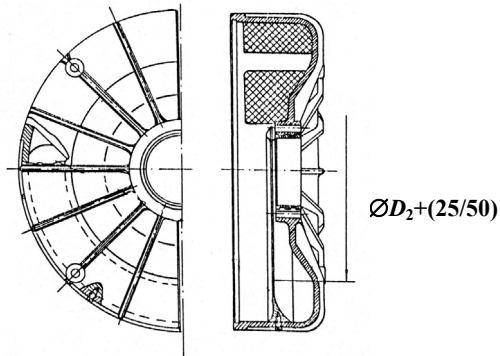


Рис. 22

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ ВИБРОГАШЕНИЯ

Когда невозможно снизить вибрацию путем снижения вибрационных сил, используются системы виброгашения.

Выбор системы виброгашения зависит от характера и частоты вибрации.

Для снижения высокочастотных (частота выше 100 Гц) магнитных вибраций может быть использована упругая подвеска статора. Упругий элемент при этом вводится между статором и корпусом электрической машины. Этот элемент выполняется из металла. Минимальная жесткость упругого элемента ограничивается допустимой величиной неравномерности воздушного зазора.

Для снижения подшипниковых вибраций может быть использована упругая подвеска ротора. Упругий элемент располагается в щитах электрической машины.

С этой целью в щитах делают отверстия различной формы или применяют втулки из различных материалов (резина, пластмасса, порошковые материалы и т.д.). Следует учесть, что в этих случаях ухудшаются условия охлаждения подшипников. Жесткость упругих элементов ограничивается допустимой величиной неравномерности воздушного зазора и условиями монтажа двигателя в механизме.

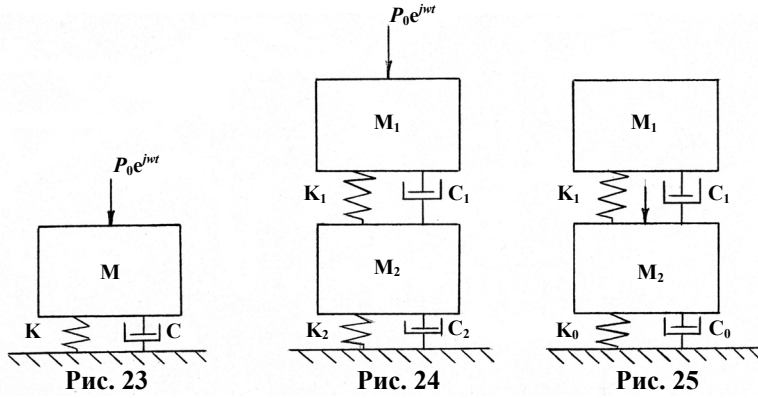
Для снижения вибрации на одной частоте, которая не изменяется в процессе работы, применяются пассивные динамические виброгасители. Виброгасители выполняются в виде металлических стержней с грузом. Для эффективной работы виброгасителей их необходимо настроить на частоту вибрации и жестко зафиксировать эту настройку.

Для снижения передачи усилий от электрической машины к фундаменту в широком диапазоне частот применяется двухкаскадная система амортизации.

Первый каскад амортизации расположен между электрической машиной и промежуточной массой, второй - между промежуточной массой и фундаментом. Обычно суммарная жесткость двух каскадов амортизации мала. Поэтому эта система не применяется для двигателей, а может быть применена для агрегата, включающего двигатель и исполнительный механизм.

Исходная установка амортизированной электрической машины схематически может быть представлена в виде одномассовой системы (рис. 23), где M - масса машины, K - жесткость упругих элементов, C - коэффициент демпфирования, $P_0 e^{j\omega t}$ - обобщенная сила.

В результате введения в электрическую машину любого из перечисленных средств виброгашения полученные системы могут быть представлены в виде двухмассовых (рис. 24, 25). На рис. 24



представлены упругая подвеска статора, упругая подвеска ротора и двухкаскадная внешняя амортизация, а на рис.25 - динамический виброгаситель.

На рис. 25 M_1 и M_2 - массы отдельных элементов в зависимости от применяемой системы виброгашения, K_1 и C_1 - соответственно, коэффициенты жесткости и демпфирования введенных упругих элементов (см. табл. 14).

Таблица 14

| Масса | Система виброгашения | | |
|-------|--------------------------|-------------------------|-----------------------------------|
| | упругая подвеска статора | упругая подвеска ротора | двухкаскадная внешняя амортизация |
| M_1 | M_s | M_r | M |
| M_2 | $M_r + M_k$ | $M_s + M_k$ | M_d |

Примечание. M_s - масса сердечника статора; M_r - масса ротора; M_k - масса корпуса; M_d - дополнительная масса; M - масса машины.

Обычно на практике при введении упругих элементов внешняя амортизация остается неизменной, т.е. имеет место равенство $K_2=K$ и $C_2=C$.

Движение системы, представленной на рис.23, описывается одним, а систем, представленных на рис. 24 и 25, - двумя дифференциальными уравнениями, в результате решений которых определяются амплитуды колебаний A и A_2 масс M и M_2 . Отношение амплитуд A/A_2 (по рис. 23 и 24) определяет эффективность упругой подвески статора, упругой подвески ротора и двухкаскадной внеш-

ней амортизации, а отношение амплитуд колебаний массы M по рис.24 и 25 - эффективность динамического виброгасителя.

Все массы в расчетах принимаются абсолютно жесткими. В связи с этим полученные решения для упругой подвески статора, упругой подвески ротора и двухкаскадной внешней амортизации справедливы для всего частотного диапазона за исключением частотных зон, расположенных в окрестности собственных частот статора, ротора и корпуса.

ПРИМЕНЕНИЕ СРЕДСТВ ШУМОПОГЛОЩЕНИЯ

Средства шумопоглощения в электрических машинах используют в тех случаях, когда невозможно достичь необходимого уровня шума другими средствами. Наиболее эффективным средством является звукоизолирующий кожух. С его помощью можно снизить уровни шума от всех источников.

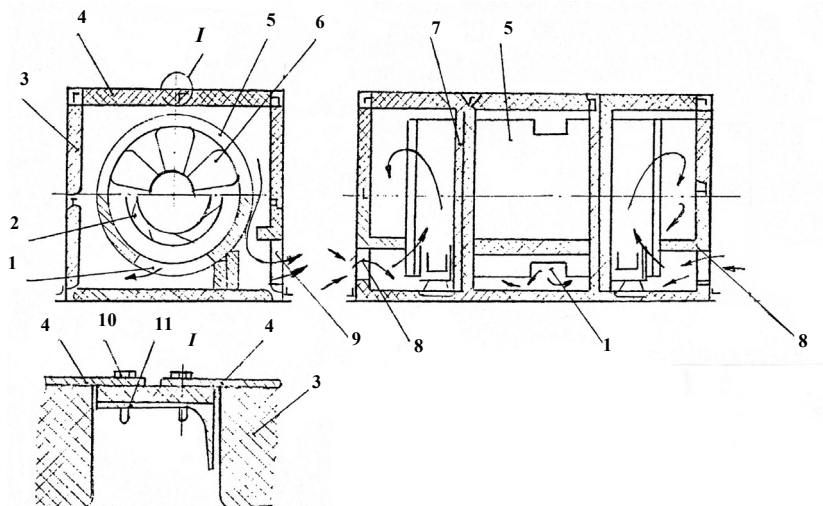


Рис. 26

Схема звукоизолирующего кожуха представлена на рис. 26, 1 – выходной вентиляционный люк преобразователя; 2 – вентилятор преобразователя; 3 – внутренний слой звукопоглощающего материала; 4 – пластины корпуса кожуха, сталь, $S = 2$ мм; 5 – двухмашинный преобразователь; 6 – входные вентиляционные люки преобразователя; 7 – внутренняя перегородка кожуха, облицованная звукопоглощающим материалом; 8 – входной люк кожуха; 9 –

выходной люк кожуха; 10 – микропористая резина; 11 – каркас кожуха, уголок, сталь, размер: 40×40.

Корпус кожуха может быть одностенным (рис. 26) или двухстенным (рис. 27), где 1 – внутренний слой пластин корпуса звукоизолирующего кожуха; 2 – наружный (2-й) слой пластин корпуса звукоизолирующего кожуха; 3 – слой вибропоглощающей мастики; 4 – крепление наружных пластин при помощи виброизолирующих мостиков; 5 – виброизолирующий мостик; 6 – внутренний слой звукопоглощающего материала.

Во втором случае эффективность кожуха будет больше. Конструкция и материалы, применяемые для звукоизолирующего кожуха, могут быть разнообразными. Они зависят от конкретной конструкции электрической машины и требуемого уровня шума.

При применении звукоизолирующих кожухов необходимо выполнить следующие условия:

– корпус кожуха не должен соединяться с корпусом электрической машины массивными металлическими соединениями, через которые возможна передача вибрации;

– входные и выходные люки для воздуха в звукоизолирующем кожухе должны быть обеспечены акустическими лабиринтами;

– для уменьшения аэродинамического сопротивления площадь вентиляционных люков в кожухе должна превышать площадь люков в электрической машине не менее чем на 20-25%;

– необходимо, чтобы 90% потерь в электрической машине отводилось охлаждающим воздухом с внутренних поверхностей.

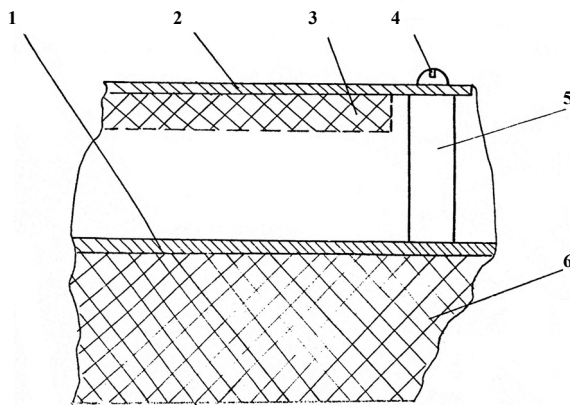


Рис. 27.

В случаях, когда в электрических машинах преобладает вентиляционный шум, излучение которого происходит на входе и выходе воздуха, могут быть применены глушители воздушного шума. Глушители устанавливаются на входе и выходе воздуха. Возможные схемы глушителей приведены на рис.28. Для глушителей могут применяться различные звукопоглощающие материалы. Точные методы расчета глушителей вентиляционного шума для всех конструкций, размеров и применяемых материалов не разработаны. Ниже приведены ориентировочные методы расчета глушителей.

Практический метод

1. Выбирается проходное сечение глушителя в зависимости от максимальной скорости воздуха (15-20 м/с) и гидравлического сопротивления.
2. Определяется оптимальная толщина звукопоглощающего слоя при жестком корпусе глушителя

$$\delta = \frac{C_n}{4f}, \text{ м,}$$

где C_n - скорость звука в звукопоглощающем материале, м/с; f - частота заглушаемого звука, Гц.

3. Определяется снижение уровня ΔL на частоте f при длине l глушителя (рис. 28, а – в):

$$\Delta L = 1,1 \frac{\varphi(\alpha)Pl}{F},$$

где P - периметр внутреннего поперечного сечения глушителя; F - площадь внутреннего поперечного сечения глушителя.

Для глушителя по рис. 28, з

$$\Delta L = 2,2 \frac{\varphi(\alpha)l}{A},$$

где A - расстояние между пластинами; $\varphi(\alpha)$ - функция, зависящая от коэффициента звукопоглощения, определяемая по табл. 15.

Коэффициенты звукопоглощения для наиболее распространенного материала глушителей, пенополиуретана, приведены в табл. 16.

Для других материалов коэффициенты определяются по справочной литературе или экспериментально.

Таблица 15

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|-----|-----|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| α | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| $\varphi(\alpha)$ | 0,1 | 0,2 | 0,35 | 0,5 | 0,65 | 0,9 | 1,2 | 1,6 | 2,0 | 4,0 |

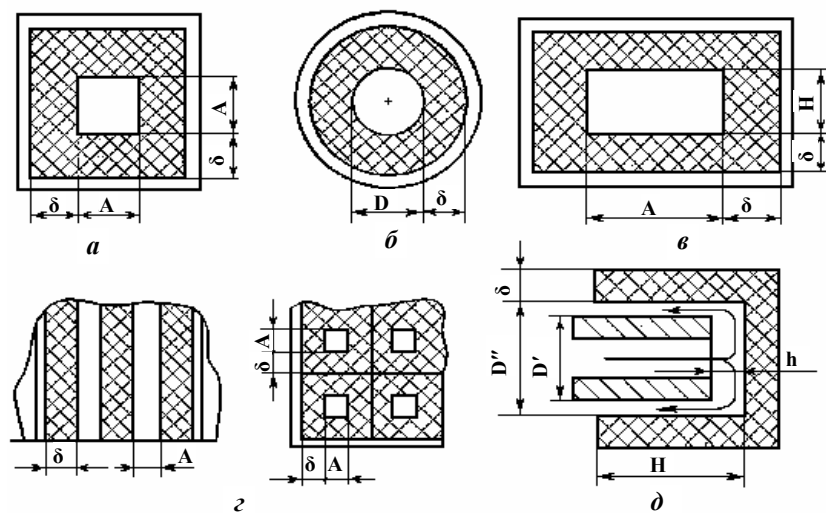


Рис.28.

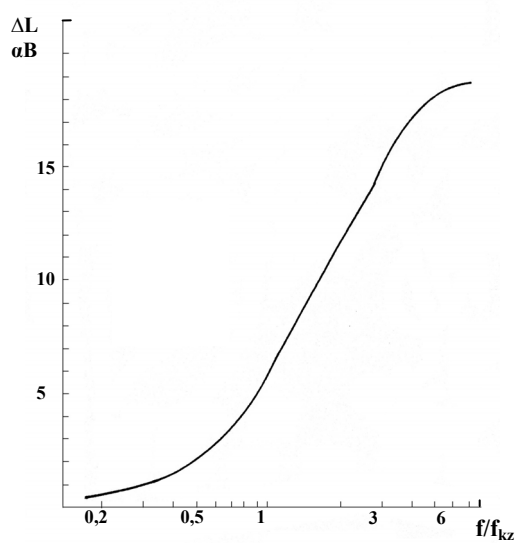


Рис. 29

Таблица 16

| Толщина, мм | Зазор, ¹ мм | Частота, Гц. | | | | | | | | | | | | | |
|----------------|---------------------------|--------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 | 3000 | 3150 | 4000 |
| 70 | 0 | 0,18 | 0,30 | 0,46 | 0,48 | 0,49 | 0,51 | 0,58 | 0,60 | 0,64 | 0,72 | 0,78 | 0,70 | 0,80 | 0,81 |
| | 10 | 0,22 | 0,32 | - | 0,48 | 0,45 | 0,52 | 0,60 | 0,60 | 0,64 | 0,74 | 0,77 | 0,70 | 0,80 | 0,80 |
| 40 | 0 | 0,14 | 0,28 | 0,35 | 0,47 | 0,59 | 0,60 | 0,53 | 0,53 | 0,63 | 0,65 | 0,66 | 0,66 | 0,70 | 0,68 |
| | 10 | 0,13 | 0,24 | 0,60 | 0,68 | 0,58 | 0,50 | 0,57 | 0,62 | 0,71 | 0,72 | 0,58 | 0,58 | 0,67 | 0,69 |
| | 20 | 0,17 | 0,25 | 0,74 | 0,58 | 0,49 | 0,48 | 0,49 | 0,57 | 0,72 | 0,77 | 0,73 | 0,56 | 0,68 | 0,70 |
| 30 | 0 | - | 0,21 | - | 0,43 | 0,72 | 0,73 | 0,63 | 0,60 | 0,63 | 0,62 | 0,65 | 0,63 | 0,78 | 0,79 |
| | 10 | 0,10 | 0,18 | 0,45 | 0,70 | 0,79 | 0,67 | 0,58 | 0,57 | 0,62 | 0,62 | 0,69 | 0,61 | 0,78 | 0,79 |
| | 20 | 0,11 | 0,17 | 0,54 | 0,76 | 0,74 | 0,59 | 0,50 | 0,54 | 0,62 | 0,67 | 0,79 | 0,80 | 0,79 | 0,73 |
| 5 | 0 | - | 0,03 | - | 0,04 | 0,05 | 0,07 | 0,07 | 0,08 | 0,11 | 0,08 | 0,14 | 0,16 | 0,20 | 0,26 |

¹ Воздушный зазор между звукопоглощающим материалом и твердой стенкой, на которой он установлен.

Если полученное снижение шума недостаточно, необходимо увеличить длину глушителя пропорционально необходимой величине снижения шума ΔL_1 :

$$l_1 = l \frac{\Delta L_1}{\Delta L}.$$

Для увеличения эффективности глушителя применяются каналы сложной конфигурации. Поворот воздушной струи дает дополнительный эффект, особенно на высоких частотах. Расчет облицованного звукопоглощающим материалом по всему периметру внутреннего сечения глушителя при повороте на 90° можно провести по графику (рис.29).

Методика расчета глушителей по рис.28, δ отсутствует. Экспериментально установлено, что на частотах $f \geq C_n / 4h$ эффективность этих глушителей составляет 8-12 дБ.

При проектировании экранного глушителя необходимо учитывать следующее:

- корпус экрана должен быть выполнен из стали толщиной не менее 1,5 мм;
- ширина H (или диаметр D'') экрана должны быть больше внутренних размеров канала воздуховода не менее чем на половину длины волны снижаемого шума;
- расстояние между кромкой канала воздуховода h и экраном должно быть наименьшим. Обычно это расстояние выбирают так, чтобы площадь прохода под экраном была равна площади сечения канала воздуховода. Для круглого сечения канала $h = d / 4$, где d - внутренний диаметр канала.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МАГНИТОМЯГКИХ МАТЕРИАЛОВ

Изотропные электротехнические стали - обширный класс магнитомягких материалов для магнитопроводов вращающихся электрических машин. Магнитные свойства этих сталей в значительной степени определяют качество электрических машин.

Следует отметить, что уровень магнитных свойств электротехнических сталей влияет не только на энергетические показатели электродвигателей, но и на их виброшумовые характеристики. Это обусловлено зависимостью виброшумовых характеристик от габаритов магнитопровода, которые, в свою очередь, могут существенно меняться при использовании сталей разного качества.

Кроме того, один из источников вибраций электродвигателей - магнитоэластическая деформация магнитопроводов - непосредственно связана с такой магнитной характеристикой электротехнической стали, как магнитоэластичность λ . Хотя обычно этим источником вибраций пренебрегают из-за его малости по сравнению с другими видами вибраций электрических машин, тем не менее в малошумных машинах с очень жесткими требованиями по виброшумовым характеристикам при минимизации других видов вибраций магнитоэластическая деформация может стать ощутимой, и ее снижение при использовании соответствующих электротехнических сталей может дать заметный эффект. Быстрое развитие электротехники за последние десятилетия привело к возросшим требованиям к качеству электротехнических сталей и их большой дифференциации. В результате изотропные электротехнические стали существенно различаются по составу, структуре, физическим свойствам, технологии изготовления, по сортам и маркам в зависимости от назначения и требуемых характеристик.

Подытоживая вышеизложенное, можно кратко сформулировать следующие рекомендации по электротехническим сталям, применяемым в магнитопроводах малошумных электрических машин.

1. В малошумных электродвигателях должна использоваться высококачественная электротехническая сталь, применение которой обеспечивает минимальные габариты магнитопровода при заданных энергетических характеристиках и тем самым положительно влияет на виброактивность двигателя.

2. Высокий уровень магнитных свойств электротехнической стали определяется совершенством его кристаллической структуры. Сталь должна иметь гомогенную однофазную структуру с оптимальным размером зерна и минимальным количеством примесей и включений. В основном это примеси и включения металлургического происхождения, а также мелкодисперсные включения, образую-

щиеся при магнитном старении стали. В этой связи следует обратить внимание на недопустимость использования в магнитопроводах малощумных машин углеродистых сталей, содержащих большое и неконтролируемое количество вредных примесей и включений.

3. Электротехническая сталь должна иметь минимальные внутренние напряжения, возникающие при деформации в процессе изготовления стали и ее переработки. Это достигается, во-первых, проведением качественного конечного отжига, снимающего напряжение от холодной прокатки и других металлургических операций. При поставке стали в полностью готовом состоянии этот отжиг производится на металлургическом заводе, при использовании “полуготовой” стали – на заводе-потребителе после штамповки. Во-вторых, рекомендуется проводить повторный отжиг вырубков из полностью готовой стали для снятия краевого наклепа от штамповки. В случае вырубков сложного профиля с узкими зубцами такой отжиг обязателен. И, наконец, необходимо так строить технологию сборки магнитопроводов и двигателей в целом, чтобы по возможности избежать механических воздействий на магнитопровод. Для этого рекомендуется проводить повторный отжиг не отдельных вырубков, а магнитопровода целиком после всех операций его механической обработки.

4. При изготовлении магнитопроводов малощумных электрических машин следует обратить внимание на качество скрепления листов в пакете, влияющее на податливость конструкции к действию магнитных сил и тем самым на уровень виброшумовых характеристик. Для улучшения качества скрепления листов целесообразно использовать электротехническую сталь со специальным спекающимся покрытием, которое обеспечивает получение монолитного пакета магнитопровода. При отсутствии такой стали рекомендуется проводить пропитку магнитопровода соответствующим лаком. При этом следует обратить внимание на недопущение использования пропиточных составов, дающих большую усадку при затвердении, что приводит к возникновению значительных внутренних напряжений в стали и ухудшению ее магнитных свойств.

5. В некоторых случаях при особо жестких требованиях по виброактивности может оказаться целесообразным применение электротехнической стали с низкой магнитострикцией. Чем выше содержание кремния в стали, тем ниже ее магнитострикция. Специальная изотропная электротехническая сталь, содержащая около 6 масс-% Si, имеет близкую к нулю константу магнитострикции и, следовательно, дает минимальные магнитострикционные вибрации. Преимуществом этой стали являются также низкие магнитные потери и малая чувствительность ее магнитных свойств к механическим воздействиям.

2. РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ И ШУМА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

Изложенные ниже методы и алгоритмы расчета вибраций и шума электрических машин развивались на базе методов расчета и оптимизации рабочих и пусковых характеристик электрических машин, которые были приняты в практической деятельности ВНИИЭМ.

Современное понимание оптимальной конструкции электрической машины предполагает, что она должна быть найдена посредством использования экспериментально проверенной мультидисциплинарной модели, к которой происходит обращение в оптимизационных процедурах. Мультидисциплинарная модель включает в свой состав электромагнитные, виброакустические, тепловые, прочностные и др. расчеты. Мультидисциплинарная модель поверочного расчета электрической машины должна быть построена исходя из компромисса между достижением достаточной точности и хорошим быстродействием созданной на её основе составной части компьютерной программы. Упомянутые оптимизационные процедуры работают в соответствии с алгоритмом оптимизации. Результатом оптимизации является семейство оптимальных по Парето вариантов, из которого эксперт выбирает оптимальный. Выбранный вариант конструкции анализируется с помощью многоуровневой модели, включающей анализ поля электрической машины методом конечных элементов (МКЭ).

Существует множество алгоритмов оптимизации, адаптированных к конкретным конструктивным исполнениям электрических машин. Наиболее часто в основу оптимизации положен математический аппарат метода планирования эксперимента (МПЭ). Однако для нахождения действительно наилучшего варианта многокритериальный оптимизационный расчет требует большого количества независимых переменных и, следовательно, обуславливает длительное время обработки, даже учитывая высокий уровень развития современной вычислительной техники. Все попытки свести многокритериальную задачу к однокритериальной приводят к неоправданным упрощениям и серьезному огрублению. Кроме того, экстремумы многих функций не являются ярко выраженными, что также затрудняет применение МПЭ.

Наиболее общим подходом к решению оптимизационной задачи является систематический перебор многомерных областей. В каче-

стве пробных точек в пространстве независимых переменных используются точки равномерно распределенной LP-т последовательности, которая обладает наилучшими характеристиками равномерности среди всех известных в настоящее время равномерно распределенных последовательностей. Волонтаристский выбор пробных точек в многомерных областях приводит к плохим результатам из-за отсутствия у человека многомерной геометрической интуиции. Этот подход был впервые применен Т.Г.Сорокером при оптимизации серий асинхронных двигателей и в настоящее время вошел в расчетную практику НПП ВНИИЭМ наряду с моделями поверочных расчетов асинхронных и синхронных машин.

Применение МКЭ позволяет рассчитать характеристики электрической машины с высокой точностью. Однако, значительное время анализа позволяет применять этот метод лишь на завершающей стадии оптимизации. Применение уточняющих коэффициентов, полученных на основе численного метода МКЭ, к параметрам аналитического расчета позволяет сделать обоснованный выбор подмножества оптимальных вариантов на начальной стадии оптимизации. В качестве примера, можно привести уточнение расчета индуктивности пазового рассеяния специальных магнитоэлектрических машин и активного сопротивления короткозамыкающего кольца беличьей клетки асинхронных двигателей.

Нижеприведенные методы и алгоритмы расчета вибраций и шума электрических машин являются важной составной частью оптимизационной модели. Расчеты магнитных вибраций и шумов основаны на результатах электромагнитных расчетов и многочисленных опытных данных. Поэтому создание достаточно адекватной и быстродействующей модели электромагнитных и виброакустических расчетов позволяет достичь современного уровня потребительских свойств при оптимизации энергосберегающих характеристик электрических машин.

Изложенные методы и алгоритмы расчета вибраций и шума легли в основу соответствующих программ, которые с учетом практики их использования находятся в постоянном развитии и совершенствовании. Предполагается, что в следующих сборниках ВНИИЭМ будут изложены эти вопросы.

РАСЧЕТ МАГНИТНЫХ ВИБРАЦИЙ И ШУМОВ

Трехфазные асинхронные двигатели

Условия расчета

1. Исполнение IP-44 с алюминиевым корпусом, $ISP = 1$.
2. Исполнение IP-44 с чугунным или стальным корпусом, $ISP = 2$.
3. Коэффициент насыщения меньше 1,3 ($k_s < 1,3$).
4. Относительный эксцентриситет воздушного зазора меньше 0,3 ($e < 0,3$).
5. Целое число пазов на полюс и фазу.
Дробное число пазов на полюс и фазу.
6. Исполнение IP-23, $ISP = 3$.

Исходные данные

1. Номинальная мощность P , кВт.
2. Частота сети f , Гц.
3. Фазовое напряжение U , В.
4. Номинальный фазовый ток статора I_1 , А.
5. Скольжение при номинальной нагрузке S_n .
6. Число пар полюсов основного поля p .
7. Внешний диаметр сердечника статора D_{a1} , мм.
8. Внутренний диаметр сердечника статора D_{i1} , мм.
9. Длина сердечника статора l_i , мм.
10. Число пазов статора z_1 .
11. Пазовое деление статора t_1 , мм.
12. Ширина шлица паза статора b_{ac1} , мм.
13. Высота паза статора h_{az1} , мм.
14. Ширина зубца статора средняя b_{z1} , мм.
15. Число пазов ротора z_2 .
16. Зубцовое деление ротора t , мм.
17. Ширина шлица паза ротора b_{ac2} , мм.
18. Высота спинки статора h_{j1} , мм.
19. Масса ярма G_j , кг.
20. Масса зубцов статора G_{z1} , кг.
21. Расчетный вес меди G_w , кг.
22. Плотность материала сердечника статора ρ_1 , кг/мм³.
23. Плотность материала корпуса ρ_k , кг/мм³.
24. Внутренний диаметр сердечника ротора D_w , мм.
25. Толщина корпуса h_g , мм.
26. Число параллельных ветвей обмоток статора a .

27. Суммарная масса корпуса, статора с обмоткой и подшипниковых щитов G_k , кг.
28. Модуль упругости сердечника статора E_1 , Н/мм².
29. Длина корпуса (станины) l_k , мм.
30. Наружный диаметр корпуса D_k , мм.
31. Модуль упругости материала корпуса E_2 , Н/мм².
32. Масса ротора G_{ω} , кг.
33. Масса машины G , кг.
34. Скос пазов в долях пазового деления ротора β_2 .
35. Число пазов статора на полюс и фазу (для справки) q .
36. Шаг обмотки в долях пазового деления y_1 .
37. Коэффициент воздушного зазора (Картера) для статора k_{g1} .
38. Коэффициент воздушного зазора (Картера) для ротора k_{g2} .
39. Коэффициент насыщения магнитной цепи k_s .
40. Индукция в зазоре B_g , Тл.
41. Воздушный зазор δ , мм.
42. Ток холостого хода I_0 , А.
43. Приведенный ток ротора I_2 , А.
44. Относительный эксцентриситет воздушного зазора e .
45. Радиальная нагрузка на подшипник F_r , Н.
46. Коэффициент насыщения зубцов k_{sz} .
47. Диаметр шарика подшипника d_k , мм.
48. Коэффициент мощности $\cos\varphi$.
49. Предельная частота, до которой рассчитывается вибрация f_m , Гц.
50. Критическая скорость вращения ротора n_{kr} , об/мин.
51. Признак материала станины.
52. Число фаз m .
53. Число слоев k_{s1} .
54. Коэффициент зонности k_z .

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Условия расчета.
3. Коэффициент вида взаимодействия высших гармоник k_5 .
Примечание. Коэффициент k_5 принимает значения от 1 до 6 в зависимости от вида взаимодействующих гармоник (табл. 17).
4. Номер статорной гармоники k_1 .
5. Номер роторной гармоники k_2 .
6. Порядок силовой волны r .
7. Порядок статорной гармоники v .
8. Порядок роторной гармоники μ .

9. Частота силовой волны f_0 , Гц.
10. Жесткость статора k_{a1} , Н/мм².
11. Собственные частоты (для высших гармоник), ближайшие к частоте силовой волны f_r , Гц.
12. Амплитуда индукции статорной гармоники B_v , Тл.
13. Амплитуда индукции роторной гармоники B_μ , Тл.
14. Амплитуда деформации A , мм.
15. Уровень виброускорения x_b , дБ.
16. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики шумомера $A L_b$, дБ.
17. Частота низкочастотной силовой волны от эксцентриситета f_{0e} , Гц.
18. Жесткость ротора при первом порядке k_b , Н/мм.
19. Корректированный уровень звука магнитного шума L_{1d} , дБА.
20. Данные для расчета подшипниковых вибраций, Гц.

Таблица 17

| Значение k_s | Вид роторной гармоники μ | Вид статорной гармоники ν | Условия расчета данного вида взаимодействия |
|----------------|-------------------------------------|-------------------------------|---------------------------------------------|
| 1 | зубцовая μ_1 | зубцовая ν_z | считается всегда |
| 2 | | незубцовая ν_1 | |
| 3 | от насыщения магнитной цепи μ_s | зубцовая ν_z | считается, если $k_s \geq 1,3$ |
| 4 | | незубцовая ν_1 | |
| 5 | от эксцентриситета μ_e | зубцовая ν_z | считается, если $e \geq 0,3$ |
| 6 | | незубцовая ν_1 | |

Порядок статорных и роторных гармоник поля

1. Число пазов статора на полюс и фазу:

$$q = \frac{z_1}{2mp},$$

$$\frac{c_q}{d_q} = q \frac{k_{sl}}{k_z} - \text{несократимая дробь.}$$

При целом q , $d_q = 1$, тогда $\tilde{c}_q = q$.

2. Номер зубцовой статорной гармоники:

$$k_1 = \pm 1, \pm 2, \dots, \pm (3c_q + 1).$$

3. Порядок зубцовой статорной гармоники:

$$\nu_1 = \frac{k_z m}{d_q} k_1 + 1,$$

где $|k_1| \neq \frac{2c_q}{k_{sl}} t$, $t = 1, 2, 3$.

4. Предельный номер зубцовой статорной гармоники

$$k_{1m} = \frac{2f + f_m}{z_2 f} p.$$

5. Порядок зубцовой статорной гармоники:

$$v_z = \frac{z_1}{p} k_1 + 1,$$
$$k_1 = \pm 1, \pm 2, \dots \pm k_{1m}.$$

6. Порядок зубцовой роторной гармоники, вызванной основной гармоникой,

$$\mu_1 = \frac{z_2}{p} k_2 + 1,$$
$$k_2 = \pm 1, \pm 2, \dots \pm k_{1m}.$$

7. Порядок роторной гармоники, вызванной насыщением магнитной цепи,

$$\mu_s = \frac{z_2}{p} k_2 + 3,$$
$$k_2 = \pm 1, \pm 2.$$

Гармоники по п. 7 рассчитываются при $k_s \geq 1, 3$.

8. Порядок роторной гармоники, вызванной эксцентриситетом воздушного зазора,

$$\mu_e = \frac{z_2}{p} k_2 + 1 + \frac{1}{p} \quad \text{для } p=1,$$
$$\mu_e = \frac{z_2}{p} k_2 + 1 \pm \frac{1}{p} \quad \text{для } p>1,$$
$$k_2 = \pm 1, \pm 2.$$

Примечание. Гармоники по п. 8 рассчитываются при $e \geq 0,3$.

9. Максимальный порядок силовой волны

$$r_m = 8 \quad \text{при } 2p < 8,$$
$$r_m = 2p \quad \text{при } 2p \geq 8.$$

10. Порядки силовых волн определяются как наименьшие по абсолютной величине из вычисленных по формуле

$$r = |\mu \pm \nu| p .$$

Ограничение. Для дальнейшего расчета выбираются все случаи взаимодействия гармоник, создающих нулевой (если он имеется) и два других наименьших порядка силовых волн (но не выше r_m).

11. Частоты силовых волн, Гц,

$$f_0 = f \left[\frac{z_2 k_2}{p} (1 - S_n) + 2k + 1 \pm 1 \right] .$$

Знак ± 1 соответствует знаку при определении порядка силовых волн. При расчете взаимодействий статорных гармоник с роторными по п.7 $k = 1$. В остальных случаях $k = 0$.

12. Порядок низкочастотной силовой волны при эксцентриситете

$$r = 1 .$$

13. Частота низкочастотной силовой волны при вращающемся эксцентриситете

$$f_{0e} = f \frac{(1 - S_n)}{p} .$$

14. Порядок силовой волны от основной гармоники $r = 2p$.

15. Частота силовой волны от основной гармоники $f_0 = 2f$.

Жесткости статора и корпуса (на единицу длины)

Собственные частоты

Расчеты проводятся для всех порядков колебаний от нулевого до максимального r_m .

16. Эквивалентная толщина статора - корпуса, мм,

$$h_{gi} = h_{j1} + h_g \sqrt[3]{\frac{E_2 l_k}{E_1 l_i}} .$$

17. Эквивалентный радиус статора - корпуса, мм,

$$R_{1g} = \frac{D_{i1} + 2h_{az1} + h_{gi}}{2} .$$

18. Средний радиус яра статора, мм,

$$R_{j1} = \frac{D_{a1} - h_{j1}}{2} .$$

19. Средний радиус корпуса, мм,

$$R_g = \frac{D_{a1} + h_g}{2} .$$

20. Жесткость статора для нулевого порядка ($r = 0$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}}{R_{1g}} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}}{R_{j1}} + \frac{E_2 h_g l_k}{R_g l_i} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}}{R_{j1}} \quad (\text{ISP}=3).$$

21. Жесткость статора для второго порядка ($r = 2$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}^3}{12 R_{1g}^3} \quad (\text{ISP}=1;2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} \quad (\text{ISP}=3).$$

22. Жесткость статора для порядков выше второго ($r > 2$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}^3}{12 R_{1g}^3} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} + \frac{E_2 h_g^3 l_k}{12 R_g^3 l_i} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} \quad (\text{ISP}=3).$$

23. Жесткость вала, Н/мм,

$$k_w = 0,6 \cdot 10^5 l_i \left(\frac{D_w}{l_i} \right)^4, \text{ если } n_{kr} \text{ не задано;}$$

$$k_w = \frac{4\pi^2 n_{kr}^2}{3600} G_a, \text{ если } n_{kr} \text{ задано.}$$

24. Радиальная жесткость опоры с шарикоподшипником, Н/мм,

$$k_k = 0,448 \cdot 10^4 F_r^{1/3} d_k^{1/3}.$$

25. Жесткость ротора при первом порядке ($r = 1$), Н/мм,

$$k_h = \frac{2k_w k_k}{k_w + 2k_k}.$$

26. Приведенная плотность сердечника статора

$$\rho_a = \frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j} \rho_1 h_{j1} 10^{-3}.$$

Приведенная плотность корпуса

$$\rho_{k1} = \rho_k h_g 10^{-3}.$$

27. Собственная частота нулевого порядка ($r = 0$), Гц,

$$f_r = \frac{8,1 \cdot 10^5}{R_{1g} \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1} + \rho_k R_g}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

28. Собственная частота второго порядка ($r = 2$), Гц,

$$f_r = \frac{6,25 \cdot 10^5 h_{gj}}{R_{1g}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=1;2),$$

$$f_r = \frac{6,25 \cdot 10^5 h_{j1}}{R_{j1}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

29. Собственные частоты порядков выше второго ($r > 2$), Гц,

$$f_r = \frac{2,34 \cdot 10^5 h_{gj}}{R_{1g}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$f_r = \frac{r(r^2-1)}{\sqrt{r^2+1}} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1} + \rho_k R_g}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{r(r^2-1)}{\sqrt{r^2+1}} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

30. Собственная частота первого порядка ($r = 1$), Гц,

$$f_r = 5 \sqrt{\frac{Gk_h}{G_a(G - G_a)}}.$$

31. Выбор взаимодействия для дальнейшего расчета.

Проводится сравнение частот силовых волн, отобранных в пп. 10 и 11 с собственными частотами из пп. 27-30, на наличие резонанса колебаний, т.е.

$$0,8 \leq |f_0 / f_r| \leq 1,3.$$

При этом каждая из частот силовых волн, кроме f_0 при $r=1$, сравнивается с частотой собственных колебаний любого порядка за исключением первого. При наличии силовых волн первого порядка их частоты сравниваются только с собственными частотами первого порядка.

Для дальнейших расчетов оставляются взаимодействия гармоник, дающие следующие порядки силовых волн:

- нулевой порядок - только в случае возникновения резонанса колебаний;
- минимальный порядок - независимо от резонанса;
- порядок, следующий за минимальным, - в случае резонанса, а при участии эксцентриситета - независимо от резонанса.

Порядок собственной частоты, соответствующий резонансу колебаний, обозначается r_r . В случае резонанса фиксируется собственная частота порядка r_r . При его отсутствии - собственная частота того же порядка, что и силовая волна.

Амплитуды гармоник поля

32. Обмоточный коэффициент при d_q - четном и $k_z = 2$

$$k_{wv} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{k_z m}\right)}{c_q \cos\left(v \frac{\pi}{k_z m c_q} d_q y_i\right)} \sin\left(\frac{y_1 p}{z_1} v \pi\right),$$

где $y_i = \frac{1 + mc_q g}{d_q}$;

при d_q - нечетном или d_q - четном и $k_z=1$

$$k_{wv} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{k_z m}\right)}{c_q \sin\left(v \frac{\pi}{k_z m c_q} d_q y_i\right)} \sin\left(\frac{y_i p}{z_1} v \pi\right),$$

где $y_i = \frac{1 + k_z m c_q g}{d_q}$, g - любое число (целое), при котором y_i - целое число.

33. Коэффициент скоса для расчета изгибных колебаний

$$k_x = \frac{\sin\left(\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_2} \beta_2\right)}{\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_2} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0,$$

$$k_x = 1 \quad \text{при } \beta_2 = 0.$$

34. Коэффициент скоса для расчета крутильных колебаний

$$k_{x\tau} = \frac{\cos\left(\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_2} \beta_2\right) - k_x}{\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_2} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0,$$

$$k_{x\tau} = 0 \quad \text{при } \beta_2 = 0.$$

35. Коэффициент удельной проводимости статора

$$\lambda_a = \lambda_{i1} \lambda_{t1},$$

где $\lambda_{i1} = \frac{1 + k_{\lambda 1}^2 - 2k_{\lambda 1}}{2(1 + k_{\lambda 1}^2)}$; $k_{\lambda 1} = \frac{b_{ac1}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{ac1}}{2\delta}\right)^2}$,

$$\lambda_{t1} = \frac{1}{|k_1|} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(\left|k_1\right| \frac{b_{ac1}}{t_1}\right)^2} \right] \sin\left(1,6\pi \left|k_1\right| \frac{b_{ac1}}{t_1}\right).$$

Коэффициент удельной проводимости ротора:

$$\lambda_2 = \lambda_{t2} \lambda_{t2},$$

где $\lambda_{t2} = \frac{1 + k_{\lambda 2}^2 - 2k_{\lambda 2}}{2(1 + k_{\lambda 2}^2)}$; $k_{\lambda 2} = \frac{b_{ac2}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{ac2}}{2\delta}\right)^2}$;

$$\lambda_{t2} = \frac{1}{|k_2|} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(\left|k_2\right| \frac{b_{ac2}}{t_2}\right)^2} \right] \sin \left(1,6\pi \left|k_2\right| \frac{b_{ac2}}{t_2} \right).$$

36. Амплитуда незубцовой гармоники статора

$$B_v = \frac{1}{v} \frac{k_{wv}}{k_{w1}} k_s \frac{I_1}{I_0} B_g,$$

где $k_{w1} = k_{wv}$ при $v = 1$.

37. Амплитуда зубцовой гармоники статора

$$B_{vz} = B_g \sqrt{b_{1w}^2 - 2b_{1w}b_{1z} \sin \varphi + b_{1z}^2},$$

где $b_{1w} = \frac{1}{v} \frac{k_{wv}}{k_{w1}} k_s \frac{I_1}{I_0}$, $k_{w1} = k_w$ при $v = 1$,

$$b_{1z} = \frac{k_{g1} \lambda_a}{2} (-1)^{k_1 \left(\frac{z_1}{2p} - y_1 + 1\right)}.$$

38. Амплитуда зубцовой гармоники ротора

$$B_\mu = B_g \sqrt{b_{2w}^2 + b_{2z}^2},$$

где $b_{2w} = \frac{1}{\mu} k_s \frac{I_2}{I_0}$, $b_{2z} = \frac{k_{g2} \lambda_2}{2}$.

Для закрытых пазов в режиме холостого хода принять $I_2 = I_0$.

39. Амплитуда роторной гармоники от насыщения

$$B_{\mu s} = \frac{3}{\mu} B_g \frac{1 - k_{sz}}{3k_{sz}} \frac{I_2}{I_0}.$$

Для режима холостого хода $B_{\mu s} = \frac{\lambda_2 k_{g2}}{2} \frac{1 - k_{sz}}{3k_{sz}} B_g$.

40. Амплитуда роторной гармоники от эксцентриситета

$$B_{\mu e} = B_{\mu} \frac{e}{2}.$$

Амплитуды деформаций. Виброускорение

41. Коэффициент динамичности

при отсутствии резонанса $k_d = \frac{1}{1 - \left(\frac{f_0}{f_r}\right)^2},$

где f_r - собственная частота порядка r ;

при наличии резонанса $k_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_0}{f_r}\right)^2\right]^2 + \left(2\Delta \frac{f_0}{f_r}\right)^2}}, \quad 2\Delta \cong 0,1,$

где f_r - собственная частота порядка r .

42. Амплитуда деформаций от основной гармоники

$$A_r = B_g^2 10^{-1} \frac{D_{i1}}{(4p^2 - 1)^2 k_{a1}}.$$

43. Амплитуда деформации от высших гармоник:

при отсутствии резонанса или в случае резонанса при $r = r_r$

$$A_r = \left| 2B_v B_{\mu} k_x \frac{10^{-1} D_{i1}}{(r^2 - 1)^2} \frac{k_d}{k_{a1}} \right|;$$

при наличии резонанса

$$A_r = \left| 2B_v B_{\mu} k_x \frac{10^{-1} D_{i1}}{(r_r^2 - 1)^2} \frac{k_d}{k_{a1}} k_{rp} \right|, \text{ при } r > r_r;$$

$$A_r = 2B_v B_{\mu} k_x 10^{-1} D_{i1} \sqrt{\left[\frac{k_d k_{rp}}{k_{a1} (r_r^2 - 1)^2} \right]^2 + \left[\frac{k_d}{k_{a1} (r^2 - 1)^2} \right]^2}, \text{ при } r < r_r,$$

где k_{rp} принимается по табл. 18.

Примечание. В первом слагаемом подкоренного выражения k_d , k_{a1} соответствует порядку r_r , во втором - порядку r силовой волны.

Таблица 18

| r_r | r | | | | | | | | | | | |
|-------|-------------------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 0 | 1 | 10 | 5 | 1 | 0,5 | 0,35 | 0,2 | 0,1 | 0,03 | 0,01 | 0,003 | 0,001 |
| 2 | $1 \cdot 10^{-3}$ | 1 | 0,13 | 0,08 | 0,063 | 0,059 | 0,051 | 0,049 | 0,046 | 0,045 | 0,043 | 0,04 |
| 3 | 0,02 | 0,71 | 1 | 0,23 | 0,22 | 0,215 | 0,215 | 0,21 | 0,2 | 0,19 | 0,18 | 0,16 |
| 4 | 0,1 | 0 | 0,35 | 1 | 0,316 | 0,37 | 0,395 | 0,46 | 0,46 | 0,47 | 0,48 | 0,49 |
| 5 | 0,5 | 0 | 0 | 0,25 | 1 | 0,38 | 0,5 | 0,58 | 0,71 | 0,8 | 0,83 | 0,85 |
| 6 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0,21 | 1 | 0,42 | 0,62 | 0,75 | 0,85 | 0,9 | 0,92 |
| 7 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,19 | 1 | 0,46 | 0,71 | 0,9 | 0,91 | 0,93 |
| 8 | 9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,17 | 1 | 0,48 | 0,75 | 0,81 | 0,85 |
| 9 | 11 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0,18 | 1 | 0,5 | 0,52 | 0,55 |

44. Амплитуда деформации при $r = 1$ или $r_r = 1$, мм,

$$A_r = 13 B_v B_\mu k_x 10^{-1} D_{il} l_i \frac{k_d}{k_h} \frac{G_a}{G}.$$

45. Амплитуда крутильных колебаний, мм,

$$A_\tau = \sqrt{3} \frac{4 B_v B_\mu R_{j1}^2 10^{-1} k_{x\tau}}{E_1 h_{j1} (1 + k_\tau)},$$

$$k_\tau = 1,4 \left(\frac{h_{gj}}{l_i} \right)^2 r^2.$$

46. Суммарная амплитуда деформаций от высших гармоник на частоте f_0

$$A = \sqrt{A_r^2 + A_\tau^2}.$$

47. Амплитуда деформации от низкочастотной силовой волны при эксцентриситете воздушного зазора, мм,

$$A_r = D_{il} l_i 10^{-1} \frac{k_e}{k_h} \frac{G_a}{G}.$$

Примечание. k_e определяется по табл. 19 в зависимости от числа параллельных ветвей a .

Таблица 19

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|---|---|------|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| <i>a</i> | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| <i>k_e</i> | 1 | 1 | 0,74 | 0,5 | 0,35 | 0,25 | 0,19 | 0,15 | 0,11 | 0,09 | 0,07 |

48. Эффективное значение составляющих виброускорения на корпусе, дБ,

$$x_k = 20 \lg \frac{2,79 |f_0^2| A}{3 \cdot 10^{-2}}.$$

Уровни шума

49. Уровень звукового давления составляющей спектра магнитного шума на расстоянии 1 м, дБ,

$$L_1 = 20 \lg \left(\frac{D_k}{2} |f_0| A \right) - L_{p2} - L_{p3} - 20 \lg (l_i 10^{-3} + 1) + 68,$$

L_{p2} по табл. 20 в зависимости от r или r_r и $\gamma = \arctg \frac{D_k}{l_k}$,

L_{p3} по табл. 21 в зависимости от r или r_r и $k_L = 0,91 \cdot 10^{-5} |f_0| D_k$.

50. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики Δ шумомера, дБА,

$$L_i = L_1 - \Delta,$$

Δ - определяется по табл. 22 в зависимости от частоты f_0 .

51. Корректированный общий уровень звука магнитного шума, дБА,

$$L_{1d} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_i},$$

n - число составляющих шума от высших гармоник.

Результирующие вибрации и шума

52. При наличии нескольких составляющих вибрации и шума в полосе 1/3 октавы результирующая амплитуда деформации

$$A = \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2} .$$

Результирующие уровни виброускорения вычисляются по выражению п. 48, в которое подставляется результирующая амплитуда деформации и средняя частота 1/3 октавной полосы.

Результирующий скорректированный уровень звука магнитного шума определяется по выражению п. 51, в котором производится суммирование всех составляющих в данной полосе 1/3 октавы.

Таблица 20

| γ | r | | | | | | | | | | | | |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 40 | 9,32 | 7,73 | 6,93 | 6,43 | 6,09 | 5,84 | 5,65 | 5,51 | 5,40 | 5,32 | 5,25 | 5,2 | 5,17 |
| 45 | 8,34 | 6,80 | 6,05 | 5,59 | 5,28 | 5,07 | 4,92 | 4,81 | 4,74 | 4,69 | 4,66 | 4,66 | 4,65 |
| 50 | 7,48 | 5,99 | 5,28 | 4,87 | 4,61 | 4,44 | 4,33 | 4,26 | 4,22 | 4,20 | 4,20 | 4,22 | 4,26 |
| 55 | 6,71 | 5,28 | 4,62 | 4,26 | 4,04 | 3,91 | 3,84 | 3,81 | 3,80 | 3,82 | 3,85 | 3,9 | 3,96 |
| 60 | 6,02 | 4,64 | 4,05 | 3,73 | 3,56 | 3,48 | 3,45 | 3,45 | 3,48 | 3,53 | 3,59 | 3,63 | 3,72 |
| 65 | 5,40 | 4,08 | 3,54 | 3,28 | 3,16 | 3,12 | 3,13 | 3,17 | 3,23 | 3,31 | 3,39 | 3,5 | 3,59 |
| 70 | 4,83 | 3,59 | 3,11 | 2,90 | 2,83 | 2,83 | 2,88 | 2,95 | 3,04 | 3,14 | 3,25 | 3,33 | 3,4 |
| 75 | 4,31 | 3,14 | 2,73 | 2,58 | 2,55 | 2,60 | 2,68 | 2,78 | 2,90 | 3,03 | 3,15 | 3,25 | 3,37 |
| 80 | 3,84 | 2,74 | 2,40 | 2,30 | 2,33 | 2,41 | 2,53 | 2,66 | 2,80 | 2,94 | 3,08 | 3,2 | 3,26 |
| 85 | 3,41 | 2,39 | 2,11 | 2,07 | 2,14 | 2,26 | 2,41 | 2,57 | 2,73 | 2,88 | 3,04 | 3,07 | 3,15 |
| 90 | 3,01 | 2,08 | 1,86 | 1,88 | 1,99 | 2,15 | 2,32 | 2,50 | 2,67 | 2,85 | 3,01 | 3,1 | 3,17 |
| 100 | 2,31 | 1,56 | 1,48 | 1,59 | 1,78 | 2,00 | 2,21 | 2,42 | 2,62 | 2,80 | 2,90 | 3,0 | 3,1 |
| 110 | 1,73 | 1,15 | 1,20 | 1,41 | 1,66 | 1,92 | 2,16 | 2,39 | 2,60 | 2,79 | 2,97 | 3,1 | 3,2 |
| 120 | 1,25 | 0,85 | 1,02 | 1,30 | 1,60 | 1,88 | 2,14 | 2,37 | 2,59 | 2,79 | 2,97 | 3,1 | 3,2 |
| 130 | 0,85 | 0,64 | 0,90 | 1,24 | 1,57 | 1,86 | 2,13 | 2,37 | 2,59 | 2,79 | 2,97 | 3,1 | 3,2 |
| 140 | 0,54 | 0,49 | 0,84 | 1,21 | 1,55 | 1,86 | 2,13 | 2,37 | 2,59 | 2,79 | 2,97 | 3,1 | 3,2 |
| 150 | 0,30 | 0,40 | 0,81 | 1,20 | 1,55 | 1,86 | 2,13 | 2,37 | 2,59 | 2,79 | 2,97 | 3,1 | 3,2 |
| 160 | 0,13 | 0,36 | 0,79 | 1,20 | 1,55 | 1,86 | 2,13 | 2,37 | 2,59 | 2,79 | 2,97 | 3,1 | 3,2 |

Таблица 21

| k_L | r | | | | | | | | | | | | |
|-------|------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|------|------|
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 0,5 | 6,99 | 18,33 | 37,26 | 59,75 | 84,60 | 111,28 | 139,45 | 168,90 | 170 | 200 | 200 | 200 | 200 |
| 1 | 3,01 | 6,99 | 19,49 | 35,98 | 54,77 | 75,39 | 97,52 | 120,93 | 145,45 | 170,25 | 170 | 200 | 200 |
| 1,5 | 1,60 | 2,53 | 9,54 | 22,37 | 37,62 | 54,66 | 73,22 | 93,07 | 114,03 | 135,99 | 158,83 | 170 | 170 |
| 2 | 0,97 | 0,97 | 3,67 | 13,01 | 25,73 | 40,23 | 56,22 | 73,52 | 91,94 | 111,36 | 131,67 | 152 | 170 |
| 2,5 | 0,64 | 0 | 0,94 | 6,30 | 20,96 | 29,29 | 43,29 | 58,58 | 75,01 | 92,44 | 110,78 | 130 | 150 |
| 3 | 0 | 0 | 0 | 2,04 | 9,75 | 20,61 | 32,97 | 46,6 | 61,39 | 77,17 | 93,88 | 110 | 130 |
| 3,5 | 0 | 0 | 0 | 0,03 | 4,42 | 13,50 | 24,48 | 36,71 | 50,07 | 64,46 | 79,76 | 95 | 110 |
| 4 | 0 | 0 | 0 | -0,63 | 1,01 | 7,67 | 17,34 | 28,36 | 40,49 | 53,64 | 67,72 | 80 | 93 |
| 4,5 | 0 | 0 | 0 | -0,76 | -0,59 | 3,16 | 11,27 | 21,21 | 32,24 | 44,29 | 57,28 | 70 | 80 |
| 5 | 0 | 0 | 0 | -0,72 | -1,09 | 0,28 | 6,18 | 15,01 | 25,08 | 36,13 | 48,12 | 60 | 70 |
| 5,5 | 0 | 0 | 0 | -0,65 | -1,14 | -1,06 | 2,23 | 9,62 | 18,78 | 28,95 | 40,03 | 50 | 62 |
| 6 | 0 | 0 | 0 | 0 | -1,06 | -1,45 | -0,28 | 5,04 | 13,22 | 22,57 | 32,82 | 43 | 55 |
| 6,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,94 | -1,46 | -1,43 | 1,50 | 8,31 | 16,88 | 26,37 | 36 | 47 |
| 7 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,83 | -1,34 | -1,75 | -0,72 | 4,13 | 11,78 | 20,57 | 30 | 41 |
| 7,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,72 | -1,19 | -1,72 | -1,73 | 0,92 | 7,25 | 15,33 | 24 | 34 |
| 8 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,64 | -1,06 | -1,58 | -2,00 | -1,09 | 3,39 | 10,60 | 16 | 24 |
| 8,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,57 | -0,93 | -1,42 | -1,96 | -1,99 | 0,43 | 6,37 | 11 | 19 |
| 9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,83 | -1,26 | -1,80 | -2,22 | -1,40 | 2,76 | 8 | 13 |
| 9,5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,74 | -1,13 | -1,62 | -2,16 | -2,22 | 0,02 | 2 | 6 |
| 10 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,66 | -1,01 | -1,45 | -1,99 | -2,42 | -1,66 | 0 | 2 |
| 11 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,82 | -1,17 | -1,62 | -2,17 | -2,59 | -2 | -1,7 |
| 12 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,67 | -0,96 | -1,32 | -1,78 | -2,32 | -2,7 | -2,4 |
| 14 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,68 | -0,92 | -1,22 | -1,60 | -2,2 | -2,6 |
| 16 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,68 | -0,89 | -1,14 | -1,5 | -2,0 |
| 20 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | -0,53 | -0,67 | -0,9 | -1,2 |
| 25 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Таблица 22

| f_0 , Гц | Δ , дБ | f_0 , Гц | Δ , дБ |
|------------|---------------|------------|---------------|
| 63 | -26,2 | 1000 | 0 |
| 80 | -22,5 | 1250 | 0,6 |
| 100 | -19,1 | 1600 | 1,0 |
| 125 | -16,1 | 2000 | 1,2 |
| 160 | -13,4 | 2500 | 1,3 |
| 200 | -10,9 | 3150 | 1,2 |
| 250 | -8,6 | 4000 | 1,0 |
| 315 | -6,6 | 5000 | 0,5 |
| 400 | -4,8 | 6300 | -0,1 |
| 500 | -3,2 | 8000 | -1,1 |
| 630 | -1,9 | 10000 | -1,5 |
| 800 | -0,8 | | |

Однофазный конденсаторный двигатель

Условия расчета

1. Исполнение IP-44 с алюминиевым корпусом, ISP = 1.
2. Исполнение IP-44 с чугунным или стальным корпусом ISP = 2.
3. Коэффициент насыщения меньше или больше 1,3 ($k_s < 1,3$); ($k_s \geq 1,3$).
4. Относительный эксцентриситет воздушного зазора меньше ($e < 0,3$) или больше 0,3 ($e \geq 0,3$).
5. Целое число пазов на полюс и фазу. Дробное число пазов на полюс и фазу.
6. Исполнение IP-23, ISP = 3.

Исходные данные

1. Номинальная мощность P , кВт.
2. Частота сети f , Гц.
3. Фазовое напряжение U , В.
4. Номинальный фазовый ток статора I_1 , А.
5. Скольжение при номинальной нагрузке S_n .
6. Число пар полюсов основного поля p .
7. Внешний диаметр сердечника статора D_{a1} , мм.
8. Внутренний диаметр сердечника статора D_{i1} , мм.
9. Длина сердечника статора l_b , мм.
10. Число пазов статора z_1 .
11. Пазовое деление статора t_1 , мм.

12. Ширина шлица паза статора b_{ac1} , мм.
13. Высота паза статора h_{az1} , мм.
14. Ширина зубца статора средняя b_{z1} , мм.
15. Число пазов ротора z_2 .
16. Зубцовое деление ротора t , мм.
17. Ширина шлица паза ротора b_{ac2} , мм.
18. Высота спинки статора h_{j1} , мм.
19. Масса ярма G_j , кг.
20. Масса зубцов статора G_{z1} , кг.
21. Расчетный вес меди G_w , кг.
22. Плотность материала сердечника статора ρ_1 , кг/мм³.
23. Плотность материала корпуса ρ_k , кг/мм³.
24. Внутренний диаметр сердечника ротора D_w , мм.
25. Толщина корпуса h_g , мм.
26. Число параллельных ветвей обмоток статора a .
27. Суммарная масса корпуса, статора с обмоткой и подшипниковых щитов G_k , кг.
28. Модуль упругости сердечника статора E_1 , Н/мм².
29. Длина корпуса (станины) l_k , мм.
30. Наружный диаметр корпуса D_k , мм.
31. Модуль упругости материала корпуса E_2 , Н/мм².
32. Масса ротора G_a , кг.
33. Масса машины G , кг.
34. Скос пазов в долях пазового деления ротора β_2 .
35. Число пазов статора на полюс и фазу (для справки) q .
36. Шаг обмотки в долях пазового деления y_1 .
37. Коэффициент воздушного зазора (Картера) для статора k_{g1} .
38. Коэффициент воздушного зазора (Картера) для ротора k_{g2} .
39. Коэффициент насыщения магнитной цепи k_g .
40. Индукция в зазоре B_g , Тл.
41. Воздушный зазор δ , мм.
42. Ток холостого хода I_0 , А.
43. Приведенный ток ротора I_2 , А.
44. Относительный эксцентриситет воздушного зазора e .
45. Радиальная нагрузка на подшипник F_r , Н.
46. Коэффициент насыщения зубцов k_{gz} .
47. Диаметр шарика подшипника d_k , мм.
48. Коэффициент мощности $\cos\varphi$.

49. Предельная частота, до которой рассчитывается вибрация f_m , Гц.
50. Критическая скорость вращения ротора n_{kr} , об/мин.
51. Признак материала станины.
52. Расстояние от центра вращения до точки измерения вибрации R , мм.
53. Напряжение гармоник прямой последовательности U_1 , о.е.
54. Напряжение гармоник обратной последовательности U_2 , о.е.
55. Собственная частота амортизации подвески при испытаниях f_a , Гц.
56. Номинальный момент M_B , Н·мм.
57. Число фаз m .
58. Число слоев k_{sl} .
59. Коэффициент зонности k_z .

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Условия расчета.
3. Коэффициент вида взаимодействия высших гармоник k_5 .
Примечание. Коэффициент k_5 принимает значения от 1 до 6 в зависимости от вида взаимодействующих гармоник (табл. 16).
4. Номер статорной гармоники k_1 .
5. Номер роторной гармоники k_2 .
6. Порядок силовой волны r .
7. Порядок статорной гармоники v .
8. Порядок роторной гармоники μ .
9. Частота силовой волны f_0 , Гц.
10. Жесткость статора k_{a1} , Н/мм².
11. Собственные частоты (для высших гармоник, ближайшие к частоте силовой волны) f_r , Гц.
12. Амплитуда индукции статорной гармоники B_v , Тл.
13. Амплитуда индукции роторной гармоники B_μ , Тл.
14. Амплитуда деформации A , мм.
15. Уровень виброускорения x_b , дБ.
16. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики шумомера $A L_b$, дБ.
17. Частота низкочастотной силовой волны от эксцентриситета f_{0e} , Гц.
18. Жесткость ротора при первом порядке k_b , Н/мм.
19. Моменты и уровни виброускорения.
20. Скорректированный уровень звука магнитного шума L_{1d} , дБА.
21. Данные для расчета подшипниковых вибраций, Гц.

Порядок статорных и роторных гармоник поля

1. Число пазов статора на полюс и фазу

$$q = \frac{z_1}{2mp},$$

$$\frac{c_q}{d_q} = q \frac{k_{sl}}{k_z} - \text{несократимая дробь,}$$

при целом q , $dq = 1$, тогда $cq = q$.

2. Номер незубцовой статорной гармоники

$$k_1 = \pm 1, \pm 2, \dots \pm (3c_q + 1).$$

3. Порядок незубцовой статорной гармоники

$$v_1 = \frac{k_z m}{d_q} k_1 + 1,$$

где $|k_1| \neq \frac{2c_q}{k_{sl}} t$, $t = 1, 2, 3$.

4. Предельный номер зубцовой статорной гармоники

$$k_{1m} = \frac{2f + f_m}{z_2 f} p.$$

Примечание. При расчете вибрации рекомендуется $f_m = 2000$ Гц, при расчете шума $f_m = 8000$ Гц.

5. Порядок зубцовой статорной гармоники

$$v_z = \frac{z_1}{p} k_1 + 1,$$

$$k_1 = \pm 1, \pm 2, \dots \pm k_{1m}.$$

6. Порядок зубцовой роторной гармоники, вызванной основной гармоникой,

$$\mu_1 = \frac{z_2}{p} k_2 + 1,$$

$$k_2 = \pm 1, \pm 2, \dots \pm k_{1m}.$$

7. Порядок роторной гармоники, вызванной насыщением магнитной цепи,

$$\mu_s = \frac{z_2}{p} k_2 + (2k_3 + 1), \quad k_2 = \pm 1, \pm 2, \quad k_3 = 1; 2; 3.$$

Примечание. Гармоники по п.7 рассчитываются при $k_s \geq 1,3$.

8. Порядок роторной гармоники, вызванной эксцентриситетом воздушного зазора,

$$\mu_e = \frac{z_2}{p} k_2 + 1 + \frac{1}{p} \quad \text{для } p=1,$$

$$\mu_e = \frac{z_2}{p} k_2 + 1 \pm \frac{1}{p} \quad \text{для } p>1,$$

$$k_2 = \pm 1, \pm 2.$$

Примечание. Гармоники по п. 8 рассчитываются при $e \geq 0,3$.

9. Максимальный порядок силовой волны

$$r_m = 8 \quad \text{при } 2p < 8,$$

$$r_m = 2p \quad \text{при } 2p \geq 8.$$

10. Порядки силовых волн определяются как наименьшие по абсолютной величине из вычисленных по формуле

$$r = |\mu \pm \nu| p.$$

Ограничение. Для дальнейшего расчета выбираются все случаи взаимодействия гармоник, создающих нулевой (если он имеется) и два других наименьших порядка силовых волн (но не выше r_m).

11. Частоты силовых волн, Гц,

$$f_0 = f \left[\frac{z_2 k_2}{p} (1 - S_n) + 2k_3 + 1 \pm 1 \right].$$

Знак ± 1 соответствует знаку при определении порядка силовых волн. При расчете взаимодействий статорных гармоник с роторными по п.7 $k_3 \neq 0$ и равно 1, 2, 3. В других случаях $k_3 = 0$.

12. Порядок низкочастотной силовой волны при эксцентриситете

$$r = 1.$$

13. Частота низкочастотной силовой волны при вращающемся эксцентриситете

$$f_{0e} = f \frac{(1 - S_n)}{p}.$$

14. Порядок силовой волны от основной гармоники

$$r = 2p.$$

15. Частота силовой волны от основной гармоники

$$f_0 = 2f.$$

**Жесткости статора и корпуса (на единицу длины).
Собственные частоты**

Расчеты проводятся для всех порядков колебаний от нулевого до максимального r_m .

16. Эквивалентная толщина статора - корпуса, мм,

$$h_{gj} = h_{j1} + h_g \sqrt[3]{\frac{E_2 l_k}{E_1 l_i}}.$$

17. Эквивалентный радиус статора - корпуса, мм,

$$R_{1g} = \frac{D_{i1} + 2h_{az1} + h_{gj}}{2}.$$

18. Средний радиус яра статора, мм,

$$R_{j1} = \frac{D_{a1} - h_{j1}}{2}.$$

19. Средний радиус корпуса, мм.

$$R_g = \frac{D_{a1} + h_g}{2}.$$

20. Жесткость статора для нулевого порядка ($r = 0$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}}{R_{1g}} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}}{R_{j1}} + \frac{E_2 h_g l_k}{R_g l_i} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}}{R_{j1}} \quad (\text{ISP}=3).$$

21. Жесткость статора для второго порядка ($r = 2$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}^3}{12 R_{1g}^3} \quad (\text{ISP}=1;2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} \quad (\text{ISP}=3).$$

22. Жесткость статора для порядков выше второго ($r > 2$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}^3}{12 R_{1g}^3} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} + \frac{E_2 h_g^3}{12 R_g^3} \frac{l_k}{l_i} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} \quad (\text{ISP}=3).$$

23. Жесткость вала, Н/мм,

$$k_w = 0,6 \cdot 10^5 l_i \left(\frac{D_w}{l_i} \right)^4, \text{ если } n_{kr} \text{ не задано;}$$

$$k_w = \frac{4\pi^2 n_{kr}^2}{3600} G_a, \text{ если } n_{kr} \text{ задано.}$$

24. Радиальная жесткость опоры с шарикоподшипником, Н/мм,

$$k_k = 0,448 \cdot 10^4 F_r^{1/3} d_k^{1/3}.$$

25. Жесткость ротора при первом порядке ($r = 1$), Н/мм,

$$k_h = \frac{2k_w k_k}{k_w + 2k_k}.$$

26. Приведенная плотность сердечника статора

$$\rho_a = \frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j} \rho_1 h_{j1} 10^{-3}.$$

Приведенная плотность корпуса

$$\rho_{k1} = \rho_k h_g 10^{-3}.$$

27. Собственная частота нулевого порядка ($r = 0$), Гц,

$$f_r = \frac{8,1 \cdot 10^5}{R_{1g} \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1} + \rho_k R_g}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

28. Собственная частота второго порядка ($r = 2$), Гц,

$$f_r = \frac{6,25 \cdot 10^5 h_{gj}}{R_{1g}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=1;2),$$

$$f_r = \frac{6,25 \cdot 10^5 h_{j1}}{R_{j1}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

29. Собственные частоты порядков выше второго ($r > 2$), Гц,

$$f_r = \frac{2,34 \cdot 10^5 h_{gj} r(r^2 - 1)}{R_{1g}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}} \sqrt{r^2 + 1}} \quad (\text{ISP}=1),$$

$$f_r = \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1} + \rho_k R_g}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

30. Собственная частота первого порядка ($r = 1$), Гц,

$$f_r = 5 \sqrt{\frac{Gk_h}{G_a(G - G_a)}}.$$

31. Выбор взаимодействия для дальнейшего расчета.

Проводится сравнение частот силовых волн, отобранных в пп. 10 и 11 с собственными частотами из пп.27-30 на наличие резонанса колебаний, т.е.

$$0,8 \leq |f_0 / f_r| \leq 1,3.$$

При этом каждая из частот силовых волн, кроме f_0 при $r=1$, сравнивается с частотой собственных колебаний любого порядка за исключением первого. При наличии силовых волн первого порядка их частоты сравниваются только с собственными частотами первого порядка.

Для дальнейших расчетов оставляются взаимодействия гармоник, дающие следующие порядки силовых волн:

- нулевой порядок - только в случае возникновения резонанса колебаний;
- минимальный порядок - независимо от резонанса;

– порядок, следующий за минимальным - в случае резонанса, а при участии эксцентриситета - независимо от резонанса.

Порядок собственной частоты, соответствующий резонансу колебаний, обозначается r_r .

В случае резонанса фиксируется собственная частота порядка r_r .

При его отсутствии - собственная частота того же порядка, что и силовая волна.

Амплитуды гармоник поля

32. Обмоточный коэффициент:

при d_q - четном и $k_z = 2$

$$k_{wv} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{k_z m}\right)}{c_q \cos\left(v \frac{\pi}{k_z m c_q} d_q y_i\right)} \sin\left(\frac{y_1 P}{z_1} v \pi\right),$$

где $y_i = \frac{1 + m c_q g}{d_q}$;

при d_q - нечетном или d_q - четном и $k_z = 1$

$$k_{wv} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{k_z m}\right)}{c_q \sin\left(v \frac{\pi}{k_z m c_q} d_q y_i\right)} \sin\left(\frac{y_1 P}{z_1} v \pi\right),$$

где $y_i = \frac{1 + k_z m c_q g}{d_q}$.

Примечание. g - любое число (целое), при котором y_i - целое число.

33. Коэффициент скоса для расчета изгибных колебаний

$$k_x = \frac{\sin\left(\left|\mu\right| \frac{P \pi}{z_2} \beta_2\right)}{\left|\mu\right| \frac{P \pi}{z_2} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0,$$

$$k_x = 1 \quad \text{при } \beta_2 = 0.$$

34. Коэффициент скоса для расчета крутильных колебаний

$$k_{x\tau} = \frac{\cos\left(\left|\mu\right|\frac{p\pi}{z_2}\beta_2\right) - k_x}{\left|\mu\right|\frac{p\pi}{z_2}\beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0,$$

$$k_{x\tau} = 0 \quad \text{при } \beta_2 = 0.$$

35. Коэффициент удельной проводимости статора

$$\lambda_a = \lambda_{i1}\lambda_{t1},$$

$$\text{где } \lambda_{i1} = \frac{1 + k_{\lambda 1}^2 - 2k_{\lambda 1}}{2(1 + k_{\lambda 1}^2)},$$

$$k_{\lambda 1} = \frac{b_{ac1}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{ac1}}{2\delta}\right)^2},$$

$$\lambda_{t1} = \frac{1}{|k_1|} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(\left|k_1\right|\frac{b_{ac1}}{t_1}\right)^2} \right] \sin\left(1,6\pi\left|k_1\right|\frac{b_{ac1}}{t_1}\right).$$

Коэффициент удельной проводимости ротора

$$\lambda_2 = \lambda_{i2}\lambda_{t2},$$

$$\text{где } \lambda_{i2} = \frac{1 + k_{\lambda 2}^2 - 2k_{\lambda 2}}{2(1 + k_{\lambda 2}^2)}, \quad k_{\lambda 2} = \frac{b_{ac2}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{ac2}}{2\delta}\right)^2},$$

$$\lambda_{t2} = \frac{1}{|k_2|} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(\left|k_2\right|\frac{b_{ac2}}{t_2}\right)^2} \right] \sin\left(1,6\pi\left|k_2\right|\frac{b_{ac2}}{t_2}\right).$$

36. Амплитуда незубцовой гармоники статора

$$B_v = \frac{1}{v} \frac{k_{wv}}{k_{w1}} k_s \frac{I_1}{I_0} B_g,$$

где $k_{w1} = k_{wv}$ при $v = 1$.

37. Амплитуда зубцовой гармоники статора

$$B_{vz} = B_g \sqrt{b_{1w}^2 - 2b_{1w}b_{1z} \sin \varphi + b_{1z}^2},$$

где $b_{1w} = \frac{1}{v} \frac{k_{wv}}{k_{w1}} k_s \frac{I_1}{I_0}$, $k_{w1} = k_w$ при $v=1$, $b_{1z} = \frac{k_g \lambda_a}{2} (-1)^{k_1} \left(\frac{z_1}{2p} - y_1 + 1 \right)$.

38. Амплитуда зубцовой гармоники ротора

$$B_{\mu} = B_g \sqrt{b_{2w}^2 + b_{2z}^2},$$

где $b_{2w} = \frac{1}{\mu} k_s \frac{I_2}{I_0}$, $b_{2z} = \frac{k_g \lambda_2}{2}$.

Примечание. Для закрытых пазов в режиме холостого хода принять $I_2 = I_0$.

39. Амплитуда роторной гармоники от насыщения

$$B_{\mu s} = \frac{1 - k_{sz}}{(2k_3 + 1)k_{sz}} B_{\mu},$$

где $k_3 = 1; 2; 3$ (п.7); B_{μ} соответствует k_2 .

40. Амплитуда роторной гармоники от эксцентриситета

$$B_{\mu e} = B_{\mu} \frac{e}{2}.$$

Амплитуды деформаций. Виброускорение

41. Коэффициент динамичности

при отсутствии резонанса $k_d = \frac{1}{1 - \left(\frac{f_0}{f_r} \right)^2}$,

где f_r - собственная частота порядка r ;

при наличии резонанса $k_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_0}{f_r} \right)^2 \right]^2 + \left(2\Delta \frac{f_0}{f_r} \right)^2}}$, $2\Delta \cong 0,1$.

42. Амплитуда деформаций от основной гармоники

$$A_r = B_g^2 \cdot 10^{-1} \frac{D_{i1}}{(4p^2 - 1)^2 k_{a1}}.$$

43. Амплитуда деформации от высших гармоник при отсутствии резонанса или в случае резонанса при $r = r_r$

$$A_r = \left| 2B_v B_\mu k_x \frac{10^{-1} D_{i1} k_d}{(r^2 - 1)^2 k_{a1}} \right|,$$

при наличии резонанса при $r > r_r$

$$A_r = \left| 2B_v B_\mu k_x \frac{10^{-1} D_{i1} k_d}{(r_r^2 - 1)^2 k_{a1}} k_{rp} \right|,$$

при $r < r_r$

$$A_r = 2B_v B_\mu k_x 10^{-1} D_{i1} \sqrt{\left[\frac{k_d k_{rp}}{k_{a1}(r_r^2 - 1)^2} \right]^2 + \left[\frac{k_d}{k_{a1}(r^2 - 1)^2} \right]^2},$$

где k_{rp} принимается по табл. 18.

Примечание. В первом слагаемом подкоренного выражения k_d, k_{a1} соответствует порядку r_r , во втором - порядку r силовой волны.

44. Амплитуда деформации при $r = 1$ или $r_r = 1$,

$$A_r = 13 B_v B_\mu k_x 10^{-1} D_{i1} l_i \frac{k_d}{k_h} \frac{G_a}{G}, \text{ мм.}$$

45. Амплитуда крутильных колебаний, мм,

$$A_\tau = \sqrt{3} \frac{4 B_v B_\mu R_{j1}^2 10^{-1} k_{x\tau}}{E_1 h_{j1} (1 + k_\tau)},$$

$$k_\tau = 1,4 \left(\frac{h_{gj}}{l_i} \right)^2 r^2.$$

46. Суммарная амплитуда деформаций от высших гармоник на частоте f_0

$$A = \sqrt{A_r^2 + A_\tau^2}.$$

47. Амплитуда деформации от низкочастотной силовой волны при эксцентриситете воздушного зазора, мм,

$$A_r = D_{i1} l_i 10^{-1} \frac{k_e G_a}{k_h G} .$$

Примечание. k_e определяется по табл. 19 в зависимости от числа параллельных ветвей a .

48. Эффективное значение составляющих виброускорения на корпусе, дБ,

$$x_k = 20 \lg \frac{2,79 |f_0^2| A}{3 \cdot 10^{-2}} .$$

Уровни шума

49. Уровень звукового давления составляющей спектра магнитного шума на расстоянии 1 м, дБ,

$$L_1 = 20 \lg \left(\frac{D_k}{2} |f_0| A \right) - L_{p2} - L_{p3} - 20 \lg (l_i 10^{-3} + 1) + 68 ,$$

L_{p2} по табл. 20 в зависимости от r или r_r и $\gamma = \arctg \frac{D_k}{l_k}$,

L_{p3} по табл. 21 в зависимости от r или r_r и $k_L = 0,91 \cdot 10^{-5} |f_0| D_k$.

50. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики Δ шумомера, дБА,

$$L_i = L_1 - \Delta ,$$

где Δ - определяется по табл. 21 в зависимости от частоты f_0 .

51. Корректированный общий уровень звука магнитного шума, дБА,

$$L_{1d} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_i} ,$$

где n - число составляющих шума от высших гармоник.

Результирующие вибрации и шума

52. При наличии нескольких составляющих вибрации и шума в полосе 1/3 октавы результирующая амплитуда деформации

$$A = \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2} .$$

Результирующие уровни виброускорения вычисляются по выражению п. 48, в которое подставляется результирующая амплитуда деформации и средняя частота 1/3 октавной полосы. Результирующий скорректированный уровень звука магнитного шума определяется по выражению п. 51, в котором производится суммирование всех составляющих в данной полосе 1/3 октавы.

Расчет вибрационных моментов

Рассчитываются вспомогательные величины:

$$C_3 = \frac{(k_{sz} - 1)}{3k_s}; \quad C_5 = \frac{(k_s - k_{sz})}{5k_s}; \quad C_7 = \frac{(k_{sz} - 1)}{7k_s};$$

$$C_9 = \frac{(k_s - k_{sz})}{9k_s}; \quad C_{11} = \frac{(k_{sz} - 1)}{11k_s}.$$

Вибрационные моменты:

на частоте $2f$ $M_2 = 0,705 U_1 U_2$;

на частоте $4f$ $M_4 = 0,1128 U_1 \sqrt{C_3^2 + C_5^2}$;

на частоте $6f$ $M_6 = 0,1128 U_2 \sqrt{C_3^2 + C_5^2}$;

на частоте $8f$ $M_8 = 0,032 U_1 \sqrt{C_7^2 + C_9^2}$;

на частоте $10f$ $M_{10} = 0,021 U_2 \sqrt{C_9^2 + C_{11}^2}$.

Момент инерции, Н·мм·с²,

$$J = \frac{G_k}{8} (D_k^2 - D_i^2) 10^{-4}.$$

Амплитуда виброускорения на частотах $2f, 4f, 6f, 8f, 10f$,

$$W_i = \frac{M_i M_B R}{J \left(\frac{f_0^2}{f_i^2} - 1 \right)}, \text{ мм/с}^2,$$

где M_i, f_i - момент и частота соответственно.

Уровень виброускорения, дБ,

$$x_{k(i)} = 20 \lg \frac{|W_i|}{\sqrt{2} \cdot 3 \cdot 10^{-1}}.$$

Машины постоянного тока

Настоящая методика может быть использована для расчета двигателей и генераторов постоянного тока.

Исходные данные

1. Номинальная мощность P_2 , кВт.
2. Индукция в воздушном зазоре B_a , Тл.
3. Число пар полюсов p .
4. Диаметр якоря D_i , мм.
5. Средний диаметр станины (магнитопровода) D_a , мм.
6. Длина якоря l_i , мм.
7. Длина станины l_a , мм.
8. Число пазов якоря z_2 .
9. Зубцовое деление якоря t_2 , мм.
10. Раскрытие паза якоря b_{sh} , мм.
11. Толщина станины (магнитопровода) h_a , мм.
12. Воздушный зазор d , мм.
13. Отношение зазора под краем полюса к зазору под серединой полюса d/d_n .
14. Полюсное деление t , мм.
15. Коэффициент полюсного перекрытия a_d .
16. Масса станины (магнитопровода) G_a , кг.
17. Масса главного полюса с обмоткой G_p , кг.
18. Масса якоря G_i , кг.
19. Общая масса машины G_m , кг.
20. Частота вращения ротора n , об/мин.
21. Относительный эксцентриситет ротора e .
22. Высота полюса h_p , мм.
23. Модуль упругости материала станины E , Н/мм².
24. Диаметр вала D_w , мм.
25. Диаметр шарика подшипника d_k , мм.
26. Радиальная нагрузка на подшипник F_{rmax} , Н.
27. Критическая частота вращения ротора n_{kr} , об/мин.
28. Скос пазов или полюсов в долях пазового деления якоря b_2 .

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Порядок силовой волны r .
3. Частота силовой волны f_0 , Гц.
4. Амплитуда k -й гармоники продольной силы F_r , Н.
5. Амплитуда k -й гармоники поперечной силы F_x , Н.
6. Амплитуда k -й гармоники момента M_y , Н·мм.

7. Жесткость статора k_{sk} , Н·мм.
8. 1-я составляющая амплитуды деформации a_r , мм.
9. 2-я составляющая амплитуды деформации b_r , мм.
10. Суммарная амплитуда деформации A , мм.
11. Уровень виброускорения x_k , дБ.
12. Корректированный общий уровень звука магнитного шума L_{1d} , дБА.

Расчет магнитных сил и моментов

1. Частоты магнитных сил и моментов, Гц,

$$f_0 = \frac{z_2 n}{60} k,$$

где $k = 1, 2, 3$.

2. Проводимость λ

$$\lambda = \beta \eta,$$

где $\beta = \frac{1+U_1^2-2U_1}{2(1+U_1)^2}$; $U_1 = \frac{b_{sh}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{sh}}{2\delta}\right)^2}$,

$$\eta = \frac{1}{k} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5.14 \left(k \frac{b_{sh}}{t_2} \right)^2} \right] \sin \left(1.6 \pi k \frac{b_{sh}}{t_2} \right).$$

3. Амплитуда k -й гармоники продольной силы, Н,

$$F_r = 2B_\delta^2 D_i l_i \lambda k_f \left[\frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{2p} (kz_2 - 1) \right)}{kz_2 - 1} + \frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{p} (kz_2 + 1) \right)}{kz_2 + 1} \right],$$

k_f определяется по кривым рис. 30.

4. Амплитуда k -й гармоники поперечной силы, Н,

$$F_r = 2B_\delta^2 D_i l_i \lambda k_f \left[\frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{2p} (kz_2 - 1) \right)}{kz_2 - 1} - \frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{p} (kz_2 + 1) \right)}{kz_2 + 1} \right].$$

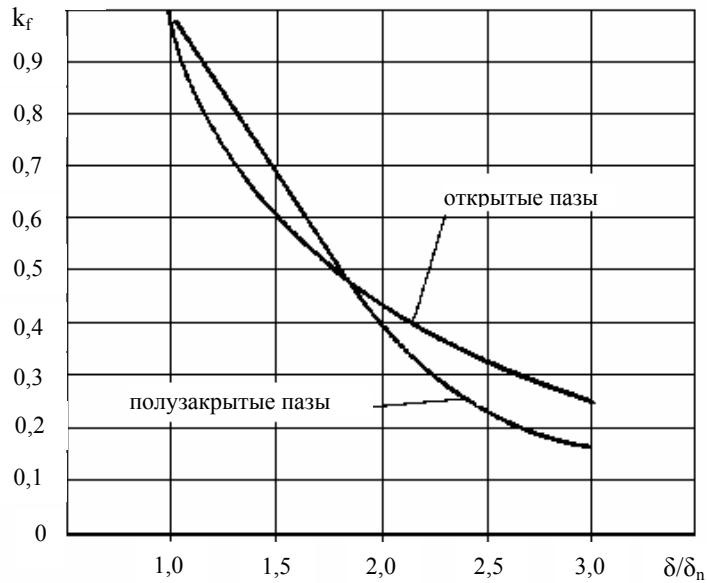


Рис. 30

5. Амплитуда k -й гармоники момента, Н·мм,

$$M_y = B_\delta^2 D_i l_i b_p \lambda k_f \left[\frac{\cos\left(\frac{\pi\alpha_\delta}{2p}(kz_2 - 1)\right)}{kz_2 - 1} + \frac{\cos\left(\frac{\pi\alpha_\delta}{p}(kz_2 + 1)\right)}{kz_2 + 1} \right],$$

$$b_p = \tau\alpha_\delta.$$

**Жесткости, собственные частоты,
коэффициенты динамичности**

6. Жесткости, Н/мм,

$$k_{sk} = \frac{El_a h_a^3}{12R_{st}^3}, \quad \text{где } R_{st} = \frac{D_a}{2}, \quad \text{для } r \neq 0; 1,$$

$$k_{sk} = \frac{El_a h_a}{R_{st}}, \quad \text{где } R_{st} = \frac{D_a}{2}, \quad \text{для } r = 0;$$

$$k_w = 0,610^5 l_i \left(\frac{D_w}{l_i} \right)^4, \quad \text{если } n_{kr} \text{ не задано,}$$

$$k_w = \frac{4\pi^2 n_{kr}^2}{3600} G_a, \quad \text{если } n_{kr} \text{ задано.}$$

Радиальная жесткость опоры с шарикоподшипником, Н/мм.

$$k_k = 0,448 \cdot 10^4 F_{r \max}^{1/3} d_k^{1/3}.$$

Жесткость ротора при первом порядке ($r=1$), Н/мм,

$$k_h = \frac{2k_w k_k}{k_w + 2k_k}.$$

7. Собственные частоты, Гц,

$$f_{cr} = \frac{2,34 \cdot 10^5 h_a}{R_{st}^2} \xi_r \quad \text{для } r \neq 0; 1,$$

$$\xi_r = \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}};$$

$$f'_{cr} = \frac{f_{cr}}{\sqrt{1 + 2p \frac{G_p}{G_a}}};$$

$$f''_{cr} = \frac{f_{cr}}{\sqrt{1 + \frac{\frac{h_p^2}{3R_{st}^2} (r^2 - 1)^2 + 1}{r^2 + 1} - 2p \frac{G_p}{G_a}}};$$

$$f_{cr} = \frac{8,1 \cdot 10^5}{R_{st}}, \quad \text{для } r = 0;$$

$$f_{cr} = 5 \sqrt{\frac{G_M}{G_p (G_M - G_p)}} k_h \quad \text{для } r = 1.$$

8. Коэффициенты динамичности

$$k_{gr} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_{cr}}\right)^2\right]^2 + \left(0,03 \frac{f}{f_{cr}}\right)^2}};$$

$$k'_{gr} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f'_{cr}}\right)^2\right]^2 + \left(0,03 \frac{f}{f'_{cr}}\right)^2}};$$

$$k''_{gr} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f''_{cr}}\right)^2\right]^2 + \left(0,03 \frac{f}{f''_{cr}}\right)^2}}.$$

9. Коэффициент, характеризующий форму колебаний, равен дробной части числа $k_r = \frac{zk}{2p}$.

10. Амплитуды деформаций, мм,

– при $2p = 2$ и $k_r = 0$

$$a_2 = -\frac{0,071 F_r k'_{g2}}{k_{sk}} + \frac{0,565 F_r \left(\frac{f}{f_{c4}}\right)^2 k'_{g2} k'_{g4}}{k_{sk}};$$

$$a_4 = -\frac{2,8 \cdot 10^{-3} F_r k'_{g4}}{k_{sk}} + \frac{5,6 \cdot 10^{-3} F_r \left(\frac{f}{f_{c2}}\right)^2 k'_{g2} k'_{g4}}{k_{sk}};$$

$$b_2 = \frac{3,5 \cdot 10^{-2} \left(F_x + 3 \frac{M_y}{R_{st}}\right) k''_{g2}}{k_{sk}};$$

$$b_4 = -\frac{7,1 \cdot 10^{-4} \left(F_x + 15 \frac{M_y}{R_{st}}\right) k''_{g4}}{k_{sk}};$$

$f_{c2}, f_{c4}, k'_{g2}, k'_{g4}, k''_{g2}, k''_{g4}$ определяются по пп. 7, 8 для $r=2$ и $r=4$ соответственно;

– при $2p=2$ и $k_r=1/2$

$$a_3 = -\frac{10^{-2} F_r k'_{g3}}{k_{sk}} + \frac{4 \cdot 10^{-2} F_r \left(\frac{f}{f_{c5}}\right)^2 k'_{g3} k'_{g5}}{k_{sk}};$$

$$a_5 = -\frac{1,1 \cdot 10^{-3} F_r k'_{g5}}{k_{sk}} + \frac{4,4 \cdot 10^{-3} F_r \left(\frac{f}{f_{c3}}\right)^2 k'_{g3} k'_{g5}}{k_{sk}};$$

$$b_3 = -\frac{3,3 \cdot 10^{-3} \left(F_x + 8 \frac{M_y}{R_{st}}\right) k''_{g3}}{k_{sk}};$$

$$b_5 = -\frac{1,1 \cdot 10^{-4} \left(F_x + 24 \frac{M_y}{R_{st}}\right) k''_{g5}}{k_{sk}};$$

$f_{c3}, f_{c5}, k'_{g3}, k'_{g5}, k''_{g3}, k''_{g5}$ определяются по пп. 7, 8 для $r=3$ и $r=5$ соответственно;

– при $2p > 2$ и при отсутствии эксцентриситета для $k_r \neq 0$, r равному знаменателю дроби k_r

$$a_r = \frac{F_r k'_{gr}}{\pi k_{sk} (r^2 - 1)^2};$$

$$b_r = \frac{\left[(r^2 - 1) \frac{M_y}{R_{st}} - F_x \right] k''_{gr}}{\pi k_{sk} r (r^2 - 1)^2};$$

для $k_r = 0$; $r = 0$; $2p$

$$a_{r=0} = \frac{F_r k'_{gr}}{k_{sk}}; \quad b_{r=0} = 0,$$

$$a_{r=2p} = a_r, \quad b_{r=2p} = b_r,$$

– при $2p > 2$ и при наличии эксцентриситета дополнительно к приведенным без учета эксцентриситета рассчитываются составляю-

щие a_r и b_r для $r = 1; 2... 6$, кроме r равного знаменателю дробиности k_r при $k_r \neq 0$ или $r = 0; 2p$ при $k_r = 0$

$$a_{r=1} = \varepsilon \frac{F_r G_i k_g}{k_h G_M}; \quad b_{r=1} = 0;$$

$$a_{r>1} = \varepsilon \frac{F_r k'_{gr}}{\pi k_{sk} (r^2 - 1)^2};$$

$$b_{r>1} = \varepsilon \frac{\left[(r^2 - 1) \frac{M_y}{R_{st}} - F_x \right] k''_{gr}}{\pi k_{sk} r (r^2 - 1)^2}.$$

11. Максимальное значение амплитуды деформации на корпусе без учета скоса пазов, мм,

$$A = \sqrt{\sum_{i=0}^6 (a_i^2 + b_i^2)},$$

где a_i и b_i - соответствующие значения a и b по п. 10.

12. Максимальное значение амплитуды деформации на корпусе с учетом скоса пазов, мм,

$$A_{sk} = \sqrt{A_{cr}^2 + A_{ct}^2}; \quad A_{cr} = A k_x;$$

$$A_{ct} = \sqrt{3} \frac{F_r D_i k_{xt}}{2 E h_a l_i} 10^{-1};$$

$$k_x = \frac{\sin(k\pi\beta_2)}{k\pi\beta_2}; \quad k_{xt} = \frac{\cos(k\pi\beta_2) - k_x}{k\pi\beta_2}.$$

13. Уровень виброускорения на корпусе, лапах,

$$x_k = 20 \lg \frac{2,79 f_0^2 A_{sk}}{3 \cdot 10^{-2}}.$$

Уровни шума

14. Уровень звукового давления составляющей спектра магнитного шума на расстоянии 1м, дБ,

$$L_1 = 20 \lg \left(\frac{D_a}{2} |f_0| A_{sk} \right) - L_{p2} - L_{p3} - 20 \lg (l_a 10^{-3} + 1) + 68;$$

L_{p2} по табл. 19 в зависимости от r и $\gamma = \arctg \frac{D_a}{l_a}$;

L_{p3} по табл. 20 в зависимости от r и $k_L = 0,91 \cdot 10^{-5} |f_0| D_a$,

где r - порядок, соответствующий большему значению из a и b по п. 10.
15. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики А шумомера, дБА,

$$L_i = L_1 - \Delta,$$

Δ - определяется по табл. 21 в зависимости от частоты f_0 .

16. Корректированный общий уровень звука магнитного шума, дБА,

$$L_{1d} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i},$$

где n - число составляющих шума от высших гармоник.

Универсальный коллекторный двигатель

Исходные данные

1. Номинальная мощность P_2 , кВт.
2. Индукция в воздушном зазоре B_a , Тл.
3. Число пар полюсов p .
4. Диаметр якоря D_b , мм.
5. Средний диаметр станины (магнитопровода) D_a , мм.
6. Длина якоря l_b , мм.
7. Длина станины l_a , мм.
- 8 Число пазов якоря z_2 .
9. Зубцовое деление якоря t_2 , мм.
10. Раскрытие паза якоря b_{sh} , мм.
11. Толщина станины (магнитопровода) h_a , мм.
12. Воздушный зазор δ , мм.
13. Отношение зазора под краем полюса к зазору под серединой полюса δ / δ_n .
14. Полусное деление τ , мм.
15. Коэффициент полюсного перекрытия α_δ .
16. Масса станины (магнитопровода) G_a , кг.
17. Масса главного полюса с обмоткой G_p , кг.
18. Масса якоря G_b , кг.
19. Общая масса машины G_m , кг.
20. Частота вращения ротора n , об/мин.

21. Относительный эксцентриситет ротора ϵ .
22. Высота полюса h_p , мм.
23. Модуль упругости материала станины E , Н/мм².
24. Диаметр вала D_v , мм.
25. Диаметр шарика подшипника d_k , мм.
26. Радиальная нагрузка на подшипник $F_{r\max}$, Н.
27. Критическая частота вращения ротора n_{kr} , об/мин.
28. Скос пазов или полюсов в долях пазового деления якоря β_2 .
29. Частота сети f , Гц.
30. Предельная частота, до которой рассчитывается вибрация f_m , Гц.

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Порядок силовой волны r .
3. Частота силовой волны f_0 , Гц.
4. Амплитуда k -й гармоники продольной силы F_r , Н.
5. Амплитуда k -й гармоники поперечной силы F_x , Н.
6. Амплитуда k -й гармоники момента M_y , Н·мм.
7. Жесткость статора k_{sk} , Н/мм.
8. 1-я составляющая амплитуды деформации a_r , мм.
9. 2-я составляющая амплитуды деформации b_r , мм.
10. Суммарная амплитуда деформации A , мм.
11. Уровень виброускорения x_k , дБ.
12. Корректированный общий уровень звука магнитного шума L_{1d} дБА.

Расчет магнитных сил и моментов

1. Частоты магнитных сил и моментов, Гц,

$$f_0 = \frac{z_2 n}{60} k \leq f_m,$$

где $k = 1, 2, 3$.

Порядок силовой волны от основной гармоники

$$r = 2p.$$

Частота силовой волны от основной гармоники

$$f_0 = 2f.$$

2. Проводимость λ

$$\lambda = \beta\eta,$$

где $\beta = \frac{1+U_1^2-2U_1}{2(1+U_1)^2}$; $U_1 = \frac{b_{sh}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{sh}}{2\delta}\right)^2}$;

$$\eta = \frac{1}{k} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(k \frac{b_{sh}}{t_2} \right)^2} \right] \sin \left(1,6\pi k \frac{b_{sh}}{t_2} \right).$$

3. Амплитуда k -й гармоники продольной силы, Н,

$$F_r = 2B_\delta^2 D_i l_i \lambda k_f \left[\frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{2p} (kz_2 - 1) \right)}{kz_2 - 1} + \frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{p} (kz_2 + 1) \right)}{kz_2 + 1} \right],$$

k_f определяется по кривым рис. 30.

4. Амплитуда k -й гармоники поперечной силы, Н,

$$F_r = 2B_\delta^2 D_i l_i \lambda k_f \left[\frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{2p} (kz_2 - 1) \right)}{kz_2 - 1} - \frac{\sin \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{p} (kz_2 + 1) \right)}{kz_2 + 1} \right].$$

5. Амплитуда k -й гармоники момента, Н·мм,

$$M_y = B_\delta^2 D_i l_i b_p \lambda k_f \left[\frac{\cos \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{2p} (kz_2 - 1) \right)}{kz_2 - 1} + \frac{\cos \left(\frac{\pi \alpha_\delta}{p} (kz_2 + 1) \right)}{kz_2 + 1} \right];$$

$$b_p = \tau \alpha_\delta.$$

Жесткости, собственные частоты, коэффициенты динамичности

6. Жесткости, Н/мм,

$$k_{sk} = \frac{E l_a h_a^3}{12 R_{st}^3}, \quad \text{где} \quad R_{st} = \frac{D_a}{2} \quad \text{для} \quad r \neq 0; 1;$$

$$k_{sk} = \frac{El_a h_a}{R_{st}}, \quad R_{st} = \frac{D_a}{2} \text{ для } r = 0.$$

Жесткость вала, Н/мм,

$$k_w = 0,6 \cdot 10^5 l_i \left(\frac{D_w}{l_i} \right)^4, \text{ если } n_{kr} \text{ не задано;}$$

$$k_w = \frac{4\pi^2 n_{kr}^2}{3600} G_a, \text{ если } n_{kr} \text{ задано.}$$

Радиальная жесткость опоры с шарикоподшипником, Н/мм,

$$k_k = 0,448 \cdot 10^4 F_{r \max}^{1/3} d_k^{1/3}.$$

Жесткость ротора при первом порядке ($r=1$), Н/мм,

$$k_h = \frac{2k_w k_k}{k_w + 2k_k}.$$

7. Собственные частоты, Гц,

$$f_{cr} = \frac{2,34 \cdot 10^5 h_a}{R_{st}^2} \cdot \xi_r \text{ для } r \neq 0; 1;$$

$$\xi_r = \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}};$$

$$f'_{cr} = \frac{f_{cr}}{\sqrt{1 + 2p \frac{G_p}{G_a}}};$$

$$f''_{cr} = \frac{f_{cr}}{\sqrt{1 + \frac{h_p^2}{3R_{st}^2} \frac{(r^2 - 1)^2 + 1}{r^2 + 1} - 2p \frac{G_p}{G_a}}};$$

$$f_{cr} = \frac{8,1 \cdot 10^5}{R_{st}} \text{ для } r = 0;$$

$$f'_{cr} = \frac{f_{cr}}{\sqrt{1 + 2p \frac{G_p}{G_a}}};$$

$$f_{cr} = 5 \sqrt{\frac{G_M}{G_p(G_M - G_p)}} k_h \quad \text{для } r = 1.$$

8. Коэффициенты динамичности

$$k_{gr} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_{cr}}\right)^2\right]^2 + \left(0,03 \frac{f}{f_{cr}}\right)^2}};$$

$$k'_{gr} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f'_{cr}}\right)^2\right]^2 + \left(0,03 \frac{f}{f'_{cr}}\right)^2}};$$

$$k''_{gr} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f''_{cr}}\right)^2\right]^2 + \left(0,03 \frac{f}{f''_{cr}}\right)^2}}.$$

9. Коэффициент, характеризующий форму колебаний, k_r равен дробной части числа $\frac{zk}{2p}$.

10. Амплитуды деформаций, мм,
– при $2p = 2$ и $k_r = 0$

$$a_2 = -\frac{0,071 F_r k'_{g2}}{k_{sk}} + \frac{0,565 F_r \left(\frac{f}{f_{c4}}\right)^2 k'_{g2} k'_{g4}}{k_{sk}};$$

$$a_4 = -\frac{2,8 \cdot 10^{-3} F_r k'_{g4}}{k_{sk}} + \frac{5,6 \cdot 10^{-3} F_r \left(\frac{f}{f_{c2}}\right)^2 k'_{g2} k'_{g4}}{k_{sk}};$$

$$b_2 = \frac{3,5 \cdot 10^{-2} \left(F_x + 3 \frac{M_y}{R_{st}}\right) k''_{g2}}{k_{sk}};$$

$$b_4 = -\frac{7,1 \cdot 10^{-4} \left(F_x + 15 \frac{M_y}{R_{st}} \right) k_{g4}''}{k_{sk}};$$

$f_{c2}, f_{c4}, k'_{g2}, k'_{g4}, k''_{g2}, k''_{g4}$ определяются по пп. 7, 8 для $r = 2$ и $r = 4$ соответственно;

– при $2p = 2$ и $k_r = 1/2$

$$a_3 = -\frac{10^{-2} F_r k'_{g3}}{k_{sk}} + \frac{4 \cdot 10^{-2} F_r \left(\frac{f}{f_{c5}} \right)^2 k'_{g3} k'_{g5}}{k_{sk}};$$

$$a_5 = -\frac{1,1 \cdot 10^{-3} F_r k'_{g5}}{k_{sk}} + \frac{4,4 \cdot 10^{-3} F_r \left(\frac{f}{f_{c3}} \right)^2 k'_{g3} k'_{g5}}{k_{sk}};$$

$$b_3 = -\frac{3,3 \cdot 10^{-3} \left(F_x + 8 \frac{M_y}{R_{st}} \right) k_{g3}''}{k_{sk}};$$

$$b_5 = -\frac{1,1 \cdot 10^{-4} \left(F_x + 24 \frac{M_y}{R_{st}} \right) k_{g5}''}{k_{sk}};$$

$f_{c3}, f_{c5}, k'_{g3}, k'_{g5}, k''_{g3}, k''_{g5}$ определяются по п.п. 7, 8 для $r = 3$ и $r = 5$ соответственно;

– при $2p > 2$ и при отсутствии эксцентриситета для $k_r \neq 0$, r равного знаменателю дроби k_r

$$a_r = \frac{F_r k'_{gr}}{\pi k_{sk} (r^2 - 1)^2};$$

$$b_r = \frac{\left[(r^2 - 1) \frac{M_y}{R_{st}} - F_x \right] k_{gr}''}{\pi k_{sk} r (r^2 - 1)^2},$$

для $k_r = 0$; $r = 0$; $2p$

$$a_{r=0} = \frac{F_r k'_{gr}}{k_{sk}}; \quad b_{r=0} = 0; \quad a_{r=2p} = a_r; \quad b_{r=2p} = b_r;$$

– при $2p > 2$ и при наличии эксцентриситета дополнительно к приведенным без учета эксцентриситета рассчитываются составляющие a_r и b_r для $r = 1; 2 \dots 6$, кроме r равному знаменателю дроби k_r при $k_r \neq 0$ или $r = 0; 2p$ при $k_r = 0$

$$a_{r=1} = \varepsilon \frac{F_r G_i k_g}{k_i G_M}; \quad b_{r=1} = 0;$$

$$a_{r>1} = \varepsilon \frac{F_r k'_{gr}}{\pi k_{sk} (r^2 - 1)^2}; \quad b_{r>1} = \varepsilon \frac{\left[(r^2 - 1) \frac{M_y}{R_{st}} - F_x \right] k''_{gr}}{\pi k_{sk} r (r^2 - 1)^2}.$$

11. Максимальное значение амплитуды деформации на корпусе без учета скоса пазов, мм,

$$A = \sqrt{\sum_{i=0}^6 (a_i^2 + b_i^2)},$$

где a_i и b_i - соответствующие значения a и b по п. 10.

12. Максимальное значение амплитуды деформации на корпусе с учетом скоса пазов, мм,

$$A_{sk} = \sqrt{A_{cr}^2 + A_{ct}^2}, \quad A_{cr} = A k_x,$$

$$A_{ct} = \sqrt{3} \frac{F_r D_i k_{xt}}{2 E h_a l_i} 10^{-1}, \quad k_x = \frac{\sin(k\pi\beta_2)}{k\pi\beta_2}, \quad k_{xt} = \frac{\cos(k\pi\beta_2) - k_x}{k\pi\beta_2}.$$

Амплитуда деформации от основной гармоники:

$$A_r = B_8^2 10^{-1} \frac{D_i}{(4p^2 - 1)^2 k_{sk}}.$$

13. Уровень виброускорения на корпусе, лапах,

$$x_k = 20 \lg \frac{2,79 f_0^2 A_{sk}}{3 \cdot 10^{-2}}.$$

Уровень виброускорения от основной гармоники

$$x_k = 20 \lg \frac{2,79 f_0^2 A_r}{3 \cdot 10^{-2}}.$$

Уровни шума

14. Уровень звукового давления составляющей спектра магнитного шума на расстоянии 1м, дБ,

$$L_1 = 20 \lg \left(\frac{D_a}{2} |f_0| A_{sk} \right) - L_{p2} - L_{p3} - 20 \lg (l_a 10^{-3} + 1) + 68;$$

L_{p2} по табл. 20 в зависимости от r и $\gamma = \arctg \frac{D_a}{l_a}$,

L_{p3} по табл. 21 в зависимости от r и $k_L = 0,91 \cdot 10^{-5} |f_0| D_a$,

где r - порядок, соответствующий большему значению из a и b по п. 10.

15. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики шумомера Δ , дБА,

$$L_i = L_1 - \Delta,$$

Δ - определяется по табл. 22 в зависимости от частоты f_0 .

16. Корректированный общий уровень звука магнитного шума, дБА

$$L_{1d} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i},$$

где n - число составляющих шума от высших гармоник.

Синхронные машины

Настоящая методика может быть использована для расчета явнополюсных синхронных двигателей и генераторов.

Условия расчета

1. Исполнение IP-44 с чугунным или стальным корпусом $ISP = 2$.
2. Исполнение IP-23 $ISP = 3$.
3. Целое число пазов на полюс и фазу.
4. Дробное число пазов на полюс и фазу.
5. Местоположение скоса пазов:
на статоре $MES = 1$,
на роторе $MES = 2$.

Исходные данные

1. Номинальная мощность P , кВт.
2. Частота сети f , Гц.
3. Фазовое напряжение U , В.

4. Номинальный фазовый ток статора I_1 , А.
5. Реактивное сопротивление статора x_{ad} .
6. Число пар полюсов основного поля p .
7. Внешний диаметр сердечника статора D_{a1} , мм.
8. Внутренний диаметр сердечника статора D_{i1} , мм.
9. Длина сердечника статора l_b , мм.
10. Число пазов статора z_1 .
11. Пазовое деление статора t_1 , мм.
12. Ширина шлица паза статора b_{ac1} , мм.
13. Высота паза статора h_{az1} , мм.
14. Ширина зубца статора средняя b_{z1} , мм.
15. Коэффициент полюсной дуги α .
16. Высота спинки статора h_{j1} , мм.
17. Масса ярма G_j , кг.
18. Масса зубцов статора G_{z1} , кг.
19. Расчетный вес меди G_m , кг.
20. Плотность материала сердечника статора ρ_1 , кг/мм³.
21. Плотность материала корпуса ρ_k , кг/мм³.
22. Внутренний диаметр сердечника ротора D_m , мм.
23. Толщина корпуса h_g , мм.
24. Число параллельных ветвей обмоток статора a .
25. Суммарная масса корпуса, статора с обмоткой и подшипниковых щитов G_k , кг.
26. Модуль упругости сердечника статора E_1 , Н/мм².
27. Длина корпуса (станины) l_k , мм.
28. Наружный диаметр корпуса D_k , мм.
29. Модуль упругости материала корпуса E_2 , Н/мм².
30. Масса ротора G_r , кг.
31. Масса машины G , кг.
32. Скос пазов в долях пазового деления ротора β_2 .
33. Число пазов статора на полюс и фазу (для справки) q .
34. Шаг обмотки в долях пазового деления u_1 .
35. Коэффициент воздушного зазора (Картера) для статора kg_1 .
36. Коэффициент насыщения магнитной цепи k_s .
37. Индукция в зазоре B_g , Тл.
38. Воздушный зазор δ , мм.
39. Ток холостого хода I_0 , А.
40. Отношение зазора под краем полюса к зазору под серединой полюса δ/δ_n .
41. Радиальная нагрузка на подшипник F_r , Н.

42. Диаметр шарика подшипника d_k , мм.
43. Коэффициент мощности $\cos\varphi$.
44. Предельная частота, до которой рассчитывается вибрация f_m , Гц.
45. Критическая скорость вращения ротора n_{kr} , об/мин.
46. Признак материала станины.
47. Число фаз m .
48. Число слоев k_{s1} .
49. Коэффициент зонности k_z .

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Условия расчета.
3. Коэффициент вида взаимодействия высших гармоник k_5 .
Примечание. При взаимодействии гармоник μ и ν $k_5=1$; μ и ν_1 $k_5=2$.
4. Номер статорной гармоники k_1 .
5. Номер роторной гармоники k_2 .
6. Порядок силовой волны r .
7. Порядок статорной гармоники ν .
8. Порядок роторной гармоники μ .
9. Частота силовой волны f_0 , Гц.
10. Жесткость статора k_{a1} , Н/мм².
11. Собственные частоты (для высших гармоник, ближайšie к частоте силовой волны) f_r , Гц.
12. Амплитуда индукции статорной гармоники B_ν , Тл.
13. Амплитуда индукции роторной гармоники B_μ , Тл.
14. Амплитуда деформации A , мм.
15. Уровень виброускорения x_k , дБ.
16. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики шумомера А L_b , дБ.
17. Результирующие вибрации и шумы.
18. Корректированный уровень звука магнитного шума L_{1d} , дБА.
19. Данные для расчета подшипниковых вибраций, Гц.

Порядок статорных и роторных гармоник поля

1. Число пазов статора на полюс и фазу

$$q = \frac{z_1}{2mp},$$

$$\frac{c_q}{d_q} = q \frac{k_{sl}}{k_z} - \text{несократимая дробь}$$

при целом q , $d_q = 1$, тогда $c_q = q$.

2. Номер незубцовой статорной гармоники

$$k_1 = \pm 1, \pm 2, \dots, \pm (3c_q + 1).$$

3. Порядок незубцовой статорной гармоники

$$v_1 = \frac{k_z m}{d_q} k_1 + 1,$$

где $|k_1| \neq \frac{2c_q}{k_{sl}} t$, $t = 1, 2, 3$.

4. Предельный номер зубцовой статорной гармоники

$$k_{1m} = \frac{2f + f_m}{z_1 f} p.$$

Примечание. При расчете вибрации рекомендуется: $f_m = 2000$ Гц, при расчете шума: $f_m = 8000$ Гц.

5. Порядок зубцовой статорной гармоники

$$v_z = \frac{z_1}{p} k_1 + 1,$$

$$k_1 = \pm 1, \pm 2, \dots, \pm k_{1m}.$$

6. Порядок роторной гармоники

$$\mu = 2k_2 + 1,$$

$$k_2 = \pm 1, \pm 2, \dots, \pm k_{2m}, \quad k_{2m} = \frac{f_m}{2f}.$$

7. Максимальный порядок силовой волны

$$r_m = 2p \quad \text{при } 2p > 2,$$

$$r_m = 4 \quad \text{при } 2p = 2.$$

8. Порядки силовых волн определяются как наименьшие по абсолютной величине из вычисленных по формуле

$$r = |\mu \pm v| p.$$

Ограничение. Для дальнейшего расчета выбираются все случаи взаимодействия гармоник, создающих нулевой (если он имеется) и два других наименьших порядка силовых волн (но не выше r_m).

9. Частоты силовых волн, Гц,

$$\begin{aligned} f_o &= 2f[k_2 + 1] && \text{при "+" в расчете порядка по п. 8,} \\ f_o &= 2fk_2 && \text{при "-" в расчете порядка по п. 8.} \end{aligned}$$

10. Порядок силовой волны от основной гармоники

$$r = 2p.$$

11. Частота силовой волны от основной гармоники

$$f_0 = 2f.$$

Жесткости статора и корпуса (на единицу длины).

Собственные частоты

Расчеты проводятся для всех порядков колебаний от нулевого до максимального r_m .

12. Эквивалентная толщина статора - корпуса, мм,

$$h_{gj} = h_{j1} + h_g \sqrt[3]{\frac{E_2 l_k}{E_1 l_i}}.$$

13. Эквивалентный радиус статора - корпуса, мм,

$$R_{1g} = \frac{D_{i1} + 2h_{a1} + h_{gj}}{2}.$$

14. Средний радиус яра статора, мм,

$$R_{j1} = \frac{D_{a1} - h_{j1}}{2}.$$

15. Средний радиус корпуса, мм,

$$R_g = \frac{D_{a1} + h_g}{2}.$$

16. Жесткость статора для нулевого порядка ($r = 0$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}}{R_{j1}} + \frac{E_2 h_g l_k}{R_g l_i} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}}{R_{j1}} \quad (\text{ISP}=3).$$

17. Жесткость статора для второго порядка ($r = 2$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{gj}^3}{12 R_{1g}^3} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} \quad (\text{ISP}=3).$$

18. Жесткость статора для порядков выше второго ($r > 2$), Н/мм²,

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} + \frac{E_2 h_g^3 l_k}{12 R_g^3 l_i} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$k_{a1} = \frac{E_1 h_{j1}^3}{12 R_{j1}^3} \quad (\text{ISP}=3).$$

19. Жесткость вала, Н/мм,

$$k_w = 0,6 \cdot 10^5 l_i \left(\frac{D_w}{l_i} \right)^4, \text{ если } n_{kr} \text{ не задано;}$$

$$k_w = \frac{4\pi^2 n_{kr}^2}{3600} G_a, \text{ если } n_{kr} \text{ задано.}$$

20. Радиальная жесткость опоры с шарикоподшипником, Н/мм,

$$k_k = 0,448 \cdot 10^4 F_r^{1/3} d_k^{1/3}.$$

21. Жесткость ротора при первом порядке ($r = 1$), Н/мм,

$$k_h = \frac{2k_w k_k}{k_w + 2k_k}.$$

22. Приведенная плотность:

– сердечника статора

$$\rho_a = \frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j} \rho_1 h_{j1} 10^{-3};$$

– корпуса

$$\rho_{k1} = \rho_k h_g 10^{-3}.$$

23. Собственная частота нулевого порядка ($r = 0$), Гц,

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1} + \rho_k R_g}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

24. Собственная частота второго порядка ($r = 2$), Гц,

$$f_r = \frac{6,25 \cdot 10^5 h_{gj}}{R_{1g}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{6,25 \cdot 10^5 h_{j1}}{R_{j1}^2 \sqrt{\frac{G_j + G_{z1} + G_w}{G_j}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

25. Собственные частоты порядков выше второго ($r > 2$), Гц,

$$f_r = \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1} + \rho_k R_g}} \quad (\text{ISP}=2),$$

$$f_r = \frac{r(r^2 - 1)}{\sqrt{r^2 + 1}} \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_{a1}}{\rho_a R_{j1}}} \quad (\text{ISP}=3).$$

26. Собственная частота первого порядка ($r = 1$), Гц,

$$f_r = 5 \sqrt{\frac{Gk_h}{G_a(G - G_a)}}.$$

27. Выбор взаимодействия для дальнейшего расчета.

Проводится сравнение частот силовых волн, отобранных в пп. 8 и 9 с собственными частотами из пп. 23-26, на наличие резонанса колебаний, т.е.

$$0,8 \leq |f_0 / f_r| \leq 1,3.$$

При этом каждая из частот силовых волн, кроме f_0 при $r = 1$, сравнивается с частотой собственных колебаний любого порядка за исключением первого. При наличии силовых волн первого порядка

их частоты сравниваются только с собственными частотами первого порядка.

Для дальнейших расчетов оставляются взаимодействия гармоник ν_z и μ , дающие любой порядок, и гармоник ν_1 и μ - при резонансе колебаний. Порядок собственной частоты, соответствующий резонансу колебаний, обозначается r_r . В случае резонанса фиксируется собственная частота порядка r_r . При его отсутствии - собственная частота того же порядка, что и силовая волна.

Амплитуды гармоник поля

28. Обмоточный коэффициент:
при d_q - четном и $k_z = 2$

$$k_{wv} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{k_z m}\right)}{c_q \cos\left(v \frac{\pi}{k_z m c_q} d_q y_i\right)} \sin\left(\frac{y_1 p}{z_1} v \pi\right),$$

где $y_i = \frac{1 + m c_q g}{d_q}$;

при d_q - нечетном или d_q - четном и $k_z = 1$

$$k_{wv} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{k_z m}\right)}{c_q \sin\left(v \frac{\pi}{k_z m c_q} d_q y_i\right)} \sin\left(\frac{y_1 p}{z_1} v \pi\right),$$

где $y_i = \frac{1 + k_z m c_q g}{d_q}$.

Примечание. g - любое число (целое), при котором y_i - целое число.

29. Коэффициент скоса для расчета изгибных колебаний

$$k_x = \frac{\sin\left(\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2\right)}{\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0; \quad \text{MES} = 2,$$

$$k_x = \frac{\sin\left(|v| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2\right)}{\left|v\right| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0; \quad \text{MES} = 1,$$

$$k_x = 1 \quad \text{при } \beta_2 = 0.$$

30. Коэффициент скоса для расчета крутильных колебаний

$$k_{x\tau} = \frac{\cos\left(|\mu| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2\right) - k_x}{\left|\mu\right| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0; \quad \text{MES} = 2,$$

$$k_{x\tau} = \frac{\cos\left(|v| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2\right) - k_x}{\left|v\right| \frac{p\pi}{z_1} \beta_2} \quad \text{при } \beta_2 \neq 0; \quad \text{MES} = 1,$$

$$k_{x\tau} = 0 \quad \text{при } \beta_2 = 0.$$

31. Коэффициент удельной проводимости

– статора

$$\lambda_a = \lambda_{i1} \lambda_{i1},$$

$$\text{где } \lambda_{i1} = \frac{1 + k_{\lambda 1}^2 - 2k_{\lambda 1}}{2(1 + k_{\lambda 1}^2)}, \quad k_{\lambda 1} = \frac{b_{ac1}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{ac1}}{2\delta}\right)^2},$$

$$\lambda_{i1} = \frac{1}{|k_1|} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(|k_1| \frac{b_{ac1}}{t_1} \right)^2} \right] \sin\left(1,6\pi |k_1| \frac{b_{ac1}}{t_1}\right);$$

– ротора

$$\lambda_2 = \lambda_{i2} \lambda_{i2}, \quad \text{где } \lambda_{i2} = \frac{1 + k_{\lambda 2}^2 - 2k_{\lambda 2}}{2(1 + k_{\lambda 2}^2)},$$

$$k_{\lambda,2} = \frac{b_{ac2}}{2\delta} + \sqrt{1 + \left(\frac{b_{ac2}}{2\delta}\right)^2},$$

$$\lambda_{t2} = \frac{1}{|k_2|} \frac{4}{\pi} \left[\frac{1}{2 - 5,14 \left(|k_2| \frac{b_{ac2}}{t_2} \right)^2} \right] \sin \left(1,6\pi |k_2| \frac{b_{ac2}}{t_2} \right).$$

32. Амплитуда незубцовой гармоники статора

$$B_v = \frac{1}{v} \frac{k_{wv}}{k_{w1}} x_{ad} B_g,$$

где $k_{w1} = k_{wv}$ при $v = 1$.

33. Амплитуда зубцовой гармоники статора

$$B_{vz} = B_g \sqrt{b_{1w}^2 - 2b_{1w}b_{1z} \sin \varphi + b_{1z}^2},$$

где $b_{1w} = \frac{1}{v} \frac{k_{wv}}{k_{w1}} k_s \frac{I_1}{I_0}$, $k_{w1} = k_w$ при $v = 1$, $b_{1z} = \frac{k_{g1} \lambda_a}{2} (-1)^{k_1 \left(\frac{z_1}{2p} - y_1 + 1 \right)}$.

34. Амплитуда гармоники поля ротора

$$B_\mu = B_g \frac{1}{\mu} \frac{\sin \left(p\mu\alpha \frac{\pi}{2} \right)}{\sin \left(p\alpha \frac{\pi}{2} \right)} k_f,$$

где k_f определяется из рис. 30 в зависимости от δ / δ_n .

Амплитуды деформаций. Виброускорение

35. Коэффициент динамичности

– при отсутствии резонанса $k_d = \frac{1}{1 - \left(\frac{f_0}{f_r} \right)^2}$,

где f_r - собственная частота порядка r ;

– при наличии резонанса

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_0}{f_r}\right)^2\right]^2 + \left(2\Delta \frac{f_0}{f_r}\right)^2}}, \quad 2\Delta \cong 0,1.$$

36. Амплитуда деформаций от основной гармоники

$$A_r = B_g^2 \cdot 10^{-1} \frac{D_{il}}{(4p^2 - 1)^2 k_{a1}}.$$

37. Амплитуда деформации от высших гармоник.

– при отсутствии резонанса или в случае резонанса при $r = r_r$

$$A_r = \left| 2B_v B_\mu k_x \frac{10^{-1} D_{il}}{(r^2 - 1)^2} \frac{k_d}{k_{a1}} \right|,$$

– при наличии резонанса

при $r > r_r$

$$A_r = \left| 2B_v B_\mu \frac{10^{-1} D_{il}}{(r_r^2 - 1)^2} k_x \frac{k_d}{k_{a1}} k_{rp} \right|,$$

– при $r < r_r$

$$A_r = 2B_v B_\mu k_x 10^{-1} D_{il} \sqrt{\left[\frac{k_d k_{rp}}{k_{a1} (r_r^2 - 1)^2} \right]^2 + \left[\frac{k_d}{k_{a1} (r^2 - 1)^2} \right]^2},$$

где k_{rp} принимается по табл. 18.

Примечание. В первом слагаемом подкоренного выражения k_d , k_{a1} соответствует порядку r_r , во втором - порядку r силовой волны.

38. Амплитуда деформации при $r = 1$ или $r_r = 1$, мм,

$$A_r = 13B_v B_\mu k_x 10^{-1} D_{il} l_i \frac{k_d}{k_h} \frac{G_a}{G}.$$

39. Амплитуда крутильных колебаний, мм,

$$A_\tau = \sqrt{3} \frac{4B_v B_\mu R_{j1}^2 10^{-1} k_{xt}}{E_i h_{j1} (1 + k_\tau)};$$

$$k_\tau = 1,4 \left(\frac{h_{gi}}{l_i} \right)^2 r^2.$$

40. Суммарная амплитуда деформаций от высших гармоник на частоте f_0

$$A = \sqrt{A_r^2 + A_t^2} .$$

41. Эффективное значение составляющих виброускорения на корпусе, дБ,

$$x_k = 20 \lg \frac{2,79 |f_0^2| A}{3 \cdot 10^{-2}} .$$

Уровни шума

42. Уровень звукового давления составляющей спектра магнитного шума на расстоянии 1 м, дБ,

$$L_1 = 20 \lg \left(\frac{D_k}{2} |f_0| A \right) - L_{p2} - L_{p3} - 20 \lg (l_i 10^{-3} + 1) + 68 ;$$

L_{p2} по табл.20 в зависимости от r или r_r и $\gamma = \arctg \frac{D_k}{l_k}$;

L_{p3} по табл. 21 в зависимости от r или r_r и $k_L = 0,91 \cdot 10^{-5} |f_0| D_k$.

43. Уровень звукового давления составляющей спектра, скорректированный с учетом частотной характеристики Δ шумомера, дБА,

$$L_i = L_1 - \Delta ,$$

где Δ - определяется по табл. 22 в зависимости от частоты f_0 .

44. Корректированный общий уровень звука магнитного шума, дБА

$$L_{1d} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} ,$$

где n - число составляющих шума от высших гармоник.

Результирующие вибрации и шума

45. При наличии нескольких составляющих вибрации и шума в полосе 1/3 октавы результирующая амплитуда деформации

$$A = \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2} .$$

Результирующие уровни виброускорения вычисляются по выражению п. 41, в которое подставляется результирующая амплитуда деформации и средняя частота 1/3 октавной полосы.

Результирующий скорректированный уровень звука магнитного шума определяется по выражению п. 44, в котором производится суммирование всех составляющих в данной полосе 1/3 октавы.

РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ НА ЧАСТОТЕ ДИСБАЛАНСА

Методика позволяет проводить расчет вибраций электрических машин любого типа мощностью до 100 кВт с частотой вращения 1000-3000 об/мин.

Ввиду того, что фактически остаточная неуравновешенность в собранной машине, как правило, является неопределенной, результаты расчета по изложенной ниже методике могут отличаться от экспериментальных данных. Методика предполагает, что вибрации на частоте дисбаланса вызываются только неуравновешенностью ротора.

Исходные данные

1. Удельная остаточная неуравновешенность e , мкм.
2. Масса ротора G_r , кг.
3. Масса машины G_m , кг.
4. Скорость вращения n , об/мин.
5. Длина сердечника ротора l , мм.
6. Расстояние между подшипниковыми опорами L_k , мм.
7. Наружный диаметр корпуса статора D_k , мм.

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Наиболее вероятное значение уровня радиальной составляющей виброускорения на корпусе x_k , дБ.

Виброускорение от неуравновешенности ротора при статической форме неуравновешенности, м/с,

$$w_c = \frac{(2\pi f_1)^2}{\sqrt{2}} e \frac{G_r}{G_m} 10^{-6},$$

где $f_1 = \frac{n}{60}$, Гц.

Виброускорение при динамической форме неуравновешенности, м/с²,

$$w_d = w_c \frac{A}{1 + B \left(\frac{D_k}{L_k} \right)^2} \frac{l}{L_k},$$

где A и B берутся из табл. 23.

Таблица 23

| Материал корпуса | А | В |
|------------------|-----|-----|
| Сталь, чугун | 3 | 1 |
| Силумин | 4,5 | 1,5 |

Наиболее вероятное значение радиальной составляющей виброускорения

$$w = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{w_c^2 + w_d^2}.$$

Наиболее вероятное значение уровня радиальной составляющей виброускорения на корпусе, дБ,

$$x_k = 20 \lg \frac{w}{3 \cdot 10^{-4}}.$$

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВЫХ ВИБРАЦИЙ

Область применения. Методика позволяет проводить расчет вибрации электрических машин симметричных конструкций в следующих диапазонах частот:

диапазон А - частота вращения $f_1 \leq 60$ Гц,

диапазон В - частота вращения $f_1 \geq 200$ Гц.

Общие положения. Расчет вибраций на корпусе машины производится в радиальном направлении для машин с горизонтальной осью вращения, и в осевом направлении - для машин с вертикальной осью вращения.

Отдельно проводится расчет частот наиболее характерных подшипниковых вибраций.

Исходные данные

1. Частота вращения f_1 , Гц.
2. Масса машины G_m , кг.
3. Масса ротора G_r , кг.
4. Наружный диаметр корпуса D , мм.
5. Длина корпуса L , мм.
6. Расстояние между подшипниками $2l$, мм.
7. Момент инерции корпуса относительно оси $Y J_k$, Н·м·с².
8. Момент инерции ротора относительно оси $Y J_r$, Н·м·с².
9. Усилие дополнительного осевого нажатия (при несовпадении направления A и G_r должно задаваться со знаком "минус") A , Н.

Тип опорного подшипника

10. Внутренний диаметр d , мм.
11. Диаметр шара d_o , мм.
12. Наружный диаметр подшипника d_n , мм.
13. Радиальный зазор δ , мм.
14. Число шаров z .
15. Допустимое непостоянство диаметра дорожки качения внутреннего кольца Δ , мм.
16. Критическая частота вращения f_{1kr} , об/мин.
17. Исполнение машины:
 - вертикальное (тип V),
 - горизонтальное (тип H).
18. Класс шумности подшипников.
19. Характеристика возбуждения $w_{25}(i)$, А – дБ, В - мм/с².
20. Собственная частота колебаний корпуса:
21. 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 порядка ($i = 1 - 7$) $f_r(i)$, Гц.
22. $f_r(i)$ берутся из расчета магнитных вибраций.
23. Диаметр опорной поверхности подшипникового щита D_s , мм.
24. Диаметр ступицы d_s , мм.
25. Средняя толщина подшипникового щита h_s , мм.
26. Модуль упругости материала щита E_s , Н/мм².

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Среднее значение уровня виброускорений на частоте f $\bar{W}_m(f)$, дБ.
3. Среднее значение уровня виброускорений свободного подшипника на частоте f при частоте вращения 25 Гц $\bar{W}_{25}(f)$, дБ.
4. Частотная характеристика для всех частот $T(f)$, дБ.
5. Среднее значение скоростного фактора \bar{T}_n , дБ.
6. Среднее значение фактора класса шумности подшипников \bar{T}_{sh} , дБ.
7. Частота вращения сепаратора f_{cen} , Гц.
8. Частота обкатывания шариков по наружному кольцу ПК $f_{нар}$, Гц.
9. Частота сепаратора относительно вращающегося внутреннего кольца ПК f_{cenB} , Гц.
10. Частота обкатывания шариков по внутреннему кольцу $f_{вн}$, Гц.
11. Частота вращения шарика вокруг своей оси f_o , Гц.

Параметры расчетной схемы

Усилия, действующие в подшипниковых узлах

Радиальные усилия, действующие на подшипник, Н,

$$R = \frac{G_r}{2} g \quad (\text{тип H}),$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести.
Осевые усилия, Н,

$$A_B = |A - 0,3R| \quad (\text{тип H});$$

$$A_B = |G_r g + A| \quad (\text{тип V}).$$

Относительные осевые усилия, Н/мм²,

$$\alpha = \frac{A_B}{z d_\omega^2} \quad (\text{тип H, V}).$$

Относительный радиальный зазор

$$\psi = \frac{\delta}{d_\omega} \quad (\text{тип H, V}).$$

Контактный угол, рад,

$$\beta_k = (20\alpha + 9 + 2 \cdot 10^3 \psi) 0,01745 \quad \text{для } \alpha \leq 0,1;$$

$$\beta_k = (3,3\alpha + 10,7 + 2 \cdot 10^3 \psi) 0,01745 \quad \text{для } \alpha > 0,1.$$

Радиальная жесткость подшипников, Н/мм,

$$C_{pR} = 3,23 \cdot 10^3 \cos^2 \beta_k \left[z^2 d_\omega^2 10^{-2} \left(\frac{5R}{\cos \beta_k} + \frac{A_B}{\sin \beta_k} \right) \right]^{1/3} \quad (\text{тип H}).$$

Изгибная жесткость вала, Н/мм,

$$C_v = 4 \cdot 10^{-2} \left(\frac{f_{1kr}}{60} \right)^2 G_r \quad (\text{тип H}).$$

Радиальная жесткость подшипникового узла, Н/мм,

$$C_R = \frac{C_{pR} C_v}{2C_{pR} + C_v} \quad (\text{тип H}).$$

Осевая жесткость подшипников, Н/мм,

$$C_{AB} = [\alpha(270 \cdot 10^3 \psi + 800) + 27 \cdot 10^3 \psi] z d_\omega \quad (\text{тип V});$$

для $\alpha \leq 0,05$

$$C_{AB} = [\alpha(110 \cdot 10^3 \psi + 570) + 33 \cdot 10^3 \psi + 12] \varepsilon d_{\omega} \quad (\text{тип V});$$

для $0,05 < \alpha < 0,2$

$$C_{AB} = [\alpha(25 \cdot 10^3 \psi + 390) + 50 \cdot 10^3 \psi + 47] \varepsilon d_{\omega} \quad (\text{тип V}).$$

для $\alpha \geq 0,2$

Относительный диаметр ступицы щита

$$a_s = \frac{d_s}{D_s} \quad (\text{тип V}).$$

Поправочный коэффициент

$$\sigma_s = \frac{1 - a_s^2}{(1 - a_s^2)^2 - 4a_s^2 (\ln a_s)^2} \quad (\text{тип V}).$$

Осевая жесткость подшипникового щита, Н/мм,

$$C_s = 18 E_s \frac{h_s^3}{D_s^3} \sigma_s \quad (\text{тип V}).$$

Осевая жесткость подшипникового узла, Н/мм,

$$C_A = \frac{C_{AB} C_s}{C_{AB} + C_s} \quad (\text{тип V}).$$

Коэффициент демпфирования

$$\mu = 2 \cdot 10^{-3} d + 0,1.$$

Собственные частоты колебаний, для которых производятся расчеты вибраций

Собственная частота колебаний машины по симметричной форме, Гц,

$$f_{1P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_R G_m 10^3}{(G_m - G_r) G_r}} \quad (\text{тип H}).$$

Собственная частота колебаний машины по кососимметричной форме, Гц, для диапазона частот А

$$f_{2P} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2C_R I^2 (J_r + J_k)}{J_r J_k 10^3}} \quad (\text{тип H}).$$

Осевая собственная частота колебаний машины по симметричной форме, Гц,

$$f_{1c} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_A G_m 10^3}{(G_m - G_r) G_r}} \text{ (тип V)}.$$

Корпусные собственные частоты определяются по методике "Расчет магнитных вибраций и шумов" для колебаний корпуса по 0-й - 6-й формам (см. исходные данные п. 19)

$$f_{r0} = f_r(1) \quad (r=0) \quad - \quad f_r(6) = f_r(7) \quad (r=6).$$

Для диапазона частот А

Частотные характеристики для двигателей типа Н

Низкочастотный диапазон (частота $2f_1$)

Частотная характеристика для расчета радиальных вибраций на корпусе машины, дБ,

$$T(f) = 20 \lg \frac{G_r}{G_m}.$$

Частотная характеристика для расчета осевых вибраций на корпусе машины, дБ,

$$T(f) = 20 \lg \left[\frac{G_r}{G_m} \sqrt{\frac{1 + \mu^2}{\left[1 - \left(\frac{2f_1}{f_{1c}} \right)^2 \right]^2 + \mu^2}} \right].$$

Среднечастотный диапазон—частоты $f = f_{1p}; f_{2p}$ (тип Н); частоты $f = f_{1c}$ (тип V).

Частотная характеристика для расчета радиальных вибраций на корпусе машины по симметричной форме, дБ,

$$T(f) = 20 \lg \left(\frac{G_r}{2G_m} \sqrt{\frac{1 + \mu^2}{\mu^2}} \right).$$

Частотная характеристика для расчета радиальных вибраций на корпусе машины по кососимметричной форме, дБ,

$$T(f) = 20 \lg \left(\frac{1}{2} \frac{J_r}{J_r + J_k} \sqrt{\frac{1 + \mu^2}{\mu^2}} \right).$$

Среднечастотный диапазон – $f = f_{1c}$.

Частотная характеристика для расчета осевых вибраций на корпусе машины, дБ, для двигателя типа V

$$T(f) = 20 \lg \left(\frac{G_r}{G_m} \sqrt{\frac{1 + \mu^2}{\mu^2}} \right).$$

Высокочастотный диапазон, частоты $f = f_{r2}$ ($r = 2$); f_{r3} ($r = 3$).

Для радиальных и осевых вибраций, дБ,

$$T(f) = -34 \frac{D}{L} + 12 \left(\frac{D}{L} \right)^{r-1}, \text{ где } r = 2 \text{ или } r = 3.$$

Возбуждения, дБ

Низкочастотный диапазон (частота $f = 2 f_1$).

Возбуждения в радиальном направлении

$$\bar{W}_{25}(f) = 20 \lg(0,86 \cdot 10^3 \Delta f_1 \cos \beta_k).$$

Возбуждения в осевом направлении

$$\bar{W}_{25}(f) = 20 \lg(0,86 \cdot 10^3 \Delta f_1 \sin \beta_k).$$

Среднечастотный диапазон (частоты $f = f_{1p}; f_{2p}; f_{1c}$) и **высокочастотный диапазон** (частоты $f = f_{r2}; f_{r3}$)

$\bar{W}_{25}(f)$ определяются по исходным данным, п.18.

Скоростной фактор (одинаковый для всех частот), дБ,

$$\bar{T}_n = 20 \lg \frac{f_1}{25}.$$

Фактор класса шумности подшипников определяется по табл. 23 (\bar{T}_{sh}).

Среднее значение уровня виброускорений на частоте f , дБ,

$$\bar{W}_M(f) = \bar{T}(f) + \bar{W}_{25}(f) + \bar{T}_n + \bar{T}_{sh}.$$

Таблица 23

| Класс шумности | \bar{T}_{sh} |
|----------------|----------------|
| LN3 | 0 |
| LN5 | -3 |
| LN6 | -6 |
| LN8 | -12 |

Для диапазона частот В

Частотные характеристики

$$T_m^i = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f_i}{f_m}\right)^2\right]^2 + \mu^2}}.$$

Возбуждения, мм/с²,

$$W_{25}(i).$$

Скоростной фактор (одинаковый для всех частот)

$$\bar{T}_n = \left(\frac{f_1}{25}\right)^2.$$

Значение уровня виброускорений на частоте f , м/с²,

$$\bar{W}_M(f) = \sum_{i=1}^8 T_m^i W_{25}(i) \bar{T}_n \frac{G_r}{G_m}.$$

Значение уровня виброускорений на частоте f , дБ,

$$x_k(i) = 20 \lg \frac{W_m(f)}{3 \cdot 10^{-4}}.$$

Общий уровень виброускорения, м/с²,

$$X = \sqrt{\sum (x_k(i))^2}.$$

Расчет частот подшипниковых вибраций

1. Начальный (номинальный) угол контакта в ПК

$$\alpha_0 = \arccos \left[1 - \frac{\delta}{2(r_e + r_n - d_\omega)} \right],$$

где δ – начальный радиальный зазор в зависимости от ряда, мм; r_b – радиус дорожки качения внутреннего кольца ПК, мм; r_n – радиус дорожки качения наружного кольца ПК, мм; d_ω – диаметр шарика, мм.

Однако для стандартных радиальных шарикоподшипников

$$r_b = r_n = 0,515d_\omega.$$

2. Частота вращения сепаратора, Гц,

$$f_{\text{сеп}} = \frac{f_1}{2} \left(1 - \frac{d_{\omega}}{D_0} \cos \alpha_0 \right),$$

где $D_0 \cong \frac{d + d_{\text{н}}}{2}$ – диаметр по центрам шариков.

3. Частота обкатывания шариков по наружному кольцу ПК (переменная жесткость), Гц,

$$f_{\text{нар}} = f_{\text{сеп}} z.$$

4. Частота сепаратора относительно вращающегося внутреннего кольца ПК, Гц,

$$f_{\text{сеп}B} = \frac{f_1}{2} \left(1 + \frac{d_{\omega}}{D_0} \cos \alpha_0 \right).$$

5. Частота обкатывания шариков по внутреннему кольцу, Гц,

$$f_{\text{вн}} = (f_1 - f_{\text{сеп}}) z.$$

6. Частота вращения шарика вокруг своей оси, Гц:

$$f_{\omega} = \frac{f_1 D_0}{2 d_{\omega}} \left[1 - \frac{d_{\omega}^2}{D_0^2} \cos^2 \alpha_0 \right].$$

Типичный спектр

f_1 и ее гармоники;

$f_{\text{нар}}$ и ее гармоники ($f_{\text{нар}}$ может модулироваться частотой f_1);

$f_{\text{вн}}$ и ее гармоники и та же модуляция.

РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ШУМА

Методика позволяет производить расчет вентиляционного шума любых типов машин, имеющих вентиляционные узлы с центробежными вентиляторами и обеспечивает удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными применительно к вентиляционным узлам, имеющим следующие параметры:

- окружную скорость от 25 до 100 м/с;
- максимальный наружный диаметр до 500 мм;
- отношение ширины лопатки вентилятора к его диаметру 0,1-0,35;

- углы наклона лопаток вентилятора на входе β_1 от 90° до 160° , на выходе β_2 от 50° до 160° ;
- конфигурацию наружной кромки - любую;
- число лопаток z удовлетворяет условию $|z - z_{рас}| \leq 3$,

где
$$z_{рас} = \frac{2\pi D_{af}}{D_{af} - D_{fi}}, \quad D_{fi} = \frac{D'_{fi} + D''_{fi}}{2}.$$

При отклонении параметров вентилятора от приведенных выше расчет вентиляционного шума будет ориентировочным.

Условия расчета

1. Вентилятор с прямыми лопатками на выходе
 $l_{bf} \neq 0, \gamma = 0$ $IW = 1$ (рис. 31, а).
2. Вентилятор с наклонными лопатками на выходе
 $l_{bf} \neq 0, \gamma \neq 0$ $IW = 2$ (рис. 31, б).
3. Вентилятор с ломаной кромкой лопатки
 $l_{bf} \neq 0, \gamma \neq 0$ $IW = 3$ (рис. 31, в).
4. Двигатель без кожуха $k_6 = 0$.
5. Исполнение двигателя IP-44 $k_6 = 4$.
6. Исполнение двигателя IP-23 со встроенным вентилятором $k_6 = 8$.
7. Другое исполнение; k_6 устанавливается экспериментально.
8. Лопатки, профилированные на входе, $\beta_1 > 90^\circ$ (рис. 32).
9. Лопатки, непрофилированные на входе, $\beta_1 = 90^\circ$ (рис. 32).

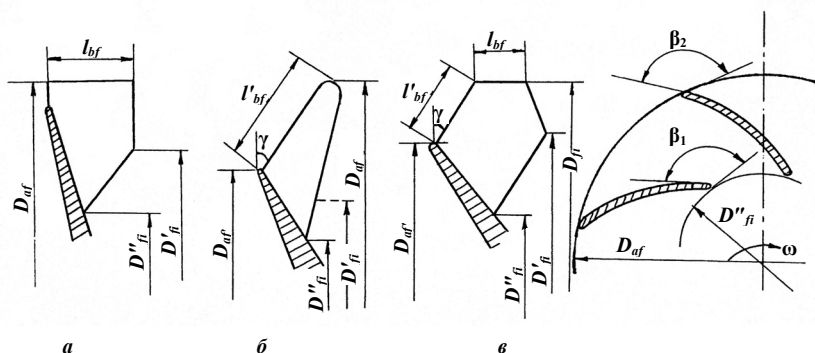


Рис. 31

Рис. 32

Исходные данные

1. Число лопаток вентилятора z .
2. Максимальный наружный диаметр D_{af} , мм.
3. Минимальный наружный диаметр D_{af1} , мм.
4. Максимальный диаметр вентилятора на входе D'_{fi} , мм.
5. Минимальный диаметр вентилятора на входе D''_{fi} , мм.
6. Горизонтальная ширина лопатки на выходе вентилятора l_{bf} , мм.
7. Наклонная ширина лопатки на выходе вентилятора l'_{bf} , мм.
8. Относительная производительность вентилятора Q_{f0} .
Примечание. Относительная производительность может быть рассчитана по формуле: $Q_{f0} = Q_f / Q_{fm}$, где Q_f - фактическая производительность вентилятора; Q_{fm} - максимальная производительность (в режиме короткого замыкания).
При отсутствии данных принимаем $Q_{f0} = 0,5$.
9. Угол атаки на лопатки вентилятора на входе воздуха α_f , град.
Примечание. При отсутствии данных аэродинамического расчета α_f принимается: при $\beta_1 = 90^\circ$ $\alpha_f = 90^\circ$; при $\beta_1 > 90^\circ$ $\alpha_f = 0^\circ$.
10. Угол наклона лопатки вентилятора на выходе (рис. 32) β_2 , град.
Примечание. $\beta_2 = 90^\circ$ для реверсивных двигателей; $\beta_2 \neq 90^\circ$ для нереверсивных двигателей.
11. Частота вращения n_n , об/мин.
12. Допустимый уровень вентиляционного шума $L_{доп}$, дБА.
13. Конструкция вентилятора (рис. 31).
14. Коэффициент, учитывающий исполнение двигателя,
 $k_6 = 0$ - двигатель без кожуха;
 $k_6 = 4$ - IP-44;
 $k_6 = 8$ - IP-23;
 $k_6 = < >$ - эксперимент.

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Результат контроля числа лопаток.
3. Общий уровень вентиляционного шума L_f , дБА.
4. Результат контроля уровня шума.
5. Уровни звука в октавных полосах на расстоянии 1 м в свободном звуковом поле L_{fi} , дБ.

Расчет общего уровня вентиляционного шума

Вентилятор в общем виде имеет конструкцию, соответствующую рис.31, *в* ($IW=3$).

Конструкции рис.31, *а* ($IW=1$) и 31, *б* ($IW=2$) являются частными случаями первой ($IW=3$) (рис.31, *в*).

Общий уровень вентиляционного шума L_f определяется как сумма (энергетическая) двух уровней L_{f1} и L_{f2} , рассчитанных соответственно для конструкций рис.31, а и 31, б, дБА,

$$L_f = 10\lg(A + B),$$

где $A = 10^{0,1L_{f1}}$; $B = 10^{0,1L_{f2}}$;

$$L_{f1} = 60\lg\frac{\pi D_{af} n_n}{6 \cdot 10^4} + 10\lg\frac{D_{af} I_{bf}}{10^6} + 14 + k_2 - 24,7\frac{D_{af}}{10^3} + k_4 + k_5 - k_6 + k_7; \text{ дБА},$$

$$L_{f2} = 60\lg\frac{\pi D_{af} n_n}{6 \cdot 10^4} + 10\lg\frac{D_{af} I'_{bf}}{10^6} + 14 + k_2 - 24,7\sqrt{\frac{1}{2 \cdot 10^6}(D_{af}^2 + D_{af1}^2)} + k_4 + k_5 - k_6 - 14\left(1 - \frac{D_{af1}}{D_{af}}\right); \text{ дБА}.$$

Для конструкции вентилятора IW = 1: $B = 0$ (L_{f2} не считать). Для конструкции вентилятора IW = 2: $A = 0$ (L_{f1} не считать). Значения k_2, k_4, k_5 выбираются по табл. 25 - 27.

Таблица 25

| Q_{fo} | До 0,1 | Свыше | | | | | | |
|-------------|--------|------------|-------------|------------|------------|------------|------------|-------------|
| | | 0,1 - 0,25 | 0,25 - 0,37 | 0,37 - 0,5 | 0,5 - 0,62 | 0,62 - 0,7 | 0,7 - 0,75 | 0,75 - 0,85 |
| k_2 , дБА | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |

Таблица 26

| $\alpha_f, ^\circ$ | 90-50 | Менее | | | | | |
|--------------------|-------|--------|----------|------------|------------|------------|------------|
| | | 50 - 0 | 0 до -10 | -10 до -20 | -20 до -25 | -25 до -30 | -30 до -40 |
| k_4 , дБА | 1 | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |

Таблица 27

| $\beta_2, ^\circ$ | Свыше | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 50 - 65 | 65 - 70 | 70 - 75 | 75 - 80 | 80 - 85 | 85 - 95 | 95 - 100 | 100 - 105 | 105 - 110 | 110 - 115 | 115 - 120 | 120 - 160 |
| k_5 , дБА | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 | 0 | -1 | -2 | -3 | -4 | -5 | -6 |

Значение k_7 (для конструкции $IW = 1$) зависит от ширины лопатки на выходе и рассчитывается по формуле :

для $6 \leq l_{bf} < 11$

$$k_7 = 76,5 - 7,7l_{bf} - (56 - 5,2l_{bf}) \lg \frac{\pi D_{af} n_n}{6 \cdot 10^4};$$

для $l_{bf} \geq 11$ $k_7 = 0$.

Уровни звука в октавных полосах

Уровни звука в октавных полосах на расстоянии 1м в свободном звуковом поле, дБ,

$$L_{fi} = L_f - \Delta L_i,$$

где ΔL_i выбирается по табл. 28.

Таблица 28

| | | | | | | | | |
|-------------------|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| f_i , Гц | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
| ΔL_i , дБ | 9 | 11 | 7 | 3 | 1 | 7 | 9 | 11 |

РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ СРЕДСТВ ШУМОПОГЛОЩЕНИЯ

Звукоизолирующие кожухи выполняются минимального размера. Для этого зазоры между внутренней поверхностью кожуха и корпусом электрической машины должны быть минимальными.

Кроме того, в звукоизолирующих кожухах для электрических машин, как правило, приходится делать вентиляционные люки для входа и выхода охлаждающего машину воздуха. Эти люки могут ослабить эффективность звукоизоляции.

Малое расстояние между внутренней поверхностью кожуха и корпусом машины, а также резкая неравномерность поля излучения по поверхности корпуса машины создают дополнительные трудности при расчете, так как в этих условиях может в заметных пределах меняться коэффициент звукопоглощения внутренней облицовки кожуха и условия отражения звука корпусом кожуха. Эти особенности приводят к снижению возможной точности акустического расчета, и применимость существующих методов требует экспериментальной проверки и уточнения.

Ниже приведен расчет одностенной конструкции кожуха (рис. 26), выполненный на основе экспериментальных данных.

Исходные данные

1. Скорость звука в пластине c , м/с.

2. Длина пластины кожуха a , м.
3. Ширина пластины кожуха b , м.
4. Толщина пластины кожуха s , м.
5. Поверхностная масса пластины m , кг/м².
6. Признак материала кожуха.
7. Тип крепления пластин кожуха.
8. Толщина звукопоглощающего покрытия δ , м.
9. Площадь входных люков Q_{01} , м².
10. Площадь выходных люков Q_{02} , м².
11. Площадь поверхности кожуха Q , м².
12. Коэффициент звукопоглощения внутренней поверхности на частотах 1/3 октавы a_i .
13. Коэффициент затухания на частотах 1/3 октавы b_i , 1/м.
14. Звукоизоляция входных люков на частотах 1/3 октавы R_{01i} , дБ.
15. Звукоизоляция выходных люков на частотах 1/3 октавы R_{02i} , дБ.

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Уровни звукоизоляции на частотах 1/3 октавы R_i , дБ.

Порядок расчета

1. Нижняя граница расчетного диапазона f_n определяется значением минимальной частоты, для которой известен коэффициент звукопоглощения a , устанавливаемый экспериментально, но не ниже 100 Гц.
2. Верхняя граница расчетного диапазона, Гц,

$$f_v = 0,05 \frac{c}{s}.$$

3. Критическая частота, Гц,

$$f_{kr} = \frac{c_0^2}{2\pi s} \sqrt{\frac{12\rho(1-\mu^2)}{E}} \approx 0,55 \frac{c_0^2}{cs},$$

где $c_0 = 340$ м/с - скорость звука в воздухе.

Принимаем 3 типа крепления пластин кожуха – ИКРЕП: ИКРЕП = 1 - крепление пластин осуществляется упруго с применением резиновых прокладок, $f_{kr} = 0,45 \frac{c_0^2}{cs}$; ИКРЕП = 2 - крепление с применением

болтовых соединений, $f_{kr} = 0,55 \frac{c_0^2}{cs}$; ИКРЕР = 3 - поверхность кожуха состоит из отдельных пластин, жестко укрепленных (например, при помощи сварки) на решетчатой раме, $f_{kr} = 0,65 \frac{c_0^2}{cs}$.

4. Частоты, на которых возможно ослабление эффективности звукоизоляции на ≈ 5 дБ.

Частоты совпадения длины падающей волны с линейными размерами пластин:

$$f'_{rp} = \frac{340}{a}; f''_{rp} = \frac{340}{b}.$$

Резонансные частоты, Гц,

$$f_{rp} = 0,45c \left[\left(\frac{i}{a} \right)^2 + \left(\frac{j}{b} \right)^2 \right],$$

где $i, j = 1, 2, 3$.

5. Звукоизоляция в диапазоне частот от f_n до $0,25 f_{kr}$, дБ, (здесь и далее рассчитывается звукоизоляция для всех $1/3$ октавных частот, входящих в данный диапазон)

$$R_i = 12 \lg f_i + 18 \lg m + 10 \lg \alpha_i - 25.$$

6. Звукоизоляция в диапазоне частот от $0,25 f_{kr}$ до $0,5 f_{kr}$, дБ,

$$R_i = 12 \lg f_i + 18 \lg m + 10 \lg \alpha_i + 8 \frac{f_i}{f_{kr}} - 27.$$

7. Звукоизоляция на частоте f_{kr} , дБ,

$$R_{kr} = R' + 10 \lg \alpha_{kr},$$

где R' определяется из табл. 29 в зависимости от материала кожуха.

8. Звукоизоляция в диапазоне частот от $0,5 f_{kr}$ до f_{kr} изменяется линейно по отношению к логарифмическому масштабу частот, дБ.

9. Звукоизоляция в диапазоне частот от f_{kr} до $2 f_{kr}$, дБ,

$$R_i = R_{kr} + 9 \frac{f_i}{f_{kr}} + 10 \lg \alpha_i - 9.$$

Таблица 29

| Признак материала кожуха | Материал пластин кожуха | R', дБ |
|--------------------------|-------------------------|--------|
| Matk = 1 | Сталь | 30 |
| Matk = 2 | Алюминиевые сплавы | 22 |
| Matk = 3 | Титан | 26 |
| Matk = 4 | Стеклопластик | 28 |
| Matk = 5 | Фанера | 25 |

10. Звукоизоляция на частотах выше $2f_{kr}$, дБ,

$$R_i = R_{2kr} + 4 \frac{f_i}{f_{kr}} + 10 \lg \alpha_i - 9,$$

где R_{2kr} получено по формуле п.9 при $f_i = 2f_{kr}$.

11. Дополнительная звукоизоляция от внутреннего звукопоглощающего слоя, дБ,

$$\Delta R_i = 7 \lg(\delta\beta_i) \text{ при } \delta\beta_i > 1;$$

$$\Delta R_i = 0 \text{ при } \delta\beta_i \leq 1,$$

где b_i - коэффициент затухания материала покрытия на соответствующей частоте (определяется экспериментально).

Примечание. При $\delta \leq 0,02$ м величиной ΔR_i пренебрегают.

12. Если затухание звука в вентиляционных люках (при их наличии) R_0 меньше, чем звукоизоляция кожуха R_i , т.е. $R_0 < R_i$, звукоизоляционный эффект рассчитывается по формуле

$$\Delta R_{oj} = 10 \lg \left(\frac{1 + \frac{Q_{oj}}{Q} 10^{\frac{R_i - R_{oj}}{10}}}{1 + \frac{Q_{oj}}{Q}} \right),$$

$j = 1$ для входных люков; $j = 2$ для выходных люков.

РАСЧЕТ ВИБРАЦИИ ПРИ НЕСИММЕТРИЧНОМ И НЕСИНУСОИДАЛЬНОМ НАПРЯЖЕНИИ ПИТАНИЯ

При несимметричном и несинусоидальном питании дополнительно к составляющим вибрации, рассчитанным по методике "Расчет магнитных вибраций и шумов. Трехфазные асинхронные двигатели", производится расчет вибрации на частотах $6f$, $12f$, $18f$

(при не синусоидальности напряжения), $2f$ (при не симметрии напряжения).

Исходные данные

1. Масса статора M_s , кг.
2. Диаметр корпуса статора D_k , мм.
3. Внутренний диаметр статора D_i , мм.
4. Жесткость амортизатора в радиальном направлении C_a , Н/мм.
5. Число амортизаторов n .
6. Расстояние от центра вращения до точки измерения вибрации R , мм.
7. Расстояние между амортизаторами в плоскости, перпендикулярной оси вращения R_a , мм.
8. Номинальное фазное напряжение U , В.
9. Номинальный фазный ток I_1 , А.
10. Число пар полюсов основного поля p .
11. Активное сопротивление статора R_1 , о.е.
12. Приведенное активное сопротивление ротора R'_2 , о.е.
13. Индуктивное сопротивление статора x_1 , о.е.
14. Приведенное индуктивное сопротивление ротора x'_2 , о.е.
15. Сопротивление намагничивающего контура x_{12} , о.е.

Напряжение

16. Прямой последовательности U_1 , о.е.
17. Обратной последовательности U_2 , о.е.
18. 5-й гармоники U_5 , о.е.
19. 7-й гармоники U_7 , о.е.
20. 11-й гармоники U_{11} , о.е.
21. 13-й гармоники U_{13} , о.е.
22. 17-й гармоники U_{17} , о.е.
23. 19-й гармоники U_{19} , о.е.
24. Коэффициент мощности $\cos\varphi$.
25. Скольжение S_n .
26. Частота сети f , Гц.

Выходные величины

1. Все исходные данные.
 2. Вибрационный момент M , Н·мм.
 3. Частота f , Гц.
 4. Уровень виброускорения x_k , дБ.
- Примечание.* При отсутствии величины напряжения обратной последовательности можно принять $U_2 \approx 0,65$, где k_n - коэффициент несимметрии питающего напряжения в о. е.

$$k_n = \frac{U_{\max} - U_{\min}}{U_{sr}},$$

где U_{\max} ; U_{\min} ; U_{sr} - напряжения в фазах несимметричной системы.

Порядок расчета

Вспомогательные величины

$$\begin{aligned} S_1 &= 2\pi f S_n; & S_2 &= -2\pi f (2 - S_n); \\ S_5 &= -2\pi f (6 - S_n); & S_7 &= 2\pi f (6 + S_n); \\ S_{11} &= -2\pi f (12 - S_n); & S_{13} &= 2\pi f (12 + S_n); \\ S_{17} &= -2\pi f (18 - S_n); & S_{19} &= 2\pi f (18 + S_n); \end{aligned}$$

$$T_r = \frac{x_{12} + x_2'}{2\pi f R_2'}; \quad l_a = x_1 + \frac{3}{2}x_{12}; \quad m_a = \frac{1}{3}x_{12};$$

$$\mu_{1a} = \frac{x_{12}^2}{(x_2' + x_{12}) \left(\frac{2}{3}x_1 + x_{12} \right)}; \quad l'_a = (l_a + m_a) - \frac{3}{2}\mu_{1a}l_a;$$

$$z_1 = R_1 + j \left(l'_a + \frac{3}{2}\mu_{1a}l_a \frac{1}{1 + jS_1T_r} \right);$$

$$z_2 = R_1 + j \left(l'_a + \frac{3}{2}\mu_{1a}l_a \frac{1}{1 + jS_2T_r} \right);$$

$$z_i = R_1 + j \left(l'_a + \frac{3}{2}\mu_{1a}l_a \frac{1}{1 + jS_iT_r} \right);$$

где $i = 5, 7, 11, 13, 17, 19$.

Вибрационные моменты

На частоте $2f$ при несимметрии сети

$$M_2 = \frac{1}{\cos \varphi} \operatorname{Re} \left[U_1 U_2 \left(\frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_1} \right) \right].$$

На частоте $6f$ при несинусоидальном питании

$$M_{6f} = \frac{1}{\cos \varphi} \operatorname{Re} \left[U_1 U_7 \left(\frac{1}{z_7} + \frac{1}{7z_1} \right) - U_1 U_5 \left(\frac{1}{z_5} - \frac{1}{5z_1} \right) \right].$$

На частоте $12f$ при несинусоидальном питании

$$M_{12f} = \frac{1}{\cos \varphi} \operatorname{Re} \left[U_1 U_{13} \left(\frac{1}{z_{13}} + \frac{1}{13z_1} \right) - U_1 U_{11} \left(\frac{1}{z_{11}} - \frac{1}{11z_1} \right) \right].$$

На частоте $18f$ при несинусоидальном питании

$$M_{18f} = \frac{1}{\cos \varphi} \operatorname{Re} \left[U_1 U_{19} \left(\frac{1}{z_{19}} + \frac{1}{13z_1} \right) - U_1 U_{17} \left(\frac{1}{z_{17}} - \frac{1}{11z_1} \right) \right].$$

Момент инерции, Н·мм·с²,

$$J = \frac{M_s}{8} (D_k^2 - D_i^2) 10^{-4}.$$

Жесткость амортизации, Н·мм,

$$C = n C_a R_a^2.$$

Собственная частота амортизации, Гц,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{J}}.$$

Базовый момент, Н·мм,

$$M_B = \frac{3U I_1 \cos \varphi}{2 \cdot 2\pi f} p 10^3.$$

Амплитуда виброускорения на частотах $2f, 6f, 12f, 18f$, мм/с²,

$$W_i = \frac{M_i M_B R}{J \left(\frac{f_0^2}{f_i^2} - 1 \right)},$$

где M_i, f_i - момент и частота соответственно для $2f, 6f, 12f, 18f$.

Уровень виброускорений, дБ,

$$x_{k(i)} = 20 \lg \frac{|W_i|}{\sqrt{2} \cdot 3 \cdot 10^{-1}}.$$

РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПУСКЕ

Методика позволяет проводить расчеты вибрации на опорах асинхронных двигателей мощностью до 100 кВт с короткозамкнутым ротором.

Исходные данные

1. Масса статора двигателя M_{st} , кг.
2. Момент инерции статора I , кгс·см·с².
3. Жесткость амортизатора C , кгс/см.
4. Коэффициент демпфирования g .
5. Расстояние между вибропреобразователями l_d , см.
6. Расстояние от центра тяжести двигателя до плоскости опоры r , см.
7. Расстояние между амортизаторами l_a , см.
8. Число амортизаторов n .
9. Высота оси вращения двигателя h , мм.
10. Частота f , Гц.
11. Значение динамического момента двигателя для частоты f (амплитудно-частотная характеристика динамического момента) M , Н·м.
12. Номинальный фазный ток I_1 , А.
13. Номинальное фазное напряжение U , В.
14. Частота сети f_1 , Гц.
15. Коэффициент мощности $\cos\varphi$.
16. Число пар полюсов p .

Примечание. При неизвестной амплитудно-частотной характеристике динамического момента, он может быть вычислен следующим образом:

$$M = (0,199815 + 0,000654h)M_b, \text{ Н·м,}$$

где $M_b = \frac{3UI_1 \cos\varphi}{2 \cdot 2\pi f_1} p$.

Это значение момента соответствует следующим двум граничным значениям частот, для которых и производится расчет вибраций:

$$f_{\min} = 16,4639 + 0,109266h, \quad f_{\max} = 26,582 + 0,119282h.$$

Выходные величины

1. Все исходные данные.
2. Уровень виброускорения на частоте f на опорах двигателя при пуске x , дБ.

Порядок расчета

Приведенная масса статора

$$m = \frac{M_{st}}{981}.$$

Собственная частота системы

$$\lambda = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Cn l_a^2}{J + mr^2}}.$$

Модуль частотной характеристики для виброускорений

$$\ddot{H}(f) = \frac{l_d f^2}{(J + mr^2) \lambda^2} \sqrt{\frac{I}{\left(1 - \frac{f^2}{\lambda^2}\right)^2 + \gamma^2 \frac{f^2}{\lambda^2}}}.$$

Уровень виброускорения на частоте f при пуске, дБ.

$$x = 20 \lg \frac{M \ddot{H}(f)}{3 \cdot 10^{-2}}$$

РАСЧЕТ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН С ПОМОЩЬЮ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Расчет снижения уровней вибрации электрических машин ведется с помощью следующих систем: упругой подвески ротора, упругой подвески статора, двухкаскадной внешней амортизации и динамических виброгасителей. Расчетные схемы приведены на рис. 23 – 25.

Исходные данные для упругой подвески ротора (с ESR)

1. Масса ротора M_1 , кг.
2. Суммарная масса корпуса и статора M_2 , кг.
3. Суммарная жесткость упругих элементов K_1 , Н/м.
4. Суммарная жесткость внешних амортизаторов (с ESR) K_2 , Н/м.
5. Суммарная жесткость внешних амортизаторов (без ESR) K , Н/м.
6. Коэффициент потерь упругих элементов δ_1 .
7. Коэффициент потерь внешних амортизаторов (с ESR) δ_2 .
8. Коэффициент потерь внешних амортизаторов (без ESR) δ .

Исходные данные для упругой подвески статора (с ESS)

1. Масса статора M_1 , кг.

2. Суммарная масса корпуса и ротора M_2 , кг.
3. Суммарная жесткость упругих элементов K_1 , Н/м.
4. Суммарная жесткость внешних амортизаторов (с ESS) K_2 , Н/м.
5. Суммарная жесткость внешних амортизаторов (без ESS) K , Н/м.
6. Коэффициент потерь упругих элементов δ_1 .
7. Коэффициент потерь внешних амортизаторов (с ESS) δ_2 .
8. Коэффициент потерь внешних амортизаторов (без ESS) δ .

Исходные данные для двухкаскадной амортизации (TCEA)

1. Масса двигателя M_1 , кг.
2. Дополнительная масса M_2 , кг.
3. Суммарная жесткость упругих элементов внутреннего каскада амортизации K_1 , Н/м.
4. Суммарная жесткость внешних амортизаторов (с TCEA) K_2 , Н/м.
5. Суммарная жесткость внешних амортизаторов (без TCEA) K , Н/м.
6. Коэффициент потерь упругих элементов внутреннего каскада амортизации δ_1 .
7. Коэффициент потерь внешних амортизаторов (с TCEA) δ_2 .
8. Коэффициент потерь внешних амортизаторов (без TCEA) δ .

Расчет эффективности ΔL (ESR, ESS и TCEA) выполнен в соответствии с формулой, дБ,

$$\Delta L = 10 \lg \frac{\left[(K_1 + K_2 - M_2 \omega^2)(K_1 - M_1 \omega^2) - (K_1^2 + \omega^2 C_1 C_2) \right]^2 + \omega^2 \left[C_1 (K_2 - M_1 \omega^2 - M_2 \omega^2) + C_2 (K_1 - M_1 \omega^2) \right]^2}{(K_1^2 + \omega^2 C_1^2) \left[(K - M \omega^2)^2 + \omega^2 C^2 \right]}$$

где $\omega = 2\pi f$, $M = M_1 + M_2$, $C^2 = \delta^2 KM$, $C_1^2 = \delta_1^2 K_1 M_1$, $C_2^2 = \delta_2^2 K_2 M_2$ (см. рис. 23, 24).

Исходные данные для динамических виброгасителей (DVD)

1. Масса двигателя M , кг.
2. Масса динамических виброгасителей без массы упругих элементов M_v , кг.
3. Суммарная жесткость внешних амортизаторов K , Н/м.
4. Суммарная жесткость упругих элементов DVD K_v , Н/м.
5. Коэффициент потерь внешних амортизаторов δ .
6. Коэффициент потерь упругого элемента DVD δ_v .

Эффективность динамических виброгасителей, дБ,

$$\Delta L = 10 \lg \frac{\left[(K_v + K - M \omega^2)(K_v - M_v \omega^2) - (K_v^2 + \omega^2 C C_v) \right]^2 + \omega^2 \left[C_v (K - M_v \omega^2 - M \omega^2) + C (K_v - M_v \omega^2) \right]^2}{(K_v - M_v \omega^2)^2 + \omega^2 C_v^2 \left[(K - M \omega^2)^2 + \omega^2 C^2 \right]}$$

где $\omega = 2\pi f$, $C^2 = \delta^2 KM$, $C_v^2 = \delta_v^2 K_v M_v$ (см. рис. 23, 25).

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ И ШУМОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

РАЗДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКОВ ШУМА И ВИБРАЦИИ

Задача разделения источников вибраций и шума состоит в определении доли одновременно действующих источников возбуждения вибраций и шума электрической машины в создаваемом ими вибрационном поле и воздушном шуме. Чаще всего требуется определить преобладающий источник шума или вибрации на данной частоте или в общем уровне. Это упрощает задачу.

Вибрационное поле - это вибрационные отклики системы в выбранных точках и направлениях на конструктивных элементах исследуемой машины от действующих источников возбуждений.

Источниками возбуждения вибраций и шума являются: магнитное поле, подшипники, небаланс ротора, коллектор и щетки, вентилятор системы охлаждения и т.д. Кроме того, источниками возбуждения могут быть нагрузочные механизмы или их детали.

Ниже рассматриваются главным образом методы разделения источников вибрации и шума в электрических машинах без присоединенного механизма.

Для разделения вибраций и шума используют следующие способы:

1. Искключение одного из одновременно действующих источников либо изменение его интенсивности на определенную величину.
2. Спектральная оценка диапазона проявления того или иного источника.
3. Расчетно-экспериментальные методы, основанные на косвенной оценке характера возбуждающих источников. Чаще всего одновременно используются все способы.

Ниже описано применение указанных способов для выделения источников вибраций и шума электрических машин.

Выделение вибрации от небаланса ротора

Чаще всего выделение вибраций от небаланса ротора не представляет трудностей. Эти вибрации проявляются на специфической частоте вращения $f = n/60$ Гц.

В связи с этим для выделения вибраций от небаланса достаточно проведения спектрального анализа вибраций. Искключение составляют следующие случаи:

– двухполюсный асинхронный двигатель при значительном динамическом эксцентриситете. Выделение составляющей от небаланса для данного случая производится путем испытания двигателя при существенном (в два и более раза) снижении питающего напряжения;

– двухполюсный асинхронный двигатель, питаемый от источника напряжения, содержащего постоянную составляющую. В этом случае возникает магнитная составляющая вибрации, действующая на частоте сети, которая весьма близка к частоте вращения. Выделение вибрации от небаланса для этого случая возможно путем проведения спектрального анализа с полосой пропускания, достаточной для разделения этих составляющих, либо путем испытания двигателя при питании от источника синусоидального напряжения;

– синхронный двигатель с постоянными магнитами или электромагнитным возбуждением при несимметрии намагниченности отдельных полюсов. В этом случае на частоте вращения действуют силы небаланса ротора и магнитные силы притяжения ротора к статору. Разделение этих составляющих возможно для случая электромагнитного возбуждения путем предельного уменьшения тока возбуждения.

При наличии на роторе постоянных магнитов небалансная и магнитная составляющие простыми способами не разделяются.

Как уже отмечалось, в электрических машинах с подшипниками качения на частоте вращения имеется вибрация от подшипников. При небольших (до 3000 об/мин) скоростях вращения эта составляющая вибрации чаще всего меньше составляющей вибрации от небаланса ротора. Разделение вибраций для этих случаев описано ниже. При больших скоростях вращения составляющая вибрации от подшипников может преобладать над составляющей от небаланса ротора. Вибрация от небаланса для данного случая выделяется путем измерений при установке на ротор пробных грузов различной величины. Отсутствие реакции на пробный груз свидетельствует о преобладании подшипниковой составляющей вибрации.

Выделение магнитных вибраций и шумов

Магнитные вибрации и шумы имеют частоты во всем звуковом диапазоне и поэтому частоты магнитных вибраций и шумов часто совпадают с подшипниковыми вибрациями и аэродинамическими шумами.

Наиболее простым и универсальным способом выделения магнитных вибраций являются опыты при различных напряжениях питания и возбуждения.

Для асинхронных двигателей магнитные вибрации выделяются путем измерений спектров вибраций при номинальном и пониженном напряжении. При этом напряжение должно быть снижено не менее чем в 1,5 раза. Контролировать сохранение частоты вращения в этих опытах не обязательно, поскольку в асинхронных двигателях эта частота практически не зависит от величины напряжения. Признаком магнитной составляющей вибрации является снижение ее уровня не менее чем на 4 дБ при снижении напряжения не менее чем в 1,5 раза.

Для двигателей постоянного тока и синхронных с электромагнитным возбуждением магнитные вибрации выделяются путем измерения спектров вибраций при номинальном и пониженном напряжении возбуждения. Напряжение возбуждения должно быть снижено не менее чем в 1,5 раза. Признаком магнитной составляющей вибрации является снижение ее уровня не менее чем в 1,5 раза.

Для двигателей постоянного тока необходимо контролировать и поддерживать частоту вращения ротора двигателя. Чаще всего это приходится делать путем введения сопротивления в цепь якоря.

Для некоторых типов двигателей (двигатели постоянного тока и синхронные с постоянными магнитами, универсальные коллекторные двигатели и др.) опыты при пониженном напряжении не дают возможности выделить магнитные составляющие вибрации, поскольку с изменением напряжения происходит изменение частоты вращения. Для этих случаев выделение магнитных вибраций можно выполнить в режиме выбега (вращение ротора при отключении напряжения на статоре).

Признаком магнитной составляющей является резкое (мгновенное) снижение уровня вибрации на рассматриваемой частоте. Выделение магнитных составляющих в режиме выбега можно производить и для других типов двигателей. Однако при использовании этого метода возникают трудности анализа вибраций, связанные с быстрым изменением частоты вращения. Эти трудности можно преодолеть путем проведения нескольких выбегов и последовательного анализа, а также путем увеличения длительности выбега за счет увеличения момента инерции ротора.

Для коллекторных двигателей магнитные вибрации на низких частотах можно выделить при сравнении спектров, измеренных при питании переменным и постоянным током, и при одинаковой частоте вращения.

При применении описанных методов проводится частотный анализ спектров, который также дает информацию о характере (виде) вибраций.

Известно, что частоты магнитных составляющих пропорциональны частотам питания и в ряде случаев частоте вращения ротора, а подшипниковые составляющие пропорциональны частоте вращения ротора и частоте вращения сепараторов. Поэтому по результатам узкополосного спектрального анализа в ряде случаев можно получить информацию о наличии возбуждений от того или иного источника.

Кроме того, спектр магнитных вибраций чаще всего отличается от спектра вибраций, вызванных подшипниками качения, внешним видом. Спектр магнитных вибраций представляет собой набор ярко выраженных дискретных составляющих, в то время как спектр подшипниковых вибраций чаще всего сплошной без выраженных дискретных составляющих.

В большинстве случаев приведенных выше способов достаточно для выделения магнитных составляющих вибрации. Для более точного их определения вибрации от подшипников качения полностью исключаются. Это достигается заменой подшипников качения на подшипники скольжения. Подшипники скольжения могут иметь разные конструкции. Для кратковременных исследований могут быть применены простейшие конструкции, представляющие собой втулку из бронзы или латуни, имеющую размеры подшипника качения. Пару трения образует внутренняя поверхность втулки и наружная поверхность вала ротора, на которой ранее был подшипник качения. Между этими поверхностями должен быть минимальный зазор, в который перед испытаниями закладывается смазка.

Данные конструкции подшипников скольжения можно использовать при испытаниях двигателей с внутренним диаметром подшипника до 100 мм и частотой вращения до 3000 об/мин. При применении хорошо изготовленных подшипников скольжения их собственные вибрации на частотах, кратных частоте вращения, невелики и действуют в диапазоне до (3-4) $f_{вр}$. Если подшипники скольжения имеют большой зазор и изготовлены не точно, то их вибрации могут проявляться в широком диапазоне частот и в некоторых случаях совпадать с частотами магнитных вибраций.

Описанные выше методы позволяют выделить магнитные вибрации и установить их величину. Для определения причин возникновения той или иной составляющей магнитной вибрации используются многие дополнительные способы. К ним, например, относятся:

- измерение формы колебаний;
- измерение собственных частот естественным методом;
- измерение различными способами магнитного поля в воздушном зазоре и нахождение корреляционной связи между полем в зазоре и вибрацией;

- измерение вибрации при изменении частоты питания и частоты вращения;
- измерение вибрации при варьировании параметрами магнитной цепи и обмоток (величина и эксцентриситет воздушного зазора, изменение параметров обмотки путем включения сопротивлений, емкостей, индуктивностей);
- измерение вибрации и поля при изменении формы и симметрии питающего напряжения;
- измерение вибрации при изменении жесткостных и массовых параметров.

Конкретная реализация этих способов зависит от типа машины, поставленных задач, имеющегося оборудования и приборов, технологических возможностей и т.д. Поэтому описание этих способов не приводится.

Могут быть также предложены и другие способы экспериментального исследования магнитных вибраций.

Выделение и анализ вибраций от подшипников качения

Приведенные выше способы выделения магнитных вибраций - испытание при пониженном напряжении или на выбеге, а также при замене подшипников качения на подшипники скольжения - достаточны и для выделения вибраций от подшипников качения.

Характерным признаком подшипниковых вибраций в опытах с пониженным напряжением питания или на выбеге является сохранение или даже повышение уровня вибраций.

Испытание машины на подшипниках скольжения дает информацию об уровнях подшипниковых вибраций. Однако подшипники скольжения могут быть применены в ограниченном диапазоне частоты вращения. Кроме того, высока стоимость их изготовления. Поэтому основным способом выделения вибраций от подшипников качения является спектральный анализ.

Спектры вибраций от подшипников качения чаще всего сплошные со слабо выраженными дискретными составляющими.

Таковыми характерными частотами являются следующие.

Частоты, кратные частоте вращения f_1 ,

$$f_k = f_1 k, \quad k = 2, 3, 4, \dots$$

Частота вращения сепаратора

$$f_c = \frac{f_1}{2} z \left(1 - \frac{d_z}{D_0} \cos \beta \right).$$

Частота обкатывания шарами наружного кольца

$$f_H = \frac{f_1}{2} z \left(1 - \frac{d_z}{D_0} \cos \beta \right).$$

Частота обкатывания шарами внутреннего кольца

$$f_B = \frac{f_1}{2} z \left(1 + \frac{d_z}{D_0} \cos \beta \right).$$

Частота, связанная с вращением тел качения вокруг собственной оси,

$$f_z = 4 \frac{D_0 f_H f_B}{d_z f_1 z^2}.$$

В ряде случаев в спектрах машин наблюдаются и частоты, кратные f_H , f_B , f_z .

Особую группу частот образуют модуляционные составляющие:

$$f_{Hm} = f_H \pm f_1 m, \quad m = 1, 2, \dots$$

$$f_{Bm} = f_B \pm f_1 m.$$

Пример дискретных составляющих вибраций в низкочастотной зоне приведен на рис. 33-35.

Более сложный характер по своему составу носит высокочастотный диапазон. Спектр вибраций состоит из многочисленных, близких по уровням дискретных, составляющих, возбуждаемых микрогеометрией поверхностей качения. Частоты этих составляющих можно оценить по соотношению:

$$f_z = f_s r_1 + (f_1 - f_s) r_2.$$

Здесь r_1 и r_2 – порядки гармоник волнистости поверхности качения колец. Частота $f_1 - f_s$ есть частота вращения сепаратора относительно вала.

Число дискретных составляющих для 1/3 октавной полосы можно оценить по соотношению $N_f \geq f / f_1$, где f - среднегеометрическое значение в 1/3 октавной полосе.

Плотность подшипниковых составляющих для стандартных шарикоподшипников можно оценить для частоты вращения f_1 по соотношению

$P_N = \frac{4,3}{f_1}, 1/\Gamma\text{ц}$, т. е. для произвольного высокочастот-

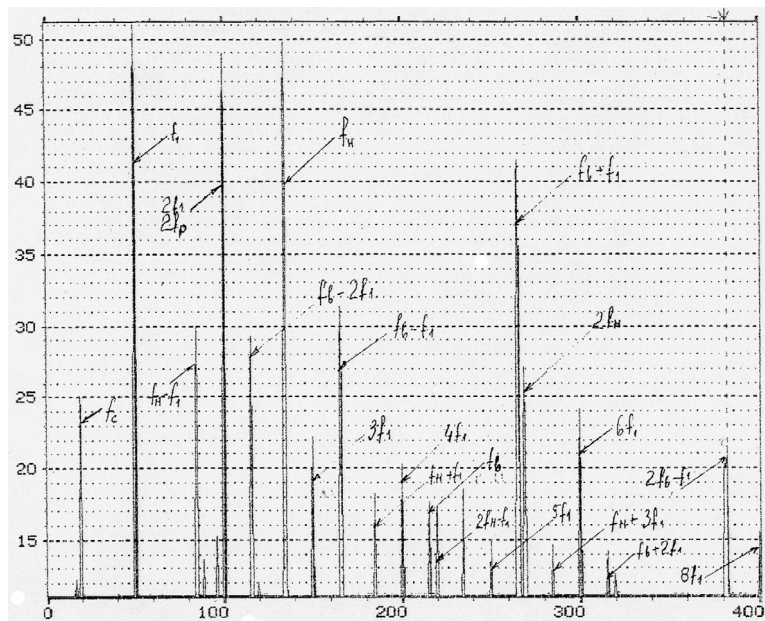


Рис. 33

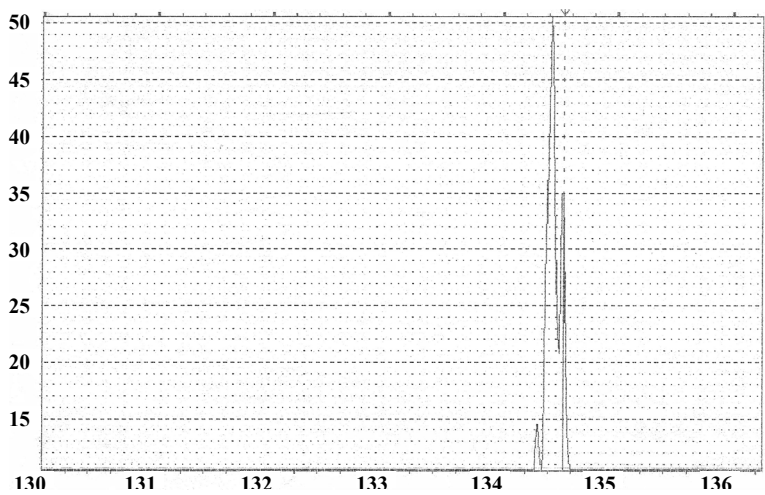


Рис. 34.

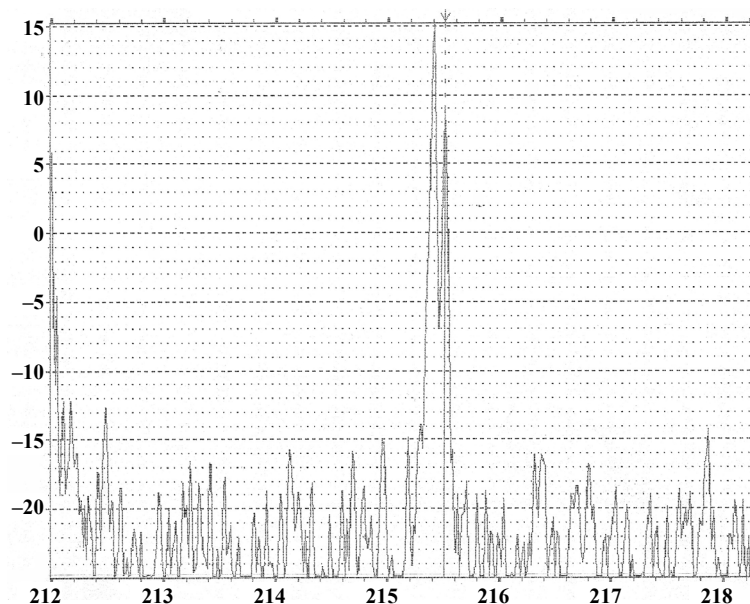


Рис. 35

ного диапазона Δf число дискретных составляющих $N_{\Delta f} \geq 4,3\Delta f / f_1$.

Приведенные соотношения могут быть использованы для диагностических целей: определения возможных нарушений кинематики работы подшипников (поворота колец), а также для идентификации доли вибраций, вносимой каждым из подшипников в измеряемое место.

Из приведенных соотношений можно видеть, что при $\beta = 0$ (отсутствии осевой нагрузки) частота f_H минимальна и равна

$$f_{H0} = f_1 \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d_z}{D_0} \right).$$

Соответственно

$$f_{B0} = f_1 \frac{z}{2} \left(1 + \frac{d_z}{D_0} \right)$$

не может быть превышена при наличии осевой нагрузки и отсутствии поворота наружного кольца.

Таким образом, условие непроворота наружных колец при осевом нагружении можно представить в виде неравенств: $f_n > f_{n0}$; $f_v < f_{v0}$.

Частоты, возбуждаемые парой работающих подшипников с индексами «1» и «2», f_{n1}, f_{v1} и f_{n2}, f_{v2} , должны удовлетворять равенству:

$$f_{n1} + f_{v1} = f_{n2} + f_{v2} = f_1 z.$$

Если в двигателе используются однотипные подшипники, то можно идентифицировать вклад каждого из подшипников в измеряемый уровень.

С этой целью необходим узкополосный анализ с разрешением по частоте не хуже, чем 0,01 Гц.

Выполняя анализ в полосах частот, включающих в себя f_{n1} и f_{n2} , а также f_{v1} и f_{v2} , по уровням каждой из составляющих можно судить о ее весомости в формировании вибрационной ситуации. Так, для двигателя вертикального исполнения с нижним опорным подшипником «1» и усилия пружины, действующей в направлении весовой нагрузки, получаем $f_{n1} > f_{n2}$ и $f_{v1} < f_{v2}$.

При этом полагаем, что «плавающий» подшипник «2» имеет гарантированное осевое перемещение наружного кольца, нагруженного пружиной дополнительного осевого нажатия.

Соотношение для вычисления f_n удобно использовать для определения частоты вращения сепаратора f_s .

Непосредственное измерение f_s достаточно проблематично из-за низких уровней и флуктуации движения сепаратора вследствие имеющихся зазоров между ними и шаром. Поэтому косвенно определяемая величина f_s по f_n более корректна для расчета частот гармоник от волнистости колец.

Дополнительную информацию о характере подшипниковых вибраций дают следующие эксперименты:

- изменение усилия осевого нажатия на подшипник;
- изменение нагрузки на подшипник путем изменения ориентации двигателя при испытаниях (вертикально валом вверх или вниз, горизонтально, изменение внешней нагрузки и т.д.);
- изменение частоты вращения ротора.

В последних экспериментах характерным для сплошной части спектра подшипниковых вибраций является сохранение максимумов в зоне собственных частот ротора и статора в широком диапазоне частот вращения.

Существенное влияние на вибрации при применении роторов на подшипниках качения оказывают условия их монтажа на валу и в щитах (зазоры, посадки, перекосы и т.д.). При этом возникают вибрации на дискретных частотах, кратных частоте вращения. Экспериментальное определение конкретной причины этих вибраций крайне затруднено. Кроме приведенных выше способов можно использовать анализ вибраций при изменении условий монтажа подшипников (введение или устранение зазоров или перекосов, применение посадок или условий закрепления подшипников). Однако эти операции являются очень трудоемкими, так как требуют весьма точного соблюдения условий монтажа и эксперимента.

Вибрации от коллекторного аппарата и других источников

Вибрации, возникающие от коллекторного аппарата, действуют на специфической частоте $f = zn/60$, где z - число коллекторных пластин, n - частота вращения. Чаще всего вибрация на данной частоте выражена достаточно четко. Чтобы убедиться в этом, применяются следующие способы:

- испытание (если это возможно) с уменьшенным числом щеток;
- испытание со снятыми щетками при вращении от постороннего малошумного двигателя;
- испытание на выбеге с одновременным снятием щеток.

Вибрации на двигателе, особенно на тонких поверхностях, могут возникнуть от пульсаций воздушного потока, вызываемых вентилятором системы охлаждения.

Выделение этих вибраций и их анализ производится путем измерения вибрации при последовательном исключении вентилятора и других деталей вентиляционного узла.

Разделение источников воздушного шума

Основным методом разделения источников воздушного шума является последовательное исключение или снижение интенсивности отдельных источников.

Аэродинамические составляющие воздушного шума выделяются путем измерения шума машины с вентилятором и без него. Спектр аэродинамического шума электрических машин с частотой вращения до 3000 об/мин чаще всего сплошной без тональных составляющих. Он занимает практически весь диапазон звуковых

частот с максимальными уровнями в диапазоне 300-2000 Гц. При частоте вращения выше 3000 об/мин и некоторых других случаях на фоне сплошного спектра могут быть выделены тональные составляющие шума на частотах $f = zn/60$ ($k = 1, 2, 3...$), связанных со скоростью n и числом лопаток z .

Наличие этих составляющих выявляется как путем спектрального анализа, так и в опытах измерения шума с вентилятором, но без направляющего аппарата, кожуха и других препятствий воздушному потоку. В этих опытах тональные составляющие, связанные с лопатками вентилятора либо исчезают, либо существенно снижаются.

Некоторые детали вентиляционного узла (например направляющий аппарат и кожух) могут быть усилителями магнитного и подшипникового шумов. Поэтому снижение шума при снятом вентиляторе и деталях вентиляционного узла может произойти не только от снижения аэродинамических составляющих. Чтобы выявить это обстоятельство, необходимо провести измерение шума при снятом вентиляторе и при сохранении остальных деталей вентиляционного узла.

Диаграмма направленности аэродинамического шума чаще всего близка к круговой. Небольшое увеличение шума может наблюдаться со стороны входа и выхода воздуха в вентиляционный узел.

В некоторых конструкциях электрических машин вентилятор невозможно снять. В этих случаях для выделения аэродинамического шума производятся опыты с закрытыми или заглушенными вентиляционными отверстиями. Аэродинамические составляющие шума при этом должны существенно снижаться.

Магнитные составляющие шума выделяются при измерениях шума двигателя без вентилятора или с заглушенными вентиляционными отверстиями. При этом измерения проводятся в тех же режимах, которые использовались для выделения магнитных вибраций. Спектр магнитного шума состоит из хорошо выраженных дискретных составляющих. В диаграмме направленности магнитного шума выражены максимумы в направлении боковых поверхностей корпуса. Диаграммы направленности, снятые для отдельных составляющих магнитного шума, могут весьма существенно отличаться от круговых.

Подшипниковые шумы выделяются так же, как и магнитные. Спектр подшипниковых шумов чаще всего сплошной. В диаграмме направленности выражены максимумы в направлении щитов или других деталей, в которых расположены подшипники.

Магнитные, подшипниковые и коллекторные шумы являются следствием соответствующих вибраций. Поэтому, если достаточ-

но выделены те или иные вибрации, можно, используя возможности корреляционного анализа, определить составляющие шума той же природы.

При этом нет необходимости в проведении специальных режимов испытаний.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ

Информация о собственных частотах, формах колебаний и демпфировании в электрической машине является важнейшей в вопросах изучения характера вибраций и шума машины и выборе путей снижения вибрации и шума.

Изучение колебательных свойств конструкции в настоящее время получило название анализа мод колебаний или модального анализа.

Основой модального анализа является представление математической модели исследуемой конструкции вблизи ее собственных частот в виде одномассовых систем, параметрами которых являются модальные частоты, совпадающие с собственными частотами конструкции, модальные затухания и модальные формы, отражающие формы колебаний реальной конструкции.

Модальные формы в зависимости от системы выбранных координат и числа степеней свободы позволяют судить о динамическом поведении конструкции в резонансных и околорезонансных режимах ее работы.

Определение собственных частот и форм колебаний механических систем можно выполнить различными способами, отличающимися главным образом видами возбуждения, наиболее распространенными из которых являются следующие:

1. Возбуждения внутренними источниками переменной частоты с контролем интенсивности возбуждений и их частотных спектров.
2. Возбуждения посторонними источниками с контактными или бесконтактными воздействиями.
3. Возбуждения кратковременными ударными импульсами, обладающими широкополосными спектрами.

Каждый из этих методов обладает своими достоинствами и недостатками.

Метод импульсного ударного возбуждения

Сущность этого метода состоит в анализе частотных характеристик конструкции, возбуждаемой ударными воздействиями.

Метод нашел распространение в практической деятельности поскольку он обладает следующими преимуществами.

1. Оперативность, не требуется доработки конструкции для подсоединения возбуждателей.

2. Не требуется точного контроля интенсивности возбуждения, так как анализируется отношение отклика к воздействию, которое для линейных систем является инвариантным.

К недостаткам способа можно отнести трудности использования спектрального анализа с расширением и худшие, чем для прочих методов, отношения “сигнал-шум”. Также есть определенные трудности с управлением спектром, т.е. существуют ограничения по частоте и уровню, обусловленные контактными наконечниками ударного инструмента, а также связанной с ним мощностью воздействия в требуемом диапазоне частот.

Информация о практическом применении модального анализа с использованием импульсного возбуждения приведена в ряде работ, а также некоторые аспекты этого метода нашли отражение в нормативных документах (ГОСТ Р ИСО 10846-1-99, ГОСТ ИСО 7626-5-99).

Для проведения модального анализа рассматриваемым способом требуется анализатор, имеющий не менее двух каналов, виброизмерительные тракты, ударный молоток с набором наконечников, снабженный датчиком силы для измерения импульсного воздействия.

Остановимся на необходимости правильного подбора ударных наконечников.

Материал и контактная поверхность ударного наконечника определяют длительность воздействующего ударного импульса и, следовательно, ширину возбуждающего спектра. Мягкие, податливые материалы, такие как упругие пластики и резина, не позволяют возбуждать спектр свыше 100 - 200 Гц. Жесткие пластмассы, такие как эбонит, позволяют расширить частотный диапазон до 400-500 Гц. Стальные наконечники дают возможность возбуждать частотный диапазон до 5000 Гц. Разумеется, приведенные значения частот являются ориентировочными и могут быть как выше, так и ниже, поскольку характеристики указанных материалов обычно сильно отличаются. Большое значение при возбуждении имеют зоны контакта. Место конструкции, где производится удар, должно быть очищено от краски (для средних и высоких частот), иметь ровную, без заметных шероховатостей, по-

верхность. Наличие неровностей обуславливает значительные контактные деформации и не позволяет возбуждать плавный спектр в исследуемой области частот. Следует также обратить внимание на качество контактной поверхности ударных наконечников, они должны быть гладкими, желательно со сферическим профилем, без царапин и прочих дефектов.

Рассмотрим порядок проведения модального анализа на конкретном примере.

В исследованиях используется следующая аппаратура: двухканальный анализатор 2034; ударный молоточек 8202 с датчиком силы 8200; наконечник стальной и эбонитовый; акселерометры 4344; преусилители 2644 и 2635; графический регистратор 2313 с модулем BZ7006.

Начальным этапом модального анализа является выбор системы координат и числа степеней свободы, которые, по мнению исследователя, дадут наглядную картину той или иной формы колебаний.

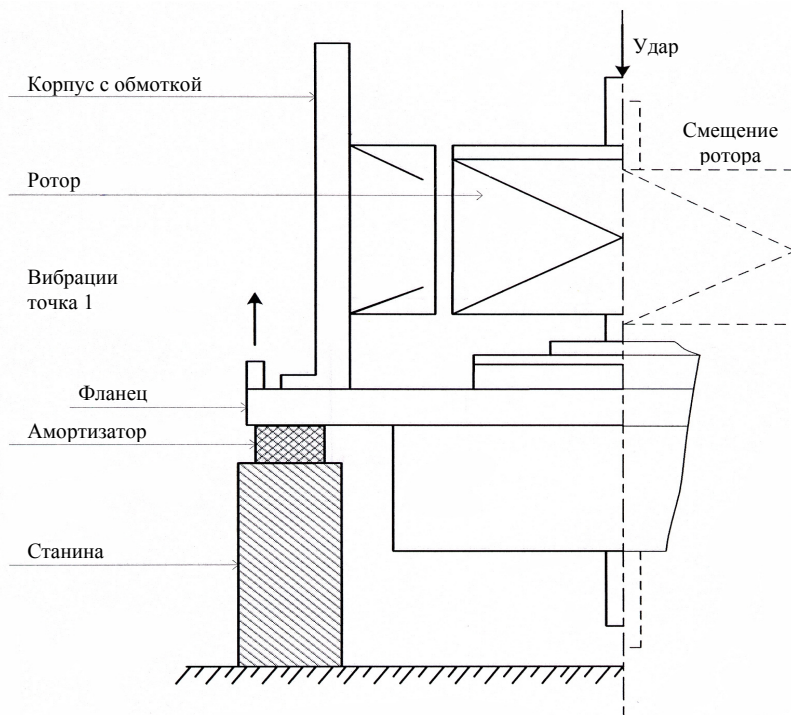


Рис. 36

В качестве объекта испытаний был взят асинхронный двигатель вертикального исполнения, опорный фланец которого устанавливался на жесткую станину с использованием амортизаторов (рис. 36).

Рассмотрим осевую форму колебаний системы «ротор-корпус» и одну из форм колебаний статора.

При анализе осевой формы колебаний главная ось чувствительности датчика и направление ударного воздействия на верхний торец вала были ориентированы в осевом направлении (см. рис. 36).

Производилось 3 серии ударных воздействий по торцу вала, при которых датчик устанавливался в трех точках фланца у амортизаторов.

Типичный вид получаемых при этом частотных характеристик можно видеть на рис. 37. Здесь собственная частота 101,5 Гц соответствует пиковому уровню равному +52,4. При установке датчика в другие точки значения пикового уровня на этой частоте отличались по величине не более, чем на 5% и имели тот же знак «+».

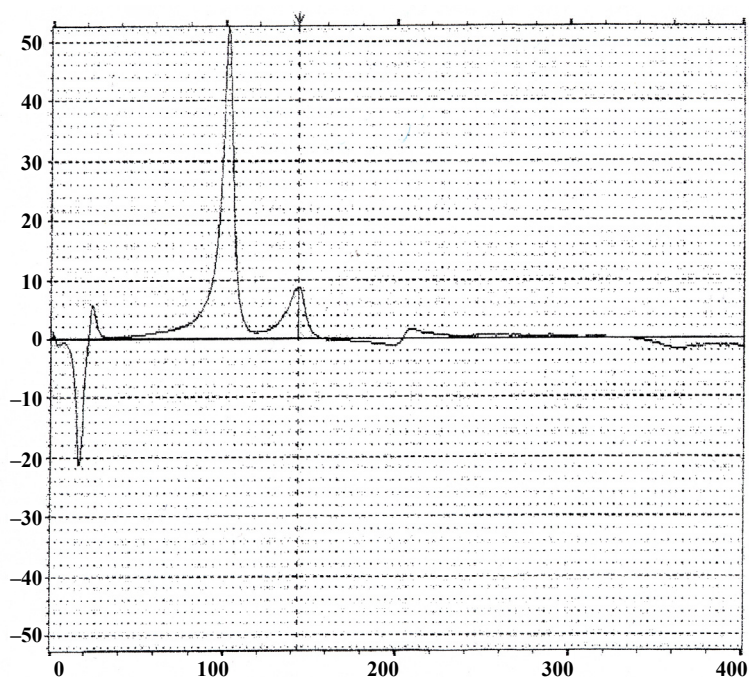


Рис. 37

Это обстоятельство дает основание утверждать, что форма колебаний при собственной частоте 101,5 Гц симметричная, т. е. ротор и корпус совершают относительно друг друга поступательные движения (см. рис 36, правая сторона).

Данная форма колебаний определяется жесткостями подшипниковых узлов, а также массами ротора и корпуса двигателя.

При исследовании формы колебаний статора (рис. 38) были взяты 15 точек, расположенных по периметру внешнего корпуса. При этом принята полярная система координат. Положительные значения частотных характеристик откладывались от центра, отрицательные – к центру.

На рис. 38 приведена эпюра, отражающая форму колебаний статора при собственной частоте 850 Гц. У коробки выводов измерения не проводились из-за чисто конструктивных причин. Можно видеть, что форма колебаний корпуса близка к двухлепестковой, одной из низших по частоте форм.

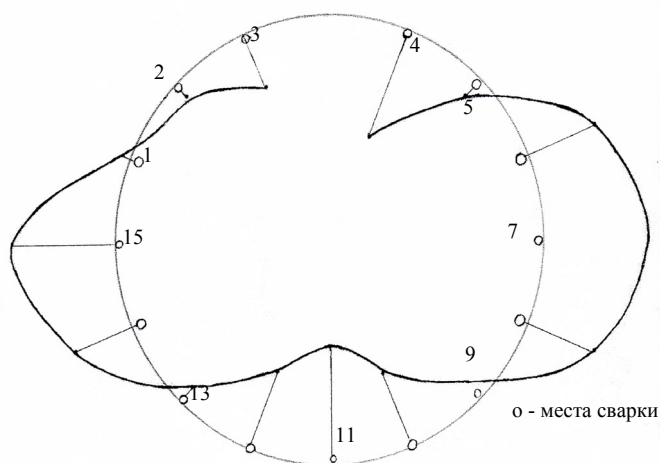


Рис. 38

Схематично процесс получения информации для анализа частотных характеристик показан на рис. 39, где 1 – датчик силы; 2 – акселерометр; 3 – предусилитель; 4 – контроль перегрузок; 5 – взвешивание; 6 – контроль взвешивания; 7 – цифровое преобразование сигналов; 8 – дисплей; 9 – функции для анализа сигналов и систем; 10 – внешние устройства.

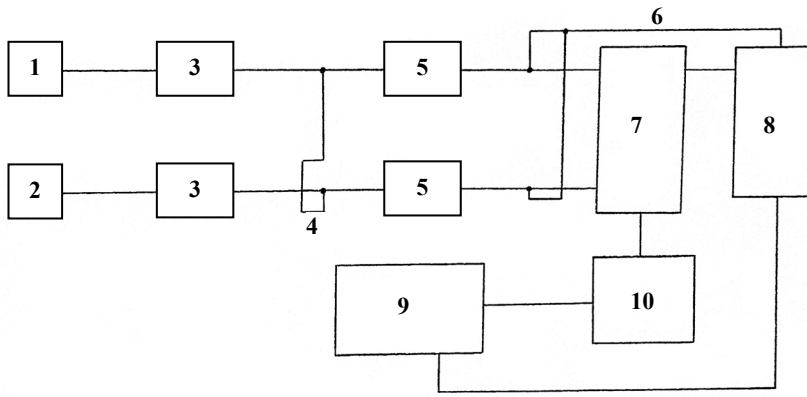


Рис. 39.

Возбуждение, в виде силового фактора F , и отклик, в виде виброускорения x , преобразуются датчиком силы и акселерометром в электрические напряжения и подаются на входы предусилителей, усиливаются и согласуются с входными трактами анализатора. По индикаторам предусилителей (если они есть) контролируются оптимальные коэффициенты усиления, так, чтобы избежать перегрузок и обеспечить хорошее отношение «сигнал-шум». Этот контроль является первичным и в дальнейшем уточняется. Затем сигналы поступают во взвешивающие блоки обработки сигналов. Для сигналов возбуждения следует предпочесть импульсную взвешивающую функцию «TR», для отклика - экспоненциальную «EXP», которая увеличивает затухание реакции и снижает шумовые помехи.

Контроль взвешивания, а также перегрузок, производится по дисплею. Следует выбирать начала интервалов взвешивания во временной области так, чтобы избежать среза полезных частей сигналов.

После цифровой обработки, которая определяется выбранными конфигурациями измерений, результаты поступают на дисплей, по которому выполняются корректировки масштабов, предварительная фильтрация и качество взвешивания.

Полученные после цифровой обработки сигналы функции для анализа системы и сигналы просматриваются, формируются на дисплее и выводятся на внешние устройства - графический регистратор, двухкоординатный самописец, цифровой магнитофон и пр.

Такова вкратце процедура получения информации. Рассмотрим теперь основные функции для анализа сигналов и системы.

Информация о сигналах содержится в их автоспектрах, которые обычно представляются в виде среднеквадратичных значений.

Спектр возбуждения позволяет судить о качестве ударного воздействия и об оптимальном подборе взвешивающей функции. Гладкий, плавно меняющийся спектр свидетельствует о хорошем выборе конфигурации при измерении и о качественном взвешивании, с другой стороны, временное представление позволяет судить о качестве воздействия (от двойного удара, скашивания наконечника, так называемый “косой удар”) и прочих дефектах.

Спектр отклика позволяет судить о наличии собственных частот, близких к частотам пиковых уровней.

Однако уровни пиковых составляющих спектров будут зависеть от мощности возбуждения, и некоторые из собственных частот будут либо скрыты, либо не реализовываться в силу случайности возбуждения или неудачного места его приложения.

В связи с этим, о наличии собственных частот судят по характеристикам, не зависящим от интенсивности возбуждения.

К таким характеристикам относятся частотные характеристики системы, являющиеся отношениями откликов к возбуждениям в спектральном представлении. Преимуществами частотных характеристик по сравнению с автоспектрами являются, во-первых, их независимость от силы удара, а во-вторых, есть возможность их осреднений, т.е. проводя серию однотипных ударов можно получить надежные оценки таких характеристик.

Если по координате k прикладывается возбуждение, а отклик фиксируется по координате i , то частотная характеристика представляется в виде:

$$\tilde{H}_{ik}(f) = \frac{X_i(f)}{F_k(f)},$$

где $X_i(f)$; $F_k(f)$ - есть мгновенные спектры отклика и возбуждения в функции частоты f .

После проведения осреднений, оценка частотной характеристики может быть представлена неравенством:

$$H_{1ik}(f) \leq H_{ik}(f) \leq H_{2ik}(f),$$

где $H_{1ik}(f)$ и $H_{2ik}(f)$ - оценки частотной характеристики, у которых соответственно произведены минимизации шумовых и случайных факторов по отклику и по возбуждению.

Частотные характеристики являются комплексными функциями, поэтому при их анализе следует учитывать помимо модулей и фазовые отношения.

Пиковые уровни частотных характеристик указывают на наличие собственных частот, а по фазам определяют формы колебаний.

Процедура определения форм колебаний состоит в следующем:

1. Намечается система координат, определяющих, по мнению исследователя, достаточно полную картину движения колебательной системы.

2. В характерную точку конструкции устанавливается акселерометр, направление главной оси чувствительности которого совпадает с направлением одной из координат.

3. Производится серия однотипных ударов молоточком в направлении каждой из координат и определяются соответствующие частотные характеристики после осреднений.

4. По модулям частотных характеристик могут определяться модальные добротности для каждой формы по соотношению

$$Q_r = \frac{f_r}{f_{3Br} - f_{3Hr}},$$

где f_r - собственная частота для r формы, определяемая по пику, соответствующему f_r ; f_{3Br} ; f_{3Hr} - частоты для r формы, соответствующие спаду максимального уровня на 3 дБ.

5. По мнимой части частотной характеристики максимальное значение для f_r будет соответствовать относительной амплитуде свободных колебаний по r -форме для каждой k -координаты, причем необходимо учитывать полярность положения пика “+” или “-”.

Такой подход возможен при допущениях о малом влиянии соседних форм и о том, что колебательная система конструкций может быть представлена набором одномассовых колебательных систем.

6. В соответствии с величиной мнимой составляющей частотной характеристики (с учетом знака) строится графическая интерпретация формы колебаний, т. е. каждая из относительных k амплитуд будет пропорциональна значению мнимого пика частотной характеристики для r -формы:

$$\varphi_{i_k} I_m H_{i_k} \Big|_{f=f_r}.$$

Если принять за единицу одну из амплитуд свободных колебаний, то остальные можно построить в соответствующем масштабе.

На рис. 37 и 38 эпюры приведены в относительных значениях.

Метод возбуждения внутренним источником (естественный метод)

Метод ударного возбуждения не дает возможности исследовать реакцию механической системы на воздействия, близкие к реальным.

В методе возбуждения внутренним источником возбуждающие силы являются реальными по природе, месту приложения и распределению в пространстве. Это позволяет определить не только собственные частоты конструкции, но и реальные декременты колебаний.

В рассматриваемом методе возбуждение конструкции достигается с помощью магнитных и механических сил, возникающих в машине при ее нормальной работе. При изменении скорости вращения меняются частоты сил и уровни вибраций, вызываемые этими силами. Пиковое значение вибраций наблюдается при совпадении частоты возбуждения с резонансной частотой.

Наиболее удобно снимать резонансные характеристики используя магнитные составляющие вибрации, так как они, как правило, имеют хорошо выраженный дискретный характер, что позволяет проследивать их изменение с помощью стандартной аппаратуры.

Таким образом, наиболее полное измерение собственных частот с помощью описываемого метода достигается при установке ротора (якоря) на подшипники скольжения.

В тех машинах, в которых хорошо выделены составляющие магнитных вибраций, нет необходимости в замене подшипников качения на подшипники скольжения.

В случаях когда нет возможности заменить подшипники качения подшипниками скольжения, можно специально увеличить магнитные вибрации путем увеличения напряжения, искажения его формы, увеличения эксцентриситета воздушного зазора и т.д.

Для асинхронных двигателей, у которых в звуковом диапазоне частот содержится большое число дискретных составляющих магнитных вибраций, необходимый диапазон регулирования частоты вращения равен 1:2. Для машин постоянного тока и синхронных машин этот диапазон регулирования частоты вращения может оказаться не достаточным.

Последовательность измерений

Испытуемая машина приводится во вращение с минимальной скоростью. Измеряется спектр вибраций в исследуемом диапазоне частот. Из измеренного спектра во всем диапазоне частот выделя-

ются наиболее выраженные гармоники (5-6 гармоник). Для измерения спектра желательно применение анализаторов с полосой не уже 1/12 октавы.

Изменяется скорость вращения до минимальной. Изменение должно производиться с малым шагом (не более 5% от средней скорости). На каждом шаге производится измерение амплитуд выбранных гармоник, частота которых меняется пропорционально скорости вращения.

Для каждой гармоники строится амплитудно-частотная характеристика АЧХ, максимум которой соответствует резонансной частоте. Пример измерения резонансной частоты показан на рис. 40, где 1 – АЧХ при минимальной частоте вращения, 2 – АЧХ при максимальной частоте вращения.

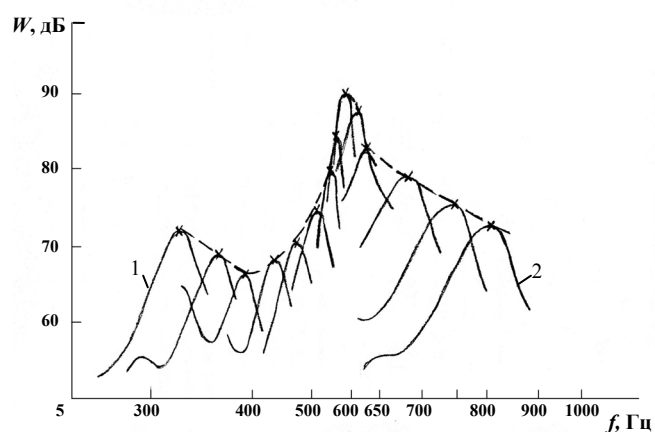


Рис. 40

При частоте вращения, соответствующей резонансу колебаний, производится измерение формы колебаний.

Методика измерения форм колебаний состоит в сравнении фазового сдвига между сигналами с вибродатчиков, расположенных в различных точках измерения. Обычно производится сравнение фазового сдвига между сигналом с неподвижного (опорного) датчика и сигналом с вибродатчика, который последовательно перемещается во все точки измерения. В оба канала должны быть включены анализаторы. Чем уже полоса пропускания анализаторов, тем дос-

товернее результаты измерений при условии, что сигналы стационарны. Желательно использовать для измерений анализаторы с полосой пропускания не шире 6%. Регистрация фазового сдвига может производиться с помощью фазометра или путем дифференциального включения датчиков.

Следует учитывать, что возможен фазовый сдвиг между каналами измерения, который приводит к погрешностям в измерениях.

Результаты измерения формы колебаний при возбуждении в динамике могут искажаться, если выделенные анализаторами сигналы имеют глубокую амплитудную модуляцию из-за того, что в полосе пропускания анализаторов попадают две или более гармонических составляющих, близких по частоте и величине. Кроме того, искажения могут быть при нестационарных сигналах из-за нестационарности работы исследуемой машины.

Кроме описанного выше способа возбуждения для исследовательских целей могут быть использованы и другие. Например ротор испытуемой машины может вращаться с переменной частотой от постороннего источника. Статор при этом может подмагничиваться постоянным или переменным током. Геометрия ротора может быть выбрана такой, чтобы возбуждающая сила имела определенное распределение в пространстве.

К недостаткам естественного метода при вращающемся роторе относится ограниченный диапазон регулирования частоты вращения и сложное дополнительное оборудование.

Для расширения диапазона частоты возбуждения может быть применен естественный метод при неподвижном роторе. Простейшая схема этого метода представлена на рис. 41, где 1 – двигатель с обмотками; 2 – источник переменного напряжения и частоты; 3 – источник постоянного напряжения; 4 – акселерометр; 5 – предусилитель; 6 – анализатор; 7 – графический регистратор (самописец). Для проведения измерений подается сигнал от звукового генератора и в пределах рабочего диапазона частот контролируется напряжение на обмотке двигателя. Согласующим трансформатором добиваются напряжения, близкого к гармоническому.

Задается частота возбуждающего генератора. Она контролируется по шкале генератора либо по цифровому частотомеру, что значительно точнее.

Измеряются уровни вибрации на двойной частоте питания и (для контроля) на четырехкратной частоте. Результаты измерений наносятся на график или записываются в специальную таблицу. Строится резонансная кривая, пиковые значения которой соответствуют собственным частотам.

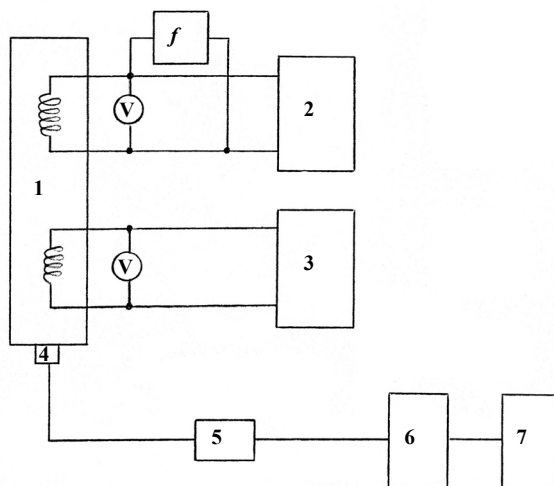


Рис. 41

Если генератора с усилителем не достаточно для возбуждения высших уровней вибраций в требуемом диапазоне частот, то можно применить подмагничивание постоянным током, который подается либо в специальную обмотку на статоре, либо в свободную фазу, либо в свободную часть обмотки. При подмагничивании измеряются вибрации на частоте питания.

В зависимости от целей исследования могут быть использованы различные методы естественного возбуждения при неподвижном роторе. При этом можно менять способы и форму возбуждения, интенсивность и диапазон частот и т.д.

В заключение данного раздела отметим, что использование естественных методов возбуждения весьма полезно не только для исследования магнитных вибраций, но и для исследования магнитного шума. Используя естественные методы возбуждения для создания различных форм колебаний, можно исследовать характер и интенсивность излучения магнитного шума.

Метод возбуждения посторонними источниками (метод вибратора)

В настоящее время возбуждение конструкции различными видами постороннего возбуждения (вибраторы с контактирующей

подвижной частью и бесконтактные, вибростолы и вибростенды) используются редко. Это объясняется сложностью их использования и значительными затратами времени.

Если по каким-либо причинам необходимо использовать этот метод, то следует использовать приведенные ниже рекомендации.

Основными требованиями к установке корпусов вибраторов являются:

- виброизоляция вибратора и испытываемой конструкции от внешних помех;
- отсутствие резонансов системы подвески в рабочем диапазоне частот;
- установка вибратора без перегрузки соединительной гибкой пластины, посредством которой корпус вибратора связан с подвижным столом. Гибкая пластина не должна воспринимать больших осевых статических нагрузок, которые смещали бы ее в одно из крайних положений в осевом направлении. Перегрузка пластины может привести к появлению негармонического сигнала и возникновению собственных резонансных частот вибратора.

Соединительные штоки предпочтительно выполнять простой конфигурации с минимальным числом резьбовых соединений (например шпилька постоянного сечения).

Крепление корпуса вибратора должно быть жестким на фундаменте (например на шашечной плите). При этом должна быть предусмотрена возможность перемещения вибратора в горизонтальной плоскости для его центровки относительно втулки с обмоткой возбуждения.

Вибростенды и вибростолы могут быть использованы либо как источники кинематического возбуждения (при установке на них испытываемой конструкции), либо как контактные электрические вибраторы. Однако при установке испытываемых объектов на подвижную платформу вибростенда, вес ограничивается его несущей способностью, а частотные характеристики хуже, чем у вибратора.

Прежде чем приступить к непосредственным измерениям собственных частот объекта, необходимо устранить возможность получения неточных результатов, вызванных наличием собственных резонансных частот установки вибратора. Для отработки системы возбуждения и определения собственных резонансных характеристик установки вибратора вместо испытываемой конструкции устанавливается жесткая болванка, имеющая собственную частоту много выше диапазона частот исследуемой конструкции, и крепится к неподвижной части вибратора тем же способом и теми же средствами, что и испытываемая машина. Снимается резонансная характеристика на болванке.

Желательно отработать конструкцию вибратора и крепления вибратора к машине таким образом, чтобы резонансная характеристика системы “подвижная часть вибратора – крепление-болванка” имела в желаемом диапазоне частот только одно пиковое значение.

Присоединение вибратора оказывает влияние на величины собственных частот, несколько изменяя их значения по сравнению с фактическими. Обычно собственная частота машины, ближайшая к собственной частоте, определяемой вибратором, получается на 5-10% выше действительной.

Выбор точки возбуждения и точки регистрации зависит от того, какой элемент конструкции исследуется. Низшие собственные частоты корпуса машины (особенно первая) регистрируются почти на всех элементах и при возбуждении во многих точках. Более подробные исследования резонансных характеристик корпуса нужно проводить, возбуждая корпус и регистрируя вибрацию на корпусе вблизи точки возбуждения. При исследовании собственных частот элементов конструкции нужно возбуждать данный элемент и регистрировать вибрацию на его поверхности. Однако при обработке результатов необходимо иметь в виду, что в резонансной характеристике могут быть пики, не определяемые исследуемым элементом. В связи с этим подобные исследования требуют отработки методики и тщательного анализа результатов.

Литература

1. Защита – 4 : ОАБ.689.511 // Итоговый научно-технический отчет – М.: ВНИИЭМ, 1982.
2. Муркес Н.И. Шум электрических машин // Борьба с шумом на производстве / Муркес Н.И., Городецкий Э.А., Каплин А.И. – М.: Машиностроение, 1985.
3. Александровский В.В. Нормы на допустимые остаточные неуравновешенности роторов в электрических машинах // Труды ВНИИЭМ / Александровский В.В., Зенкевич В.А. – 1965. – Т. 20.
4. Зенкевич В.А. Методы уравнивания гибких роторов // Труды ВНИИЭМ. – 1965. – Т. 20.
5. Коварский Е.М. Устройство для автоматического уменьшения вибрации электрических машин // Труды ВНИИЭМ / Коварский Е.М., Шапиро М.Х. [и др.].- 1975. - Т. 43.
6. Шпрингман В.Г. Подшипниковые шумы и вибрации в электрических машинах // Труды ВНИИЭМ. – 1965. – Т. 20.
7. Трифонова Н.П. Конструкция подшипниковых узлов с осевым поджатием // Труды ВНИИЭМ. – 1969. – Т. 28.
8. Воронкин В.А. Малошумные ПК и ПС для ЭМ с требованиями по виброакустике // Электротехника / Воронкин В.А., Евланов В.В. – 1992. - № 8-9. - С. 17-21.
9. Воронкин В.А. К вопросу нормирования виброактивности подшипников качения // Вестник машиностроения / Воронкин В.А., Висейский М.Е. – 1994. – №1. – С. 17–19.
10. Каплин А.И. Методы снижения шума и вибрации электрических машин при их разработке и модернизации // Конструирование электрических машин с улучшенными ВАХ / Каплин А.И., Муркес Н.И., Кучер Э.Р. [и др.] – М.: Информстандартэлектро, 1968.
11. Каплин А.И. О влиянии основных размеров и скорости вращения двигателей на уровень шума и вибрации // Труды ВНИИЭМ. – 1971. – Т. 37.
12. Каплин А.И. Исследование шумовых и вибрационных характеристик трехфазных асинхронных двигателей единых серий // Труды ВНИИЭМ / Каплин А.И., Клименко Э.П., Муркес Н.И. – 1971. – Т. 37.
13. Каплин А.И. Исследование магнитных вибраций асинхронных электродвигателей // Труды ВНИИЭМ / Каплин А.И., Клименко Э.П. – 1971. – Т. 37.
14. Каплин А.И. К вопросу измерений вибрации однофазных асинхронных электродвигателей // Электротехника / Каплин А.И., Коварский Е.М., Черток Б.В. – 1975. – №8.

15. Каплин А.И. О вибрациях статоров асинхронных электродвигателей, вызванных магнитными силами при несимметрии конструкции механической системы // Труды ВНИИЭМ / Каплин А.И., Белкин В.А., Ковалев В.Б. – 1976. – Т. 46.
16. Коварский Е.М. К вопросу уменьшения вибрации многополюсных синхронных электрических машин // Электропромышленность / Коварский Е.М., Каплин А.И. – 1976. – №5.
17. Каплин А.И. Обеспечение требуемых виброшумовых характеристик электродвигателей серии 4А // Электротехника. – 1976. – №10.
18. Городецкий Э.А. Исследование вентиляционного шума электрических машин // Труды ВНИИЭМ. – 1965. – Т. 20.
19. Городецкий Э.А. Некоторые средства уменьшения вентиляционного шума электрических машин // Труды ВНИИЭМ / Городецкий Э.А., Муркес Н.И. – 1965. – Т. 20.
20. Шапиро М.Х. Использование динамических виброгасителей для снижения вибраций электрических машин // Труды ВНИИЭМ. – 1975. – Т. 43.
21. Геча В.Я. Исследование динамической магнитострикции изотропной электротехнической стали и вибраций электродвигателей // Вибротехника / Геча В.Я., Кондратьев Н.В., Смирнова Л.П. – 1987. – № 2. – С. 56-62.
22. Каплин А.И. Расчет магнитных вибраций и шумов трехфазных асинхронных двигателей // Труды ВНИИЭМ / Каплин А.И., Клименко Э.П. – 1976. – Т. 46.
23. Каплин А.И. Автоматизированный расчет вибраций и шумов асинхронных двигателей // Труды ВНИИЭМ / Каплин А.И., Иноземцева З.П. – 1980. – Т. 63.
24. Геча В.Я. Влияние эксцентричного положения ротора и несимметрии токов фаз на магнитные вибрации сердечника статора // Электротехника / Геча В.Я., Позняк Э.Л. – 1981. – №4. – С. 24-26.
25. Геча В.Я. Свободные и вынужденные колебания круговых колец большой кривизны // Прикладная механика / Геча В.Я., Позняк Э.Л. – 1982. – №7.
26. Геча В.Я. Метод расчета пространственных колебаний шихтованного сердечника статора электрической машины // Машиноведение. – 1983. – № 4.
27. Воронкин В.А. Научные проблемы создания малошумного и маловиброактивного оборудования // Электротехника / Воронкин В.А., Геча В.Я., Каплин А.И. – 1991. – № 9. – С. 20-23.
28. Геча В.Я. Колебания статоров машин постоянного тока в поле заданных электромагнитных сил // Труды ВНИИЭМ. – 1980. – Т. 65. – С. 79-83.

29. Геча В.Я. Анализ магнитных вибраций сердечника статора с учетом магнитострикции электротехнической стали // Труды ВНИИЭМ / Геча В.Я., Урядников В.В. – 1981. – Т. 68. – С. 110–117.
30. Геча В.Я. Расчет вынужденных колебаний статоров машин постоянного тока // Электротехника / Геча В.Я., Мартынов Н.В. – 1986. – № 11. – С. 47–49.
31. Зубренков Б.И. Расчет спектров подшипниковых вибраций электрических машин // Труды ВНИИЭМ / Зубренков Б.И., Позняк Э.Л. – 1981. – Т. 68.
32. Зубренков Б.И. О характере вибраций, возбуждаемых подшипниками качения // Труды ВНИИЭМ / Зубренков Б.И., Кондратенко Ж.Е. – 1981. – Т. 68.
33. Городецкий Э.А. Расчет вентиляционного шума электрических машин // Труды ВНИИЭМ. – 1971. – Т. 37.
34. Каплин А.И. О вибрациях асинхронных двигателей, питающихся от ПЧ // Труды ВНИИЭМ / Каплин А.И., Зубренков Б.И. – 1988. – Т. 86.
35. Зубренков Б.И. Вибрации асинхронных двигателей при пуске // Труды ВНИИЭМ / Зубренков Б.И., Каплин А.И. [и др.] – 1988. – Т. 86.
36. Шапиро М.Х. Использование динамических виброгасителей для снижения вибраций электрических машин // Труды ВНИИЭМ. – 1975. – Т. 43.
37. Геча В.Я. Использование конечно-элементных моделей для проектирования фрагментов сложных электромеханических систем // Труды ВНИИЭМ. – 1985. – Т. 79. – С. 79–83.
38. Зубренков Б.И. Исследование вибрационных характеристик электрических машин : ОАБ.127.944 // Научно-технический отчет / Зубренков Б.И., Каплин А.И. – М.: ВНИИЭМ, 1979.
39. Захаренко А.Б. Предварительная оптимизация размеров активных частей асинхронных электродвигателей для регулируемого привода // Электричество / Захаренко А.Б., Изосимов Д.Б., Лопухина Е.М. – 1996. – № 11. – С. 38 – 44.
40. Захаренко А.Б. Исследование соотношений размеров и параметров оптимизированных асинхронных исполнительных микро-двигателей // Электротехника / Захаренко А.Б., Лопухина Е.М., Тараненко Е.Н. – 1997. – № 4. – С. 12 – 18.
41. Захаренко А.Б. Оптимизация проектирования тихоходного вентильного двигателя с двумя индукторами для привода мотор-колеса // Электротехника / Захаренко А.Б., Авдонин А.Ф. – 1999. – № 12. – С. 6 – 13.

42. Захаренко А. Б. Оптимизация погружных синхронных электродвигателей // Электротехника / Захаренко А. Б. – 2002. – № 5. – С. 50 – 55.

43. Горбунов-Посадов М.М. КРИТ-пакет прикладных программ для решения многокритериальных задач оптимального проектирования объектов машиностроения // Препринт Института прикладной математики им. Келдыша М.В. АН СССР / Горбунов-Посадов М.М., Ермаков А.В., Карпов В.Я.[и др.] – 1985. – № 175.

44. Захаренко А. Б. Уточнение расчета индуктивности пазового рассеяния специальной магнитоэлектрической машины // Электричество / Захаренко А. Б., Семенчуков Г. А. – 2006. – № 11. – С. 60 – 64.

45. Захаренко А. Б. Сопротивление коротко-замыкающего кольца беличьей клетки асинхронного электродвигателя // Электричество / Захаренко А. Б., Семенчуков Г.А. – 2003. – № 12. – С. 35 – 39.