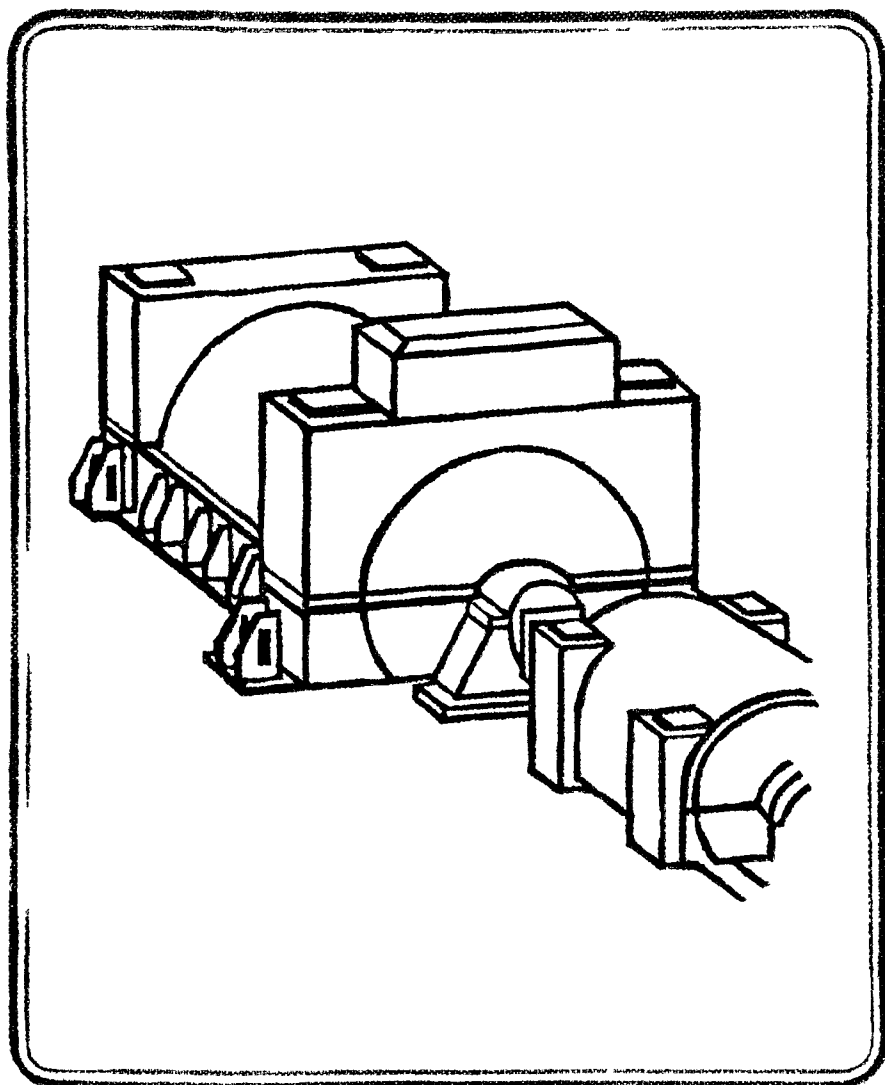


Г. М. ХУТОРЕЦКИЙ. М. И. ТОКОВ
Е. В. ТОЛВИНСКАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ



Г. М. ХУТОРЕЦКИЙ, М И ТОКОВ
Е В ТОЛВИНСКАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

ин,
ан-
ми
и
но
и
ов
ст-
б-
ии
ж-
р-
о-
а-
м
а-
м
а-
ix
н
я
о-
г-
ж
х
-



Ленинград
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
Ленинградское отделение
1987

ББК 31.261.1

X98

УДК 621.313.322—818.001.63

Рецензент Г. В. Рубисов

Хуторецкий Г. М. и др.

X 98 Проектирование турбогенераторов/Г. М. Хуторецкий, М. И. Токов, Е. В. Толвинская. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1987. — 256 с.: ил.

Приводятся основные размеры, электромагнитные нагрузки и обмоточные данные турбогенераторов с косвенным и непосредственным охлаждением обмоток при частотах вращения 3000 и 1500 об/мин и мощностях до 1000—1200 Мвт включительно. Рекомендации по выбору основных параметров базируются на теоретических предпосылках, опыте проектирования и изготовления турбогенераторов различной мощности. Излагаются основные тенденции в изменении параметров и технических характеристик в зависимости от мощности и системы охлаждения. Методики электромагнитного и механического расчетов позволяют определить основные параметры и характеристики турбогенераторов.

Для инженерно-технических работников, занятых проектированием, изготовлением и эксплуатацией турбогенераторов, может быть полезна студентам вузов.

X $\frac{2302030000-130}{051(01)-87}$ 161—87

ББК 31.261.1

Производственное издание

ГАРРИ МИХАЙЛОВИЧ ХУТОРЕЦКИЙ
МИХАИЛ ИВАНОВИЧ ТОКОВ
ЕЛЕНА ВАЦЛАВОВНА ТОЛВИНСКАЯ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Редактор Ю. В. Долгополова
Художественный редактор Д. Р. Стеванович
Технический редактор Н. А. Минеева
Корректор Е. Н. Ульяева

ИБ № 1777

Сдано в набор 25.05.87. Подписано в печать 20.08.87. М-18450. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага книжно-журнальная. Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 16. Усл. кр.-отт. 16. Уч.-изд. л. 18,33. Тираж 4140 экз. Заказ № 2005. Цена 1 р. 40 к.

Энергоатомиздат, Ленинградское отделение.
191065, Ленинград, Марсово поле, 1

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Турбогенераторы относятся к классу синхронных машин, но их проектированию свойственна своя специфика, связанная с высокими частотами вращения, большими единичными мощностями, применением различных охлаждающих схем и сред. Достаточно упомянуть, что в настоящее время успешно эксплуатируются турбогенераторы 1200 МВт, 3000 об/мин и 1500 МВт, 1500 об/мин. Диаметры роторов этих генераторов составляют 1250 и 1800 мм, масса их 105 и 210 т соответственно. Наряду с непосредственным газовым охлаждением обмоток — наиболее прогрессивным в турбогенераторостроении за последние 30 лет самое широкое применение нашли охлаждающие жидкости, и прежде всего вода. Значительно усовершенствовались различные газовые схемы охлаждения. Прогресс в изоляционной технике позволил создать турбогенераторы с номинальным напряжением 24—27 кВ, а при масляном охлаждении — и до 30—36 кВ.

Являясь важнейшими генераторами электроэнергии в нашей стране, турбогенераторы должны удовлетворять самым высоким требованиям по своим технико-экономическим показателям и надежности работы. Для большинства работающих турбогенераторов коэффициент готовности составляет 0,990—0,995, наработка на отказ 12 000—18 000 ч, срок службы 25—30 лет. Естественно, что создание таких совершенных машин является сложной и длительной технической задачей, которая начинается с проектирования. Вопросы проектирования турбогенераторов, изложенные в тех или иных пособиях и руководствах, всегда носят учебно-тренировочный характер, так как конкретное проектирование в полном объеме таких сложных машин может осуществляться только в больших конструкторских и технологических отделах при заводах-изготовителях.

Настоящая книга не является в этом смысле исключением. Она написана на базе обобщения опыта проектирования турбогенераторов в ЛПЭО «Электросила», а также многолетнего преподавания курсового и дипломного проектирования турбогенераторов на электромеханическом факультете Ленинградского политехнического института. В основу построения книги положено пособие Г. М. Хуторецкого «Проектирование совре-

менных двухполюсных турбогенераторов» (ЛПИ, Ленинград, 1962).

Ограниченный объем книги и обилие конкретных конструктивных исполнений, когда практически каждый завод-изготовитель выпускает турбогенераторы оригинальной конструкции, не дают возможности изложить все принципы проектирования и многочисленные схемы охлаждения, но в этом и нет необходимости. Практика показывает, что, несмотря на большое различие в конкретном конструктивном исполнении и в технологии изготовления, основные размеры, электромагнитные и механические нагрузки и параметры машин одинаковой мощности практически очень близки. Поэтому вопросы выбора параметров, основных размеров и электромагнитных нагрузок в книге рассмотрены на примерах проектирования турбогенераторов с водородно-водяным охлаждением, которые в настоящее время нашли преимущественное распространение в нашей стране и в практике мирового турбогенераторостроения. Эти рекомендации в большинстве случаев могут быть распространены и на турбогенераторы аналогичных параметров с другими системами охлаждения.

Книга может быть использована студентами электротехнических вузов при курсовом и дипломном проектировании, а также специалистами конструкторских отделов и проектных организаций, интересующимися вопросами проектирования и эксплуатации турбогенераторов. Авторы выражают благодарность сотрудникам отдела турбогенераторов НИИ ЛПЭО «Электросила» за помощь при написании книги.

Отзывы о книге, замечания и пожелания просим присылать по адресу: 191065, Ленинград, Марсово поле, 1, Ленинградское отделение Энергоатомиздата.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Рост потребления и выработки электроэнергии в народном хозяйстве характеризуется весьма высокими темпами. В 1983 г. выработка составила 1416 млрд. кВт·ч. Основная доля производства электроэнергии в настоящее время приходится на тепловые и атомные электростанции, вместе они производят около 85 % всей электроэнергии. На долю атомных электростанций (АЭС) приходится около 7 % производимой электроэнергии, однако важно то обстоятельство, что в связи с общим энергетическим кризисом в области органических энергоносителей (уголь, газ, нефть и пр.) доля АЭС в общем балансе будет непрерывно увеличиваться.

Как тепловые, так и атомные электростанции комплектуются быстроходными турбогенераторами, главным образом средней и большой мощности. Согласно действующим стандартам в Советском Союзе для тепловых электростанций изготавливаются турбогенераторы на частоту вращения 3000 об/мин, а для атомных — на 3000 и 1500 об/мин.

Основная тенденция в развитии энергетики и турбогенераторостроения состоит в непрерывном увеличении единичной мощности энергоагрегатов. Это обстоятельство связано с тем, что выработка энергии на больших единичных агрегатах и изготовление их обходится значительно дешевле. Создание наиболее мощных, предельных по мощности турбогенераторов на каждом историческом этапе ограничено мощностью энергосистем, достигнутыми принципами проектирования турбогенераторов, достижениями металлургии и пр. Естественно, что изготовление предельных по мощности турбогенераторов целесообразно только в том случае, если надежность их эксплуатации будет не ниже и даже выше, чем у машин меньшей мощности. Таким образом, создание турбогенераторов предельной мощности представляет собой сложную техническую задачу, однако опыт показывает, что удвоение предельной мощности турбогенераторов происходит за каждые 7—10 лет. Рост предельных мощностей в мировом турбогенераторостроении имеет примерно такой же характер. В настоящее время работающие турбогенераторы в двухполюсном исполнении имеют наибольшую мощность 1100—1200 МВт, а в четырех-

полюсном 1300—1500 МВт. Единичные мощности свыше указанных значений технически достижимы. Однако экономическая необходимость в таких агрегатах должна определяться общей энерговооруженностью страны.

Наряду с турбогенераторами предельной мощности в народном хозяйстве находят массовое применение турбогенераторы и значительно меньшей мощности: средняя мощность в год турбогенераторов, выпускаемых заводами, примерно в 1,5—2 раза меньше, чем предельная мощность этих машин.

Наряду с частотой вращения на конструктивное выполнение и эксплуатацию турбогенераторов большое влияние оказывает система охлаждения активных и конструктивных частей машины. Традиционно турбогенераторы малой мощности до 12—25 МВт, а иногда и до 60—100 МВт выполняются с воздушным охлаждением, которое обеспечивает простоту конструкции и обслуживания. Турбогенераторы большей мощности обычно выполняются с водородным и жидкостным охлаждением, причем практическое выполнение этих машин может существенно колебаться в зависимости от традиции того или иного завода-изготовителя. Однако по своим основным размерам и параметрам турбогенераторы различного исполнения при одинаковых мощностях мало отличаются друг от друга.

В последнее время многие фирмы проектируют и изготавливают лабораторные и опытные турбогенераторы с использованием явления сверхпроводимости в обмотках возбуждения. В перспективе такие турбогенераторы могут иметь удельный расход материалов в 2—3 раза меньше и существенно более высокую предельную мощность, чем у выпускаемых в настоящее время. Но эти специальные турбогенераторы пока не вышли из стадии опытного производства и поэтому здесь рассматриваться не будут.

Проектирование турбогенераторов любой мощности представляет собой сложную и весьма объемную задачу и на современном уровне выполняется крупными конструкторскими и технологическими отделами, накопившими большой опыт по конструированию, производству и эксплуатации этих машин. Ввиду сложности электромагнитных, тепловых, вентиляционных и механических процессов в быстроходных высокоиспользуемых турбогенераторах их проектирование ведется с применением ЭВМ на всех стадиях разработки, включая и выпуск чертежей. В то же время для начинающих специалистов в целях освоения основ проектирования турбогенераторов необходимо опираться на логические представления по выбору основных размеров, типов обмоток, влияния их на параметры и удельные напряжения и пр. Полезно также дать основные представления по проектированию специалистам, занимающимся ремонтом и эксплуатацией турбогенераторов. С этой целью и написана книга. Естественно, что основное внимание

здесь уделено логике проектирования, связям между основными размерами, нагрузками и параметрами, основанным на большом опыте по созданию машин такого типа. Многочисленные и обширные методики расчета не могут быть здесь приведены из-за ограниченного объема книги и опасения превратить книгу в изложение теории и расчета турбогенераторов. Ограниченное число расчетов в книге тем не менее позволяет выявить основные характеристики и подтвердить правильность принятых основных решений. При необходимости для уточнения и дальнейшей разработки конструкции можно воспользоваться специальной литературой по теории и расчету турбогенераторов.

Все приведенные в книге формулы и расчеты даны в единицах СИ с использованием кратных и дольных единиц. При подстановке чисел в формулы величины даются в тех единицах, в которых они вводятся первый раз (например, мощности в мегавольт-амперах или мегаваттах, линейная нагрузка в амперах на сантиметр и т. п.). При этом, если это требуется, в формулы вводятся переводные коэффициенты. Механические напряжения и давление приведены в мегапаскалях. При введении переводных множителей учтено, что один мегапаскаль численно равен одному ньютону на квадратный миллиметр.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

1-1. Задание на проектирование

Проектирование турбогенераторов включает в себя разработку задания, определение основных активных размеров, проверочные расчеты и конструирование машины по этим размерам.

В общем случае, когда речь идет о генераторах новых типов, т. е. о генераторах, к которым предъявляются особые требования относительно их исполнения или параметров, уже на первой стадии разработки задания часто прибегают к исследовательским и опытным работам для уточнения и обоснования самих технических заданий.

В дальнейшем предполагается более простой случай, когда задание на проектирование содержит такие требования, которые могут быть выполнены на основе опыта предшествующего проектирования и изготовления турбогенераторов. Типовые турбогенераторы требуют меньше времени и средств не только на проектирование, но также, что является главным, на изготовление и доводку в эксплуатации. Поэтому к проектированию и изготовлению новых типов прибегают в том случае, когда найдены новые прогрессивные методы конструирования или новые материалы, которые, несмотря на повышенные первоначальные затраты, в дальнейшем должны привести к значительной экономии, или если требуемые параметры турбогенератора уже не могут быть получены в рамках существующих конструкций. Последнее обстоятельство имеет место, например, при проектировании турбогенераторов предельных мощностей.

В техническом задании на проектирование должны быть указаны:

- 1) номинальная мощность (активная) P_n , МВт;
- 2) номинальный коэффициент мощности $\cos \varphi_n$;
- 3) номинальное линейное напряжение U_n , кВ;
- 4) номинальная частота вращения n_n , об/мин;
- 5) номинальная частота f_n , Гц;
- 6) число фаз m (обычно три);
- 7) соединение фаз (как правило, звезда);
- 8) отношение короткого замыкания (о. к. з.) и статическая перегружаемость W_n ;
- 9) система охлаждения;

- 10) коэффициент полезного действия η_n ;
- 11) переходное и сверхпереходное индуктивные сопротивления x_d' и x_d'' ;
- 12) особые требования (допустимые перегрузки, несимметричные режимы и др.).

В задании на проектирование указываются номинальные режимы и параметры. В действительности же при эксплуатации имеют место отклонения от номинальных значений. Например, могут быть отклонения по частоте, напряжению, $\cos \varphi$ и пр. Допустимые отклонения частоты сети и напряжения от номинально невелики, а коэффициент мощности и температура охлаждающей технической воды могут колебаться в довольно широких пределах и т. д. Турбогенератор, рассчитанный и спроектированный для номинального режима, должен удовлетворять и ряду режимов при отклонении всех параметров или части их от номинальных. Чем больше возможное отклонение параметров от номинальных, тем большую гибкость допускает машина в эксплуатации, однако при этом изготовление турбогенератора может быть очень усложнено и удорожено. Вследствие этого в соответствующих нормативных документах указывается, в каких пределах изменения турбогенератор должен гарантировать свои выходные данные или снижать их в определенном диапазоне. Допустимые условия эксплуатации указываются в инструкции по эксплуатации, которая прилагается к каждому турбогенератору. Для того чтобы оговорить возможные неноминальные режимы работы, многие из них должны быть проверены расчетом или даже подтверждены специальными испытаниями на стенде завода или на электростанции. При выдаче тех или иных рекомендаций, приведенных ниже, по выбору основных размеров, электромагнитных и тепловых нагрузок в какой-то мере учтены и допустимые отклонения параметров и режимов от номинальных.

1-2. Системы охлаждения

В зависимости от применяемой охлаждающей среды различают турбогенераторы с газовым охлаждением (воздушным или водородным), с жидкостным (водяным или масляным) и со смешанным. В последнем случае обмотка ротора обычно имеет газовое охлаждение, а обмотка статора — жидкостное.

По принципу охлаждения различают турбогенераторы: с непосредственным охлаждением проводников обмотки, с косвенным (отвод тепла через основную изоляцию) и со смешанным охлаждением. В последнем случае обмотка ротора обычно имеет непосредственное охлаждение проводников, а обмотка статора — косвенное.

Возможные комбинации способов охлаждения турбогенераторов, которые к настоящему времени нашли применение, сводятся к следующим:

- 1) косвенное воздушное охлаждение обмоток ротора и статора — тип Т;
- 2) косвенное водородное охлаждение обмоток ротора и статора — тип ТВ;
- 3) непосредственное охлаждение обмотки ротора и косвенное — обмотки статора воздухом (в практике отечественных заводов этот тип применения не нашел);
- 4) непосредственное охлаждение обмотки ротора и косвенное — обмотки статора водородом — тип ТВФ;
- 5) непосредственное охлаждение обмотки ротора и статора водородом — тип ТГВ;
- 6) непосредственное охлаждение обмотки ротора водородом, а статора водой — тип ТВВ;
- 7) непосредственное охлаждение обмотки ротора водой, а статора маслом — тип ТВМ;
- 8) непосредственное охлаждение обмоток ротора и статора водой — тип ТЗВ.

На рис. 1-1 представлены зоны применимости различных систем охлаждения и охлаждающих сред в зависимости от мощности турбогенератора. Для всех турбогенераторов верхние границы, как правило, совпадают с физическим пределом изготовления машин.

Предлагаемый диапазон мощностей не является обязательным для той или иной системы охлаждения обмоток ротора и статора, а только возможным и рекомендуемым. Очевидно, что предпочтение тому или иному способу охлаждения для данной мощности турбогенератора может быть отдано на основе конкретных сопоставлений вариантов, а также степени подготовленности предприятия к выпуску определенной конструкции и требований эксплуатации. Описание выбора системы охлаждения не входит в задачу настоящего пособия.

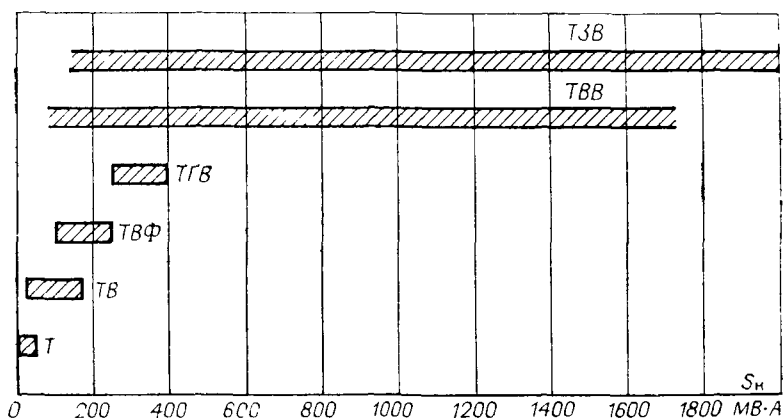


Рис 1-1 Рекомендуемые системы охлаждения в зависимости от номинальной мощности

так как он может быть сделан только в результате проектирования и сопоставления.

Проектирование турбогенераторов с непосредственным и косвенным охлаждением имеет много общего, однако машинам с непосредственным охлаждением присуща своя специфика. Здесь затронуты как общие вопросы проектирования турбогенераторов, так и специальные, относящиеся к непосредственному охлаждению обмоток.

Турбогенераторы всегда имеют замкнутую систему охлаждения, т. е. охлаждающая среда (воздух, газ, дистиллят или масло) циркулирует в замкнутой системе, отводя потери от тех или иных частей машины (обмоток, сердечника статора, подшипников и др.); при этом сама охлаждающая среда нагревается. Необходимость в замкнутой системе диктуется жесткими требованиями к состоянию охлаждающих сред: чистоте, электрическим и химическим свойствам, влагосодержанию и др. В замкнутой системе охлаждения устанавливаются теплообменные устройства (воздухоохладители, газоохладители, теплообменники вода — масло и пр.). В этих устройствах, питаемых технической водой, происходит отвод потерь от охлаждающих турбогенератор сред к технической воде. При этом охлаждающие среды снижают свою температуру до номинальной, а техническая вода нагревается. В дальнейшем техническая вода в свою очередь охлаждается в специальных водоемах с большой поверхностью или в градирнях.

Теплообменные устройства проектируются таким образом, чтобы при номинальной температуре поступающей в них холодной технической воды, равной 33°C , номинальная температура холодной охлаждающей среды в турбогенераторе составляла 40°C .

Превышения температуры (допустимые, расчетные и измеренные) отдельных частей турбогенераторов, а также нагрев охлаждающих сред в машине при номинальном режиме всегда устанавливаются по отношению к этой номинальной «холодной» температуре, равной 40°C . В эксплуатации, конечно, возможны режимы и при температуре охлаждающих сред, отличной от 50°C , однако, если эта температура выше, чем 40°C , то весьма часто требуется снижение мощности по сравнению с номинальной. Такие режимы специально оговариваются в инструкциях по эксплуатации турбогенераторов. Проектирование же турбогенераторов всегда ведут в первую очередь при номинальной температуре охлаждающей среды, равной 40°C .

1-3. Коэффициент мощности

Турбогенераторы, как правило, работают в сети с током статора, по фазе отстающим от напряжения, т. е. в режиме выработки в сеть реактивной мощности. Поэтому при задании

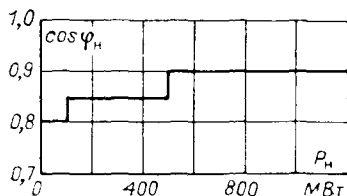


Рис. 1-2 Зависимость номинального коэффициента мощности от мощности турбогенератора

номинального режима всегда подразумевается коэффициент мощности при отстающем токе статора.

Машины малой и средней мощности в большинстве случаев устанавливают в непосредственной близости от потребителей энергии. Выработка реактивной мощности на таких машинах экономически более оправдана, чем на турбогенераторах большой мощности, которые могут быть отделены от потребителей значительным расстоянием и передача от которых реактивной мощности вызывает дополнительные потери в сети и трансформаторах. Кроме того, у очень крупных турбогенераторов снижение номинального коэффициента мощности может создать серьезные трудности в изготовлении самой машины. В связи с этим, как правило, номинальный $\cos \varphi_n$ у машин меньшей мощности меньше (рис. 1-2). В практике бывают и отклонения от приведенной рекомендации. В частности, если турбогенератор установлен вблизи потребителя реактивной мощности, то $\cos \varphi_n$ иногда снижают до 0,70—0,65.

В задание на проектирование вводится номинальный коэффициент мощности, т. е. $\cos \varphi_n$, соответствующий номинальной активной и полной мощности. Во время эксплуатации в зависимости от реальной ситуации режимы могут существенно отличаться от номинального. Каждый турбогенератор поэтому снабжается диаграммой мощности [2], которая дает зависимость между допустимой реактивной и активной мощностью. На этой диаграмме обычно различают три зоны: зону с коэффициентом мощности ниже номинального при отстающем токе статора, здесь ограничивающим фактором является ток возбуждения; зону с коэффициентом мощности выше номинального до $\cos \varphi = 1$ и отстающим током статора, здесь ограничивающим является ток статора; зону с коэффициентом мощности ниже $\cos \varphi = 1$ и опережающим током статора, здесь ограничивающими факторами являются нагрев крайних пакетов сердечника статора и низкая статическая устойчивость параллельной работы с сетью. Область при $\cos \varphi < 1$ и отстающем токе является областью перевозбуждения, здесь реакция якоря носит размагничивающий характер; область при $\cos \varphi < 1$ и опережающем токе является областью недовозбуждения, здесь реакция якоря носит намагничивающий характер. Поскольку в режимах, соответствующих перевозбуждению, ограничения связаны с токами возбуждения и статора, то построение диаграммы мощности в этой части не вызывает каких-либо труд-

ностей. Построение же диаграммы в зоне недовозбуждения требует специальных расчетов (связанных с определением магнитных потоков в торцевой зоне статора, обуславливаемых ими потерь и охлаждением этого района), а также проверки устойчивости параллельной работы. Отметим, что согласно действующим нормам турбогенераторы должны допускать работу при номинальной активной мощности в области недовозбуждения при $\cos \varphi = 1$ или 0,95.

1-4. Шкала напряжений

Номинальное напряжение турбогенератора зависит в основном от мощности и может колебаться для турбогенераторов от 30 до 1200 МВт в пределах 6,3—24 кВ. Рекомендуемая шкала номинальных напряжений следующая: 3,15; 6,3; 10,5; 13,8; 15,75; 18; 20; 24 кВ.

Каждому активному объему машины и системе охлаждения соответствует оптимальное число пазов статора и, следовательно, напряжение, обеспечивающее высокие технико-экономические показатели турбогенератора. Вместе с ростом активного объема (мощности машины) оптимальное число пазов возрастает или остается постоянным, что приводит к повышению номинального напряжения. На практике турбогенераторы различной мощности в некотором диапазоне могут иметь одинаковое напряжение или даже при большей мощности более низкое напряжение. Однако в целом с ростом мощности напряжение имеет тенденцию к повышению. Верхний предел напряжений ограничивается свойствами изоляции. В настоящее время наибольшее применяемое напряжение у турбогенераторов, находящихся в эксплуатации, составляет 27 кВ.

На рис. 1-3 представлена рекомендуемая зависимость напряжения от полной мощности турбогенератора $S_n = P_n / \cos \varphi_n$. Возможны и отклонения (на величину до 30—50 %) от приведенного.

В зависимости от баланса реактивной мощности в системе, к которой подключен турбогенератор, напряжение в эксплуатации может быть несколько ниже или выше номинального. Снижение напряжения указывает на

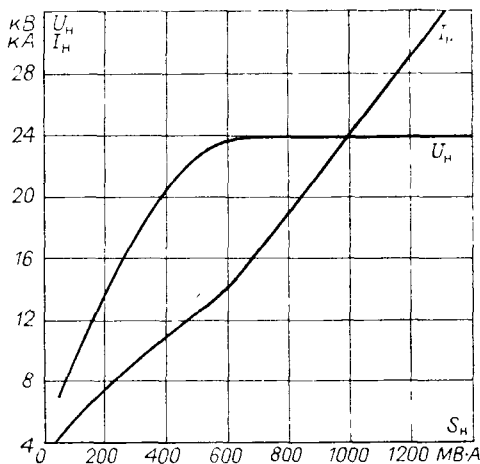


Рис. 1-3. Рекомендуемая зависимость напряжения и тока от мощности

дефицит реактивной мощности в системе Согласно действующим нормам турбогенератор должен выдавать полную номинальную мощность при изменении напряжения на $\pm 5\%$ номинального. Поэтому рекомендуется рассчитывать ток возбуждения также и в этих предельных по напряжению режимах и при номинальной мощности

На повышение напряжения обмотки вместе с ростом мощности влияет также номинальный ток, который по условиям коммутации и распределения энергии на генераторном напряжении стремятся по возможности снизить Однако, как правило, номинальный ток статора несколько возрастает с мощностью турбогенератора (рис 1.3)

Соединение фаз обмоток статора, как правило, выполняется в звезду, однако в ряде случаев допускается соединение их в треугольник Например, турбогенераторы мощностью 60 МВт на напряжение 10,5 кВ при соединении в звезду могут быть использованы также на напряжение 6,3 кВ соединением фаз в треугольник При соединении в треугольник в обмотке могут циркулировать токи тройной частоты, которые вызывают дополнительные потери в обмотке статора и на поверхности ротора, поэтому такое соединение применяют редко

1-5. Частота вращения и частота сети

Частота вращения турбогенераторов определяется частотой сети f_n и экономической целесообразностью создания быстроходных турбин и генераторов Поскольку для синхронных машин частота вращения n связана с числом пар полюсов p и частотой сети соотношением

$$f = \frac{pn}{60},$$

то при частоте сети 50 Гц наиболее быстроходные двухполюсные турбогенераторы ($p=1$) будут иметь частоту вращения 3000 об/мин Эти машины, как правило, оказываются и наиболее экономичными по затратам материалов и труда на единицу мощности, вследствие чего турбогенераторы с $p=1$ находят наибольшее распространение в энергетике Так, согласно ГОСТ 533—85 турбогенераторы мощностью от 0,25 до 1200 МВт изготавливаются на частоту вращения 3000 об/мин В последнее время получают большое развитие атомные электростанции (АЭС) Специфика наиболее распространенных в настоящее время энергетических реакторов на тепловых нейтронах заключается в том, что параметры свежего пара оказываются существенно ниже, чем параметры свежего пара на тепловых электростанциях, использующих органическое топливо (ТЭЦ и ГРЭС) Например, давление пара на АЭС составляет 4,5—7,0 МПа, а температура 250—350 °С, в то время как на мощ

ных тепловых ГРЭС они имеют значения 16—24 МПа и 540—550 °С. Это обстоятельство приводит к тому, что турбины большой единичной мощности (а именно такие и устанавливаются на АЭС) в ряде случаев оказываются по эффективности (к. п. д.) и надежности работы предпочтительными на частоту вращения 1500 об/мин. В этом случае турбогенераторы выполняются четырехполусными ($p=2$), что и нашло отражение в упомянутом ГОСТ 533—85, где предусматривается возможность изготовления турбогенераторов на частоту вращения 1500 об/мин с номинальной мощностью 500 и 1000 МВт. Изготовление четырехполусных турбогенераторов, как правило, требует больших материальных и трудовых затрат, но они имеют и ряд технических преимуществ, например принципиально большую предельную мощность, меньший уровень механических напряжений от центробежных сил в роторе, меньшую вибрацию сердечника статора и пр. В связи с этим наиболее мощные турбогенераторы, изготовленные в настоящее время в мире (1500—1650 МВ·А), имеют четырехполусное исполнение и установлены на АЭС. В нашей же стране на АЭС распространение получили как двухполусные, так и четырехполусные турбогенераторы.

В зависимости от баланса активной мощности в системе, к которой подключен турбогенератор, частота сети может отличаться от номинальной. Снижение частоты сети до уровня ниже номинальной указывает на дефицит активной мощности в системе. Существующие нормы требуют, чтобы турбогенератор гарантировал полную номинальную мощность при изменении частоты на $\pm 2,5\%$ номинальной.

При аварийном сбросе нагрузки, например при внезапном коротком замыкании внутри генератора или отключении внешних коротких замыканий вблизи генератора, из-за инерционности реулирования паровой турбины частота вращения ротора может повыситься на 8—10 % по отношению к номинальной, а иногда и больше. Для обеспечения необходимой механической прочности ротора при номинальных и упомянутых аварийных режимах расчет и испытания ротора на механическую прочность производятся, согласно действующим нормам, при разгонной частоте вращения, превышающей номинальную на 20 %.

1-6. Отношение короткого замыкания

Одним из основных параметров турбогенератора является отношение короткого замыкания (о. к. з.). Как известно, отношением короткого замыкания называется отношение тока возбуждения при холостом ходе и номинальном напряжении к току возбуждения при коротком замыкании и номинальном токе статора: $о. к. з. = i_0 / i_k$. О. к. з. непосредственно влияет на запас статической устойчивости при нормальной работе синх-

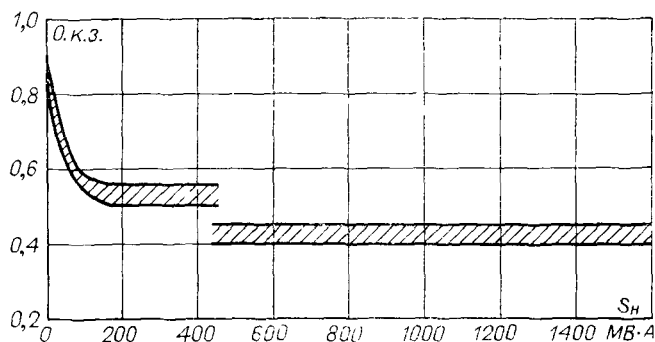


Рис. 1-4. Зависимость о. к. з. от мощности

ронных машин и на потери в обмотке возбуждения генератора. Чем выше о. к. з., тем выше запас статической устойчивости и в то же время больше потери на возбуждение, так как при этом возрастает зазор. Поэтому на практике для турбогенераторов принимают такие о. к. з., которые обеспечивают необходимый запас по статической устойчивости и умеренные потери в машине.

О. к. з. в современных турбогенераторах колеблется от 0,4 до 0,8. В основном турбогенераторы меньшей мощности имеют большее о. к. з. (см. рис. 1-4). У совсем малых машин это вызвано необходимостью определять зазор по условиям добавочных потерь и вентиляции. Снижение о. к. з. у крупных турбогенераторов связано со стремлением уменьшить потери на возбуждение, которые во многих случаях могут ограничивать мощность машины. Согласно ГОСТ 533—85 на турбогенераторы о. к. з. для машины мощностью до 63 МВт должно быть не ниже 0,47, а мощностью свыше 160 МВт — не ниже 0,4.

В практике отечественного турбогенераторостроения наряду с о. к. з. задают статическую перегружаемость, которая определяется через о. к. з. как

$$W_{\text{п}} = \text{о. к. з.} \cdot \frac{i_{\text{н}}}{i_0 \cos \varphi_{\text{н}}} = \frac{i_{\text{н}}}{i_{\text{к}} \cos \varphi_{\text{н}}}, \quad (1-1)$$

где $i_{\text{н}}$ — ток возбуждения при номинальной нагрузке; i_0 — ток возбуждения при холостом ходе и номинальном напряжении статора; $i_{\text{к}}$ — ток возбуждения при установившемся трехфазном коротком замыкании и номинальном токе статора.

По существующим нормам (ГОСТ 533—85) статическая перегружаемость для турбогенераторов мощностью до 300 МВт не должна быть ниже 1,7.

Если у ряда турбогенераторов с различным номинальным коэффициентом мощности сохраняется постоянная статическая перегружаемость, то у турбогенераторов с большим $\cos \varphi_{\text{н}}$

о. к. з. должно быть больше. О. к. з. в зависимости от $\cos \varphi_n$ при $W_n=1,7$ для машины с ненасыщенной характеристикой холостого хода имеет следующие значения:

$\cos \varphi_n$	1,0	0,90	0,85	0,80
О. к. з.	1,4	0,80	0,65	0,50

Статическая перегружаемость для очень крупных машин, например мощностью 500 МВт, принимается равной 1,6. Это дает снижение потерь на возбуждение по сравнению с потерями при $W_n=1,7$ на 11 %, что при больших потерях на возбуждение существенно облегчает охлаждение обмотки ротора и возбuditеля. Для турбогенераторов же мощностью 800 МВт и выше статическая перегружаемость не должна быть ниже 1,5.

1-7. Коэффициент полезного действия

Коэффициент полезного действия является одним из важнейших экономических показателей машины. В то же время расчетное предопределение его весьма сложно. Экспериментальное определение к. п. д. на однотипных турбогенераторах всегда обнаруживает некоторый его разброс, связанный с технологическими отступлениями в изготовлении, сборке, с разбросом в свойствах применяемых материалов и с методами измерений, поэтому на к. п. д. вводится допуск $-0,1(1-\eta_n)$.

Коэффициент полезного действия для турбогенераторов одной серии возрастает с ростом мощности, но при переходе к сериям турбогенераторов с более интенсивным использованием он, как правило, несколько снижается (рис. 1-5). По

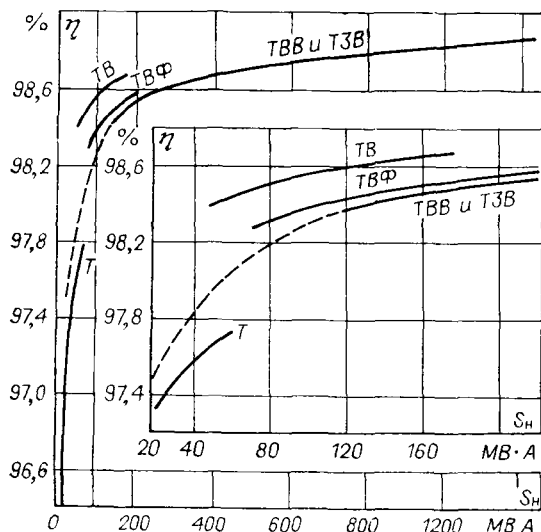


Рис 1-5 Зависимость к. п. д. от мощности

ГОСТ 533—85 к. п. д. турбогенераторов должен иметь значение от 97,0 % у малых машин с воздушным охлаждением до 98,8 % у турбогенераторов мощностью 1200 МВт.

Как известно, максимальный к. п. д. в электрической машине соответствует нагрузке, при которой имеет место равенство переменных и постоянных потерь. Структура потерь у турбогенераторов большой мощности характеризуется тем, что при косвенном охлаждении обмоток постоянные потери преобладают над переменными. При непосредственном охлаждении только обмотки ротора имеют место примерное равенство постоянных и переменных потерь. Непосредственное охлаждение обмоток ротора и статора может привести к преобладанию переменных потерь в машине над постоянными. Поэтому при повышении использования турбогенераторов с непосредственным охлаждением за счет увеличения интенсивности охлаждения и плотности тока, как правило, имеет место снижение к. п. д. при полных нагрузках.

Характерное распределение потерь (в процентах) на примере турбогенератора мощностью 500 МВт таково:

Потери холостого хода и механические	28
Потери короткого замыкания	46
Потери на возбуждение	26
Суммарные потери	100

1-8. Сверхпереходное и переходное индуктивные сопротивления

Сверхпереходное индуктивное сопротивление по продольной оси турбогенератора x_d'' в основном определяется рассеянием обмоток статора и ротора. По мере повышения использования машины относительное рассеяние обмотки статора возрастает, так как при этом м. д. с. обмотки увеличивается, а пути проводимости для потоков рассеяния и основной рабочий поток практически неизменны.

Сверхпереходное индуктивное сопротивление у турбогенераторов с малым использованием составляет 12—14 %, а у турбогенераторов с интенсивным охлаждением обмоток достигает до 18—22 %.

Всплеск периодической составляющей тока при внезапном трехфазном коротком замыкании на выводах генератора по отношению к номинальному току будет

$$I_d'' = 100/x_d''.$$

При малых x_d'' кратность тока внезапного короткого замыкания может быть достаточно велика, при этом могут возникнуть большие электродинамические усилия в обмотках и большие скручивающие моменты на шейке ротора. В этом смысле возрастание x_d'' в более высокоиспользованных турбогенераторах является благоприятным. В переходных режимах сверхпе-

реходные составляющие токов, наведенные в роторе, быстро затухают, и поэтому при рассмотрении динамической устойчивости параллельной работы турбогенератора важную роль играет продольное переходное сопротивление x_d' : чем оно ниже, тем более благоприятно ведет себя машина в динамических переходах. Поэтому значение x_d' оговаривается в ГОСТ. Оно должно быть не более 0,4 о. е. для двухполюсных турбогенераторов и не более 0,5 о. е. для четырехполюсных. Большее значение x_d' для четырехполюсных машин связано с большим рассеянием обмоток этих машин. Поэтому задание к. п. д., сверхпереходного и переходного сопротивлений во многом может определить степень использования материалов и, следовательно, выбор основных размеров.

1-9. Аномальные режимы

Помимо нормальных режимов работы, о которых шла речь ранее и при которых турбогенератор вырабатывает электроэнергию в сеть, он по ряду причин может оказаться в условиях, резко отличающихся от нормальных, например при внезапных коротких замыканиях, при потере возбуждения, при неправильной синхронизации с сетью и пр. В таких аномальных режимах генератор не может выполнять свою основную функцию (вырабатывать электроэнергию в сеть) или будет выполнять ее в ограниченных пределах. В то же время в этих режимах он может подвергнуться более тяжелым электродинамическим, механическим и тепловым нагрузкам, чем в нормальных режимах. При этом необходимо, чтобы турбогенератор сохранял работоспособность по окончании некоторых аномальных режимов, не разрушался и не повреждался. Наиболее характерными аномальными режимами, которые турбогенератор должен выдерживать, не повреждаясь, являются:

а) трех- и двухфазные внезапные короткие замыкания на выводах статорной обмотки или за повышающим трансформатором;

б) форсировка тока возбуждения до двукратного номинального значения в течение 10—50 с;

в) полуторократная перегрузка по току статора в течение 1—2 мин;

г) удаленные двухфазные короткие замыкания с критерием

$$I_2^2 t \leq 6 \div 30,$$

где I_2 — ток обратной последовательности в фазе в долях номинального; t — длительность короткого замыкания.

Приведенные числовые данные зависят от системы охлаждения, причем для более интенсивного охлаждения продолжительность перегрузок принимается меньшей.

При внезапных коротких замыканиях, достаточно кратковременных, большие механические напряжения возникают

в лобовых частях обмотки статора, в элементах крепления сердечника статора к корпусу и корпуса статора к фундаменту, в шейках и крепящих элементах ротора. В остальных режимах возникнут дополнительные тепловые нагрузки на обмотки или элементы конструкции. В тех случаях, когда постоянная времени нагревания значительно больше, чем продолжительность рассматриваемого процесса дополнительного нагрева (это практически может иметь место в режимах «б», «в», «г»), процесс может рассматриваться как адиабатный. Тогда для обмотки, выполненной из меди, при набросе тока с плотностью j повышение температуры за время Δt составит

$$\Delta \vartheta = \frac{j^2}{175} \Delta t.$$

1-10. Порядок проектирования

После получения задания на проектирование следует про- извести: 1) выбор основных размеров и обмоточных данных турбогенератора; 2) выбор основной конструктивной схемы и компоновки основных узлов; 3) электромагнитный расчет; 4) тепловой расчет; 5) механический расчет; 6) вентиляционный расчет.

Очевидно, что последовательность действий по пп. 2—6 условна и они могут осуществляться, как это имеет место в кон- структорских бюро, практически параллельно. При выполне- нии же проекта отдельным лицом вышеуказанная последова- тельность может быть оправдана, если при этом можно вос- пользоваться определенным опытом или рекомендациями. В более же общем случае проектировщик обычно строит по- следовательность действий в зависимости от конкретных усло- вий. Например, если имеются размеры ротора, заведомо боль- шие, чем обычно принятые, то целесообразно начать расчеты с проверки механической прочности ротора.

Обычно в руководствах по проектированию турбогенерато- ров предполагается определенный уровень развития металлур- гии, конструирования и расчета, что фактически фиксируется приводимыми рекомендациями. Поэтому такие рекомендации являются в этом смысле ограниченными и всегда могут и дол- жны быть пересмотрены при применении новых материалов или принципов конструирования.

КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

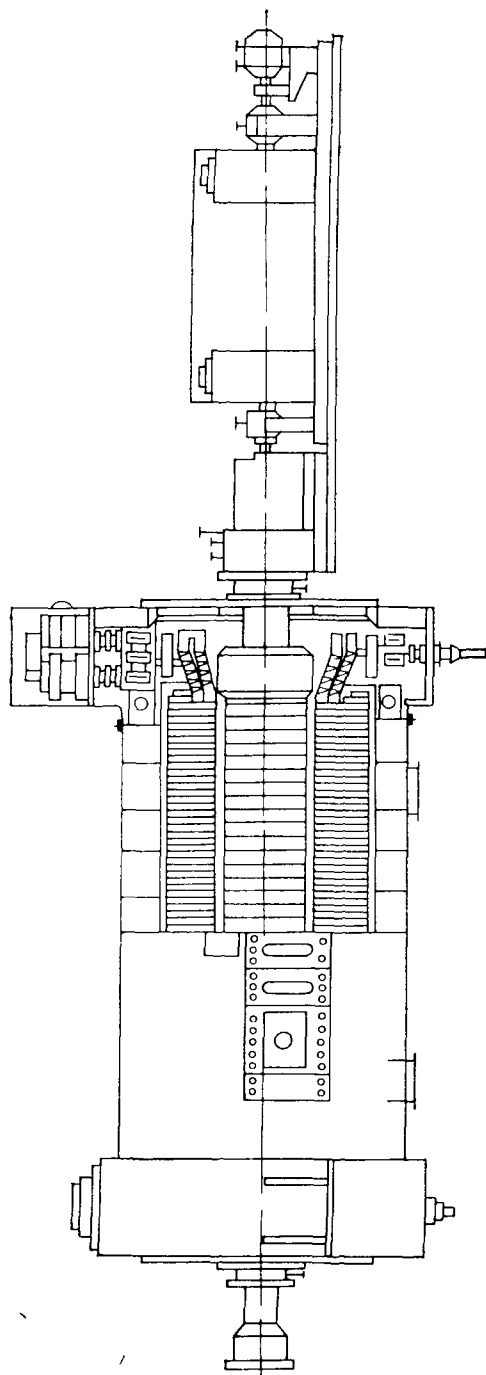
2-1. Общая компоновка

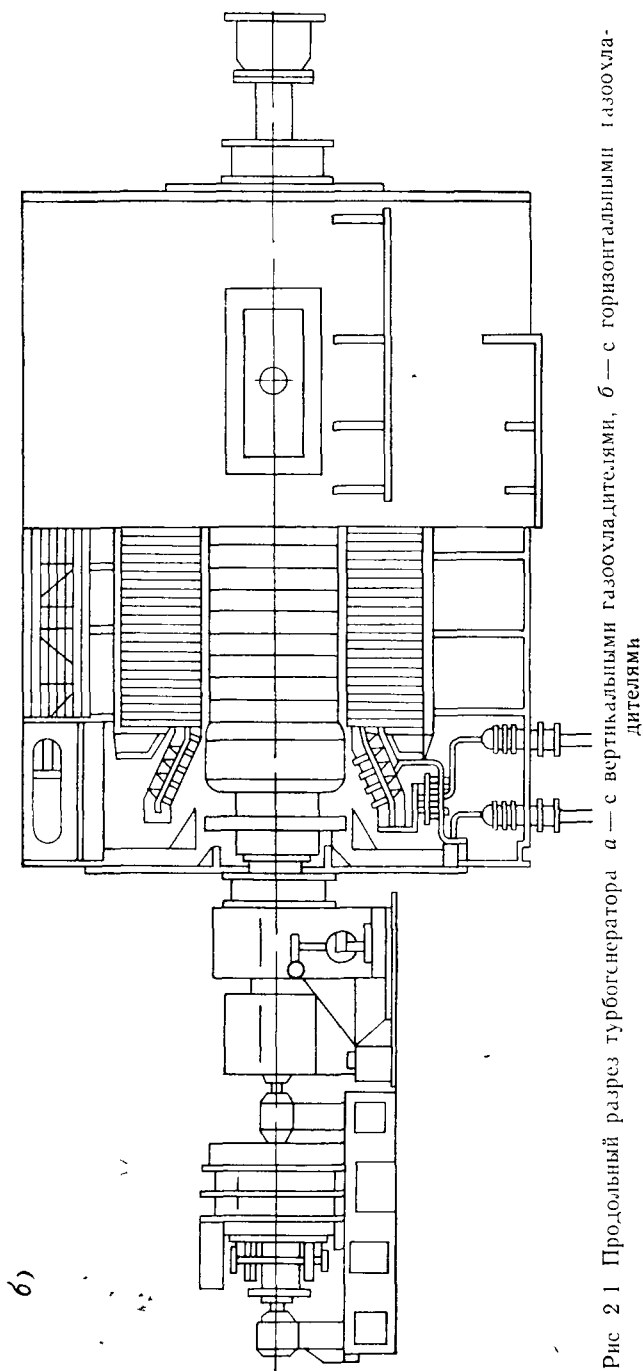
Все современные турбогенераторы приводятся во вращение паровой или газовой турбиной, имеют горизонтальное расположение оси вращения и выполняются в виде полностью закрытой машины с замкнутой системой вентиляции. Подавляющая часть турбогенераторов мощностью 50 МВт и выше имеет водородное наполнение корпуса при повышенном давлении для улучшения охлаждения активных и конструктивных частей машины и уменьшения потерь на вентиляцию.

Высокая частота вращения и, как следствие, высокие механические напряжения определяют конструктивное выполнение ротора в виде длинного цилиндра из высоколегированной стали с повышенными механическими и магнитными свойствами. Большие механические напряжения, возникающие из-за центробежной силы в зубцах и теле ротора, и особенно в бандажных кольцах, ограничивают диаметр ротора при частоте вращения 3000 об/мин значениями 1200—1250 мм. При частоте вращения 1500 об/мин центробежные силы в роторе меньше и ограничивающими факторами в основном являются возможность изготовления поковки большой массы и ее транспортировка. У больших четырехполюсных турбогенераторов диаметр ротора обычно составляет 1600—1800 мм. Типичные разрезы современных турбогенераторов показаны на рис. 2-1, а и б.

Корпус статора турбогенератора опирается на фундамент посредством рым-лап; ротор опирается на два подшипника скольжения. Подшипники могут быть отдельно стоящими (стоячковыми) или встроенными в торцевые щиты корпуса статора. Стоячковые подшипники обеспечивают меньшую трудоемкость при изготовлении, а также большие удобства при сборке и разборке машины на станции. Встроенные подшипники могут обеспечить несколько меньшее расстояние между осями подшипников. В большинстве случаев стоячковый подшипник со стороны турбины располагается в цилиндре низкого давления турбины.

В основном крупные турбогенераторы имеют независимую систему возбуждения, т. е. возбуждение осуществляется от возбудителя, ротор которого непосредственно соединен с ротором турбогенератора. Возбудитель, как правило, имеет свои подшипники и свои воздухоохладители.





2-2. Конструкция статора

Статор турбогенератора состоит из сердечника с уложенной в пазы обмоткой, корпуса статора и торцевых щитов, а также элементов системы охлаждения, в частности газоохладителей.

Сердечники изготавливаются из лучших сортов листовой электротехнической стали толщиной 0,5 мм (иногда 0,35 мм); листы изолированы лаковой пленкой. Сердечник набирается из отдельных сегментов в пакеты толщиной 40—70 мм, разделенные вентиляционными радиальными каналами шириной 5—10 мм, образованными с помощью дистанционных распорок двутаврового или прямоугольного профиля, как правило, из немагнитного металла. Дистанционные распорки привариваются к крайним сегментам пакета точечной сваркой. Вид сегмента сердечника показан на рис. 2-2. Для монолитности сердечник запрессовывается с давлением 1,2—1,7 МПа; при этом усилие пресса составляет 1000—1200 т. Сердечник крепится на специальных ребрах-клиньях корпуса, приваренных к внутренним его полкам параллельно оси вращения. Ребра-клинья на внутренних частях имеют выступы в виде ласточкиного хвоста; на них нанизывают листы сердечника. Обычно сегменту соответствует 2—3 ребра-клина и каждый очередной слой сегментов сдвигается относительно предыдущего на $\frac{1}{2}$ — $\frac{1}{3}$ ширины сегмента (в зависимости от числа обмоточных па-

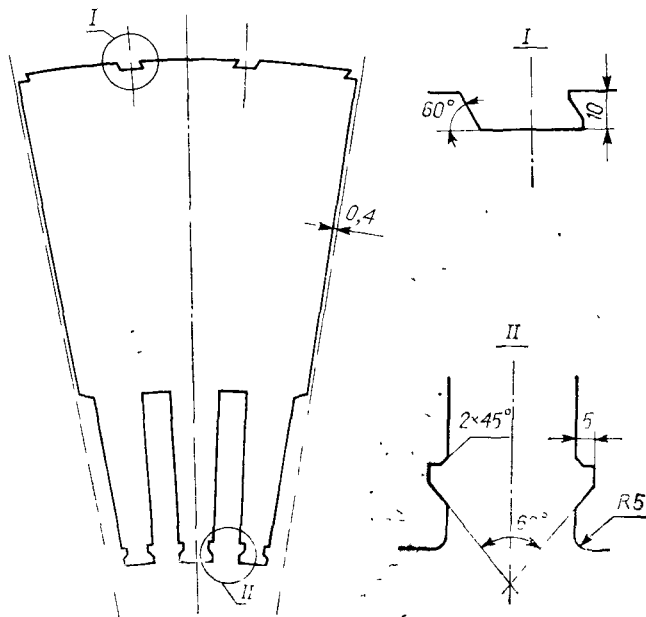


Рис 2-2. Сегмент сердечника статора

зов на сегмент). При сборке сердечника в обмоточные пазы вставляют специальные калибры, обеспечивающие правильные размеры пазов в свету.

При работе машины под нагрузкой сердечник испытывает действие очень больших радиальных усилий магнитного тяжения и окружающих электромагнитных сил, под действием которых деформируется и совершает колебательное движение с двойной частотой сети. Поэтому в месте закрепления сердечника в корпусе возникают значительные усилия, передающие вибрации сердечника корпусу и могущие вызывать контактную эрозию соприкасающихся поверхностей сердечника и ребер-клиньев. Для снижения вибрации корпуса статора предусматривается упругая подвеска сердечника в корпусе: элементам крепления сердечника сообщается повышенная гибкость. Известен ряд конструктивных вариантов упругой подвески. Наиболее простой и хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации является конструкция, в которой в ребрах-клиньях в области крепления их к корпусу делаются длинные продольные прорезы, как это показано на рис. 2-3, позволяющие ребру-клину деформироваться в радиальном направлении.

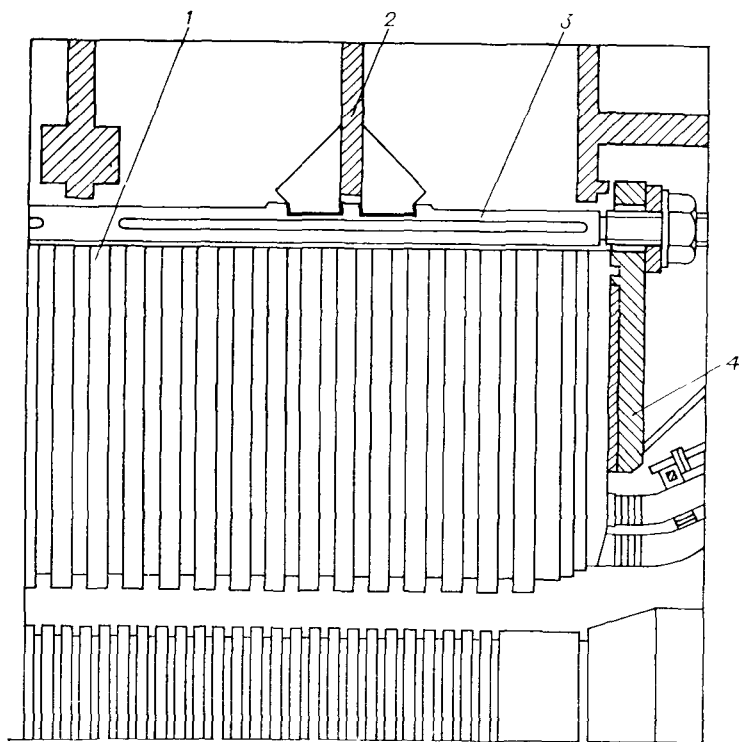
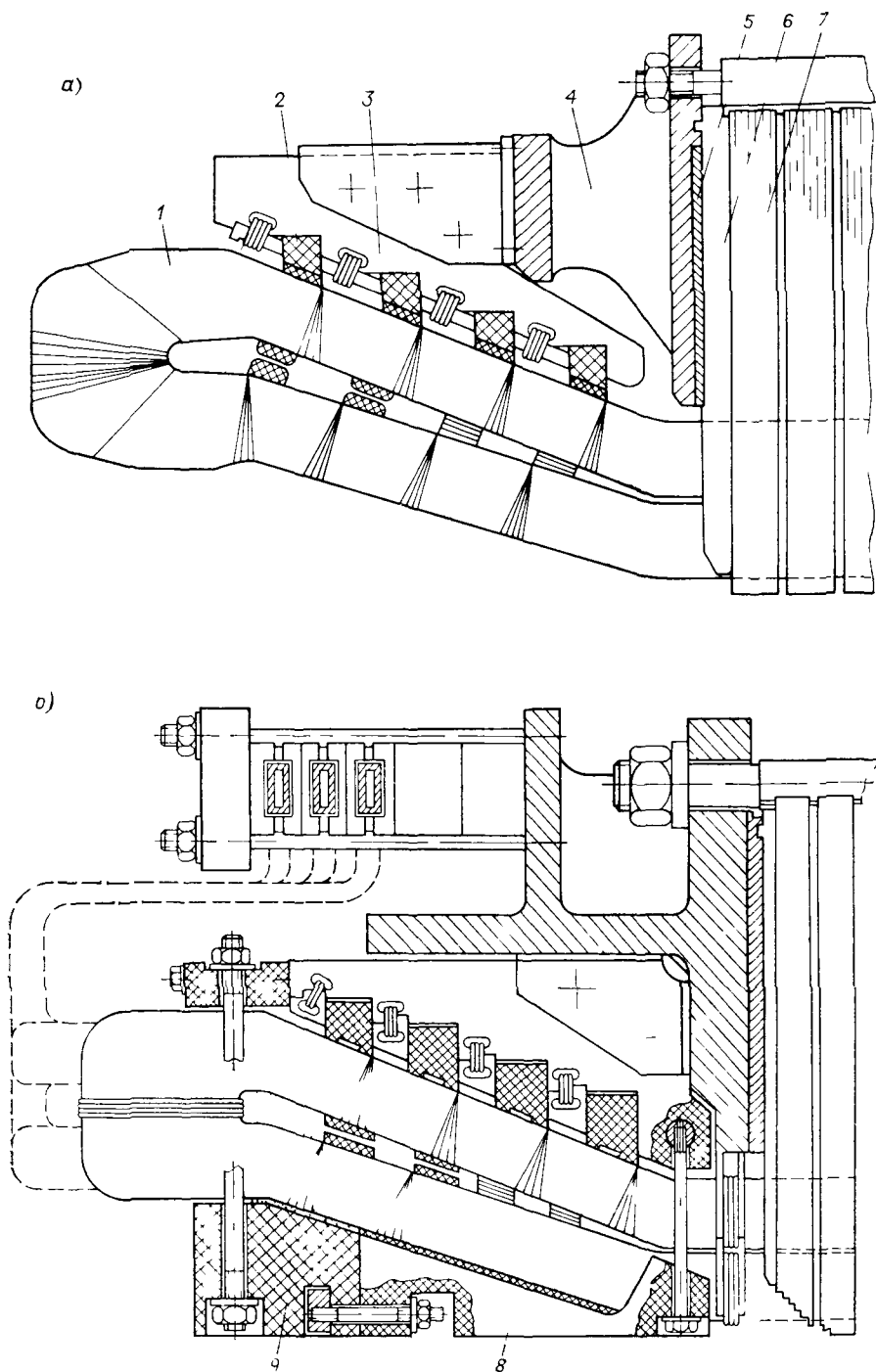


Рис. 2-3. Эластичная подвеска сердечника статора

1 — сердечник статора; 2 — полка корпуса; 3 — ребро; 4 — нажимная плита



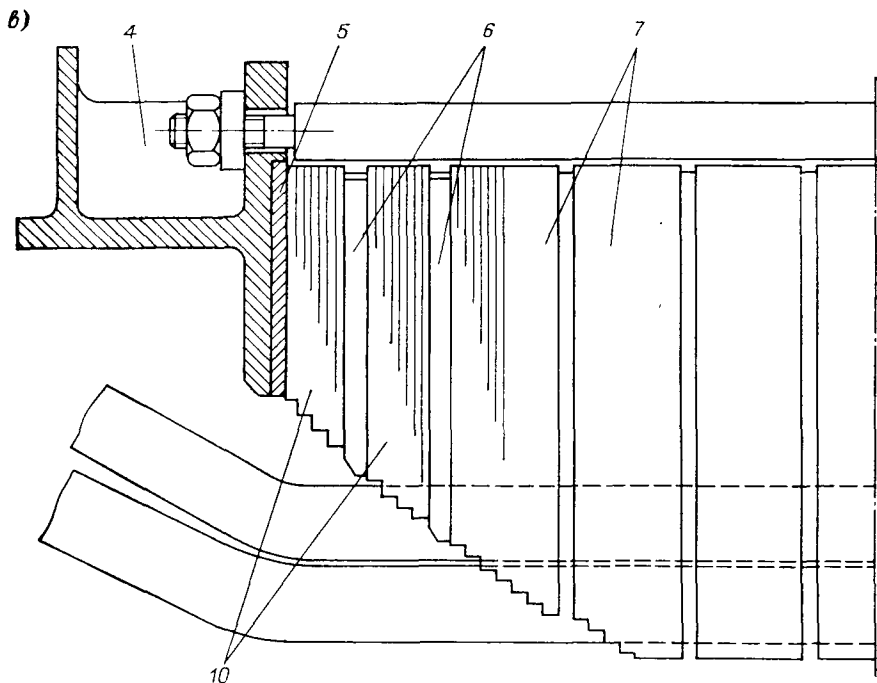


Рис. 2-4. Прессующий узел сердечника статора и крепление лобовых частей обмотки: а — обычная конструкция; б — ужесточенный вариант; в — схема устройства магнитного шунта

1 — лобовая часть обмотки; 2 — бандажное кольцо; 3 — кронштейн; 4 — нажимная плита; 5 — экран; 6 — палец; 7 — сердечник статора; 8 — вставка; 9 — распорное кольцо; 10 — магнитный шунт

Концы ребер-клиньев затачивают на цилиндр и снабжают резьбой. В запрессованном состоянии сердечник удерживается с помощью нажимных колец специального профиля, выполненных из немагнитной стали в целях уменьшения добавочных потерь в них от магнитного поля лобовых частей обмотки статора. Для защиты крайних пакетов сердечника от этих полей между нажимными кольцами и сердечником часто помещают экран в виде толстого медного кольца, сами крайние пакеты делают более тонкими, а зубцы снабжают радиальными прорезями. Противоположные нажимные кольца стягивают между собой гайками, навинченными на резьбовые части ребер-клиньев. Для прессовки сердечника в зубцовой зоне между ним и нажимным кольцом устанавливают нажимные пальцы из немагнитной стали. Обычно предусматривают 1—2 пальца на зубец. Устройство прессующего узла сердечника статора показано на рис. 2-4, а, б.

В новейших конструкциях турбогенераторов с целью снижения потерь и нагрева крайних пакетов сердечника применяют так называемые магнитные шунты. Они представляют

с собой пакеты из электротехнической стали, подобные пакетам основного сердечника, но толщиной 20 мм и с сильно укороченными зубцами (или вовсе без них). Таким образом, эти пакеты основного потока не несут, но замыкают аксиальные потоки рассеяния лобовых частей обмотки статора, проникающие сквозь нажимную плиту и экран. Для лучшей вентиляции магнитные шунты отделены от основного сердечника нажимными пальцами. Такая конструкция торцевой зоны сердечника показана на рис. 2-4, в. Магнитные шунты снижают нагрев крайних пакетов сердечника в 2—3 раза по сравнению с обычной конструкцией и позволяют турбогенераторам работать в режимах с опережающим током статора (т. е. недовозбужденными) без высоких нагревов в крайних пакетах сердечника.

Обмотка статора турбогенератора выполняется трехфазной шестизонной петлевой стержневого типа. Подавляющее большинство турбогенераторов имеет двухслойную обмотку статора с соединением фаз в звезду. В каждом пазу сердечника укладываются один над другим два стержня (при двухслойном исполнении), являющиеся активными проводниками и соединяемые с другими стержнями в головках лобовых частей с помощью наконечников и пайки.

Сечение паза статора при косвенном охлаждении обмотки представлено на рис. 2-5. Для уменьшения добавочных потерь (от вихревых токов) каждый стержень выполняют из большого числа мелких «элементарных» изолированных проводников прямоугольного сечения. Обычно употребляется провод марки ПСД с изоляцией стеклянной пряжей в два слоя. В головках лобовых частей все элементарные проводники, как правило, соединяются между собой в наконечник и образуют замкнутые контуры по высоте стержня, по которым могут циркулировать токи, вызванные полями рассеяния пазовой и лобовой частей обмотки (циркуляционные токи); из-за этих токов в обмотке возникают добавочные потери. Для их уменьшения элементарные проводники транспонируются, т. е. перекладываются по высоте и ширине паза так, чтобы потокосцепление от полей рассеяния, образованное любой парой элементарных проводников, было минимальным. Для этого обычно элементарные проводники по сечению стержня размещают в два вертикальных столбика, разделенных изоляционной прокладкой из таблетированной стеклоткани, и предусматривают дополнительное место по высоте паза для плетения проводников. Основная часть поля рассеяния обмотки статора, как правило, локализована в пазу, и поэтому желательно, чтобы каждый элементарный проводник в пазовой части обмотки занимал все возможные положения по высоте паза, т. е. совершил полный период изменения своего положения. Такая транспозиция называется транспозицией на 360° . Она полностью компенсирует циркуляционные токи, возникающие из-за пазового рассеяния. С целью ослабления циркуляционных токов, возникающих

Рис. 2-5. Сечение паза статора с косвенным охлаждением обмотки

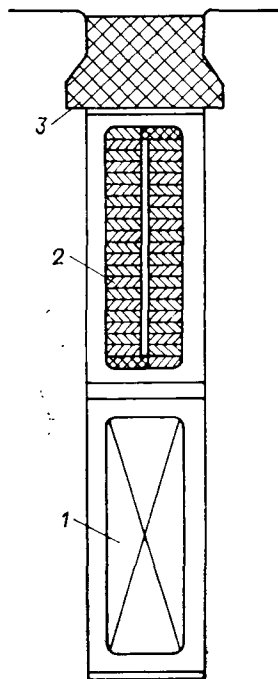
1 — нижний стержень; 2 — верхний стержень; 3 — клин

в лобовых частях из-за потоков рассеяния обмотки, применяется транспозиция в пазу на 540° , но она выполняется лишь в машинах достаточно большой длины, так как по условиям технологии каждый шаг транспозиции требует 30—50 мм длины стержня, а число эквивалентных шагов при транспозиции на 540° в два раза больше, чем при 360° . В самых мощных турбогенераторах с целью дальнейшего снижения потерь транспозиция может предусматриваться и в лобовых частях обмотки статора.

При непосредственном водяном охлаждении обмотки статора часть элементарных проводников, по которым циркулирует охлаждающий дистиллят, выполняется полыми. Полые проводники выполняются изолированными, как и сплошные элементарные проводники. Полые проводники имеют большие размеры по высоте, и поэтому в них возникают большие потери от вихревых токов. Каждый полый проводник и соответствующие сплошные образуют группу. Сечение паза статора с такими стержнями показано на рис. 5-2.

Для электрического соединения стержней при косвенном охлаждении элементарные проводники на концах зачищают от изоляции, вставляют в медные обоймы и пропаивают серебряным припоем. При непосредственном водяном охлаждении концы проводников вплавляются в массивные полые медные наконечники. Последние имеют контактные хвостовики для электрического соединения и штуцеры — для гидравлического. Головка такой лобовой части показана на рис. 2-6.

Изоляция стержней состоит из многих слоев стеклослюдяниновой ленты, пропитываемой эпоксидным термореактивным компаундом (термореактивная изоляция). Число слоев изолирующей ленты, т. е. толщина изоляции, определяется номинальным напряжением турбогенератора. После наложения изоляции стержень прессуется и выпекается; при этом изоляция приобретает монолитную структуру с высокими электрическими и механическими свойствами. Поверх слюдяной изоляции накладывается слой полупроводящей асболовсановой ленты, промазываемой специальным полупроводящим лаком. Назначение этого полупроводящего покрытия состоит в том, чтобы сообщить поверхности стержня потенциал сердечника (т. е. нулевой) и



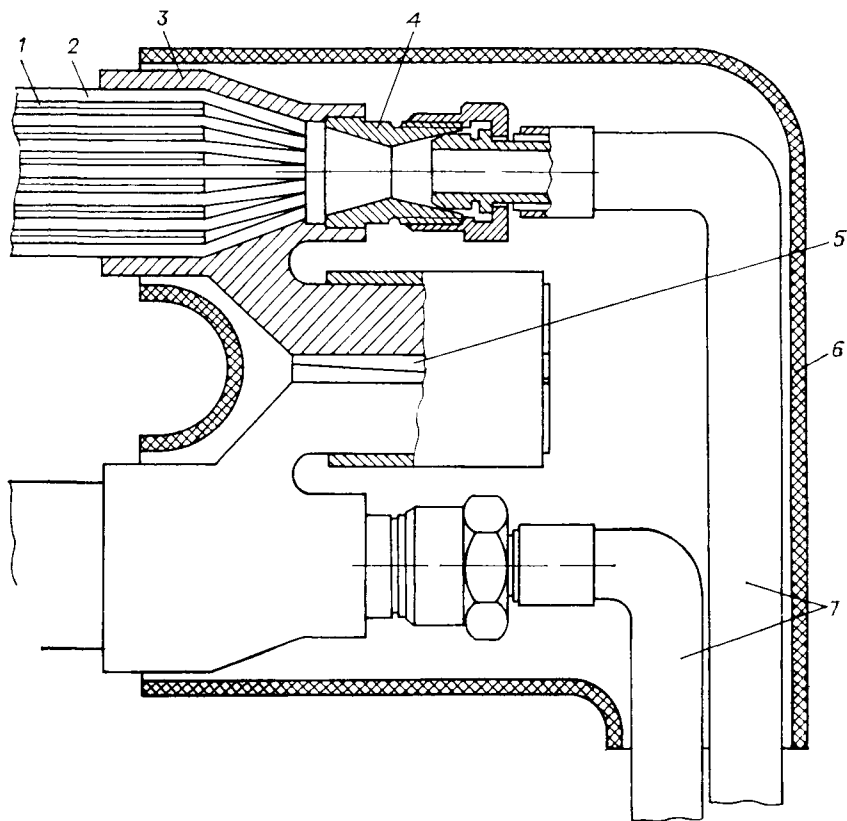


Рис. 2-6 Головка лобовой части обмотки статора с водяным охлаждением
 1 — сплошной проводник, 2 — полый проводник; 3 — наконечник; 4 — штуцер; 5 — электрическое соединение, 6 — изоляционная коробка; 7 — шланги

этим предотвратить разряды в газе между поверхностью стержня и стенкой паза: эти разряды, ионизирующие газ, повышают его химическую агрессивность и поэтому при длительном воздействии могут способствовать нарушению изоляции. Полупроводящее покрытие на лобовой части выравнивает распределение потенциала вдоль нее, чем уменьшается вероятность скользящих разрядов по поверхности лобовой части. Следует отметить, что образование короны и скользящих разрядов особенно интенсивно при высоковольтных испытаниях обмотки, когда на статор подается напряжение, превосходящее номинальное более чем в два раза. В этом случае без правильного распределения поверхностных потенциалов с помощью полупроводящих покрытий высоковольтные испытания проводить практически невозможно.

Крепление обмотки в пазах осуществляется клиньями из

прессованных пластиков на основе стекланной пряжи и эпоксидных смол. При очень больших токах в пазу клинья выполняются составными по высоте со встречными скосами, что дает возможность регулировать натяг, создаваемый заклиниванием. Обмотка в пазу уплотняется также и в поперечном направлении путем введения между стержнем и стенкой паза гофрированных полупроводящих прокладок из волокнистого стеклотекстолита. Во время эксплуатации стержни подвергаются длительным воздействиям больших электродинамических сил, изменяющихся с двойной частотой сети, в результате чего может происходить ослабление закрепления стержней в пазу. Поэтому при капитальных ремонтах рекомендуется проверять состояние заклинивания и при необходимости производить дополнительную подклиновку.

Надежное закрепление лобовых частей обмотки исключительно важно, так как является одним из основных факторов обеспечения высокой надежности работы машины в целом, поскольку даже в нормальных режимах лобовые части подвергаются действию чрезвычайно больших сил. Эти силы вызывают вибрацию лобовых частей в целом, а также отдельных стержней относительно друг друга. При неблагоприятных обстоятельствах может происходить истирание изоляции и усталостная поломка элементарных проводников. Последнее обстоятельство особенно опасно для машин с непосредственным водяным охлаждением стержней, при котором образование неплотностей в полых проводниках приводит к течи воды из обмотки. Поэтому лобовые части обмотки крепятся к нажимным кольцам сердечника с помощью системы стеклопластиковых бандажных колец, кронштейнов и распорных колец, как это показано на рис. 2-4. В конструкции применяются формирующиеся материалы и эпоксидные клеи, подвергающиеся запечке и полимеризации и образующие вместе с обмоткой и элементами крепления жесткую монолитную конструкцию, способную противостоять электродинамическим силам как в нормальных режимах, так и при коротких замыканиях в системе.

Фазные зоны каждой фазы обмотки соединяются между собой и с концевыми выводами с помощью медных соединительных шин. Как правило, все соединения, а также выводы обмотки располагаются со стороны возбuditеля. Только для самых крупных турбогенераторов, когда применяются двойные обмотки, шины и выводы для одной обмотки располагаются со стороны возбuditеля, а для другой — со стороны турбины. Шины крепят к нажимному кольцу сердечника статора с помощью шпилек и изоляционных распорок. Если обмотка статора имеет непосредственное водяное охлаждение, соединительные шины и концевые выводы также охлаждаются водой. В этом случае для получения внутреннего канала каждая шина выполняется в виде прямоугольной или круглой медной трубы.

Концевые линейные выводы служат для соединения обмотки статора с внешними силовыми цепями и размещаются со стороны возбудителя в нижней части корпуса. Нулевые выводы позволяют осуществить соединение фаз обмотки (обычно в звезду) вне машины и установить там же трансформаторы тока для измерения и защиты генератора. В турбогенераторах мощностью 500 МВт и выше, имеющих составной корпус с концевыми частями, выводы размещаются в концевой части со стороны возбудителя, причем линейные концевые выводы расположены в ее нижней части, а нулевые — в верхней; с этими выводами на концевой части корпуса совмещаются трансформаторы тока для измерения и защиты. Вывод состоит из медного стержня с контактными пластинами на концах для соединения с шинами и проходного изолятора из высокопрочного фарфора. Для предотвращения утечки водорода зазор между стержнем и изолятором уплотняется резиновыми прокладками. При непосредственном водяном охлаждении (рис. 2-7) стержень вывода выполняется из двух concentрических медных труб, по которым циркулирует вода, подаваемая в полости выводов из обмотки статора через соединительную шину с помощью медных трубок со штуцерами.

Если в турбогенераторе предусмотрено непосредственное водяное охлаждение обмотки статора, то к нажимному кольцу сердечника крепятся напорный и сливной водяные коллекторы, каждый из которых представляет собой медную или стальную кольцевую трубу достаточно большого диаметра, расположенную по окружности нажимного кольца. Коллекторы соединены трубопроводами с внешними водяными цепями генератора. Обычно у турбогенераторов средней мощности соединяют последовательно по воде два стержня обмотки; поэтому подача и слив воды производится в каждой головке лобовых частей обмотки со стороны турбины. Это гидравлическое соединение осуществляется с помощью изоляционных фторопластовых шлангов, подсоединяемых с помощью штуцеров с одной стороны к наконечникам стержней, а с другой — к напорному или сливному коллектору. Благодаря достаточной собственной жесткости фторопластовых шлангов дополнительное их крепле-

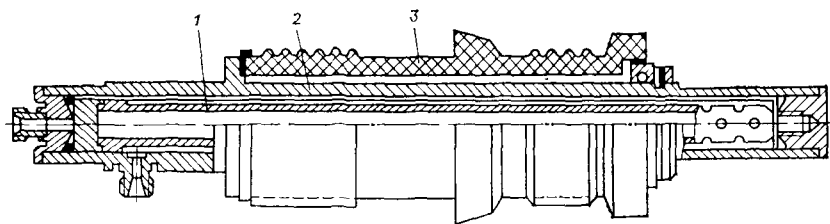


Рис. 2-7. Концевой вывод обмотки статора с водяным охлаждением
1 — труба внутренняя; 2 — труба наружная; 3 — фарфоровый изолятор

ние не предусматривается. Ввиду того что все фазы обмотки статора, имеющие высокое напряжение, обслуживаются общими водяными коллекторами, к изолирующим свойствам как материала шлангов, так и охлаждающей воды предъявляются весьма жесткие требования. Фторопласт шлангов таким требованиям удовлетворяет. Изоляционный промежуток—длина фторопластовых шлангов принимается равной 400—500 мм. В качестве охлаждающей воды используется дистиллированная—дистиллят паровой турбины. Удельное электрическое сопротивление дистиллята в эксплуатации должно быть 100—400 кОм·см.

Корпус статора представляет собой стальной сварной цилиндр, внутри которого имеется ряд поперечных кольцевых полок с окнами для прохода охлаждающего газа; к ним с помощью косынок приварены ребра-клинья для крепления сердечника. К торцевым днищам корпуса крепятся щиты. Наружный диаметр корпуса определяется условиями транспортировки его по железной дороге и обычно не должен превышать 3960—4200 мм.

У машин мощностью до 220—320 МВт включительно пространство между сердечником и наружной обшивкой корпуса достаточно велико и используется для размещения горизонтальных газоохладителей. Корпус статора не только служит для механического крепления сердечника с обмоткой, но и является важнейшей частью системы вентиляции, так как должен обеспечивать правильное распределение потока охлаждающего газа по сердечнику и отвод нагретого газа.

Простейшей является конструкция с одноструйной вентиляцией (рис. 2-8, а). Особую важность распределение потока приобретает при многоструйных схемах вентиляции, когда пространство между сердечником и обшивкой корпуса сплошными поперечными перегородками разделяется на несколько камер холодного и горячего газа; однако соответствующие камеры должны сообщаться между собой и иметь выход к вентиляторам и газоохладителям. Введение перепускных труб между камерами значительно усложняет конструкцию корпуса (рис. 2-8, б и в). По этим причинам одноструйные системы охлаждения предпочтительнее многоструйных. Такие системы реализуются проще при непосредственном водяном охлаждении обмотки статора, потому что здесь значительная часть потерь отводится водой и расход газа существенно меньше, чем при косвенном газовом охлаждении обмотки статора.

Для наиболее крупных турбогенераторов применяется радиально-тангенциальная схема вентиляции, показанная на рис. 2-9. В этом случае между корпусом и сердечником статора привариваются четыре радиальные перегородки, которые разделяют пространство на четыре продольных отсека: два холодного и два горячего газа, которые чередуются между собой. Газ из холодного отсека по радиальным вентиляционным каналам

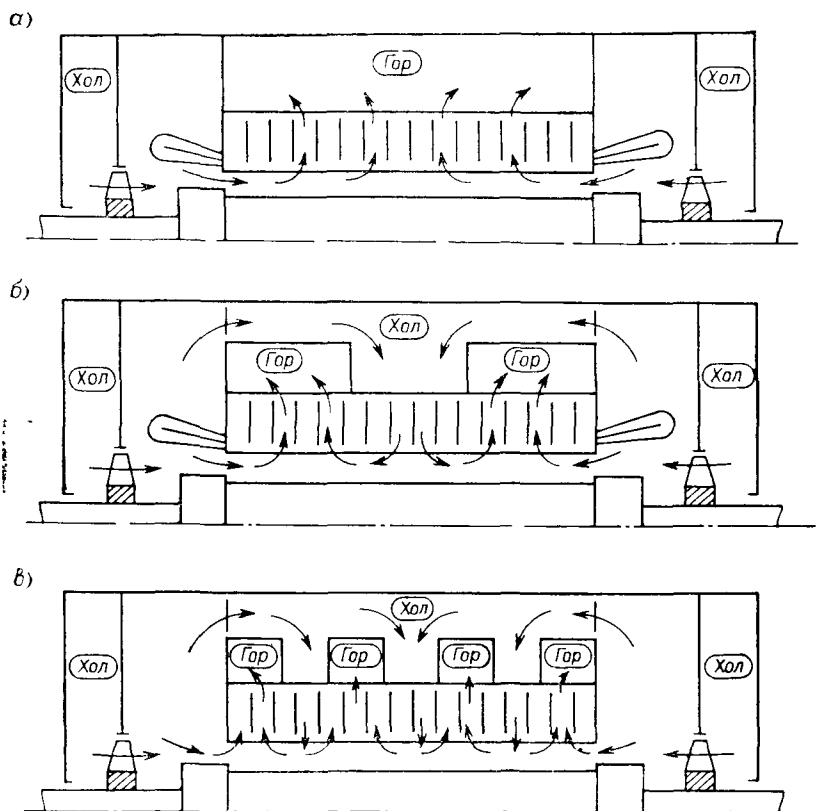


Рис. 28 Схемы вентиляции а — одноструйной, б — двухструйной, в — четырехструйной
Хол — зона холодного газа, Гор — зона горячего газа

сердечника поступает в зазор между ротором и статором, движется по зазору (в тангенциальном направлении) и далее через радиальные вентиляционные каналы статора поступает в горячий отсек. Такая система охлаждения особенно эффективна для роторов с самовентиляцией, причем для большей эффективности в зазоре на клиньях статора устанавливаются два продольных резиновых барьера, которые обычно по высоте составляют 30—35 % ширины зазора. Барьеры устанавливаются против продольных перегородок корпуса статора на стыке холодного и горячего отсека. Барьеры создают дополнительный напор в зазоре и повышают скорость газа в каналах самовентилирующего ротора на 30—50 %.

Газоохладители представляют собой систему биметаллических латунных или мельхиоровых трубок, снабженных снаружи дюралюминиевым оребрением и завальцованных концами

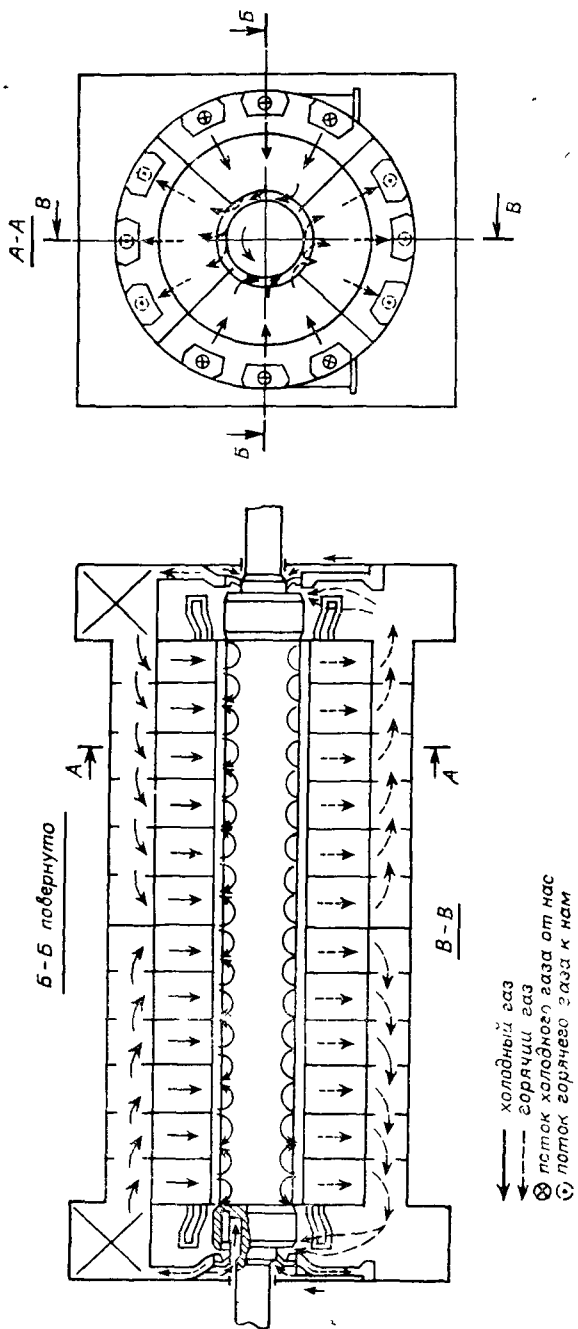


Рис 2 9. Радиально-тангенциальная схема охлаждения

в трубные доски. К трубным доскам крепятся водяные камеры, организующие требуемое течение воды по трубкам, и несущие рамы. При горизонтальном расположении такой охладитель имеет длину, равную длине корпуса, и размещается между сердечником и обшивкой корпуса параллельно оси вращения в верхней части корпуса (выше уровня пола машинного зала). Обычно турбогенератор комплектуется несколькими газоохладителями.

При мощности свыше 220—320 МВт пространства между сердечником и наружной обшивкой корпуса для размещения охладителей недостаточно. В этом случае корпус выполняют составным из трех частей (транспортируемых раздельно): средняя часть содержит сердечник с обмоткой, а две концевые части прямоугольной формы пристыковываются к торцам средней части и имеют по два газоохладителя, размещаемых вертикально с боков. Для удобства транспортировки концевые части могут иметь разъем в горизонтальной плоскости. Концевые части имеют газонаправляющие выгородки, особенно при вытяжной системе вентиляции, когда камера лобовых частей обмотки статора заполнена горячим газом, но в подбандажное пространство лобовых частей обмотки ротора должен подаваться холодный газ; поэтому в концевых частях и щитах предусматривают специальные тоннели. Концевая часть со стороны возбuditеля, кроме того, имеет выводы обмотки статора (линейные снизу, нулевые сверху, см. рис. 2-1, а).

С торцов корпус закрыт стальными наружными щитами, представляющими собой сварную конструкцию из двух дисков, разделенных ребрами. Внешний несущий диск выполняет функцию герметизации корпуса; к нему крепится уплотнение вала. Внутренний диск обеспечивает правильное течение охлаждающего газа к вентилятору при нагнетательной системе вентиляции или от него при вытяжной; к этому диску крепят щит вентилятора, выполняющий функцию направляющего аппарата. Щит вентилятора отливают из алюминиевого сплава. Как наружный щит, так и щит вентилятора имеют разъем в горизонтальной плоскости для монтажа.

Уплотнение вала служит для предотвращения утечки водорода в месте выхода вала из корпуса. Применяются две модификации уплотнения: кольцевое и торцевое. В обоих случаях между поверхностями вращающегося вала и неподвижного вкладыша предусматривают малый зазор, в который нагнетают масло под давлением, превышающим давление водорода внутри корпуса. Это масло, растекаясь в зазоре как в воздушную, так и в водородную сторону, образует сплошную пленку, которая и преграждает путь утечке водорода. Отработанное масло с воздушной стороны сливается в масляную ванну подшипника, а на водородной стороне попадает в специальную дренажную камеру, из которой возвращается в масляную систему генератора. Отличие кольцевого уплотнения от торцевого заключается в том,

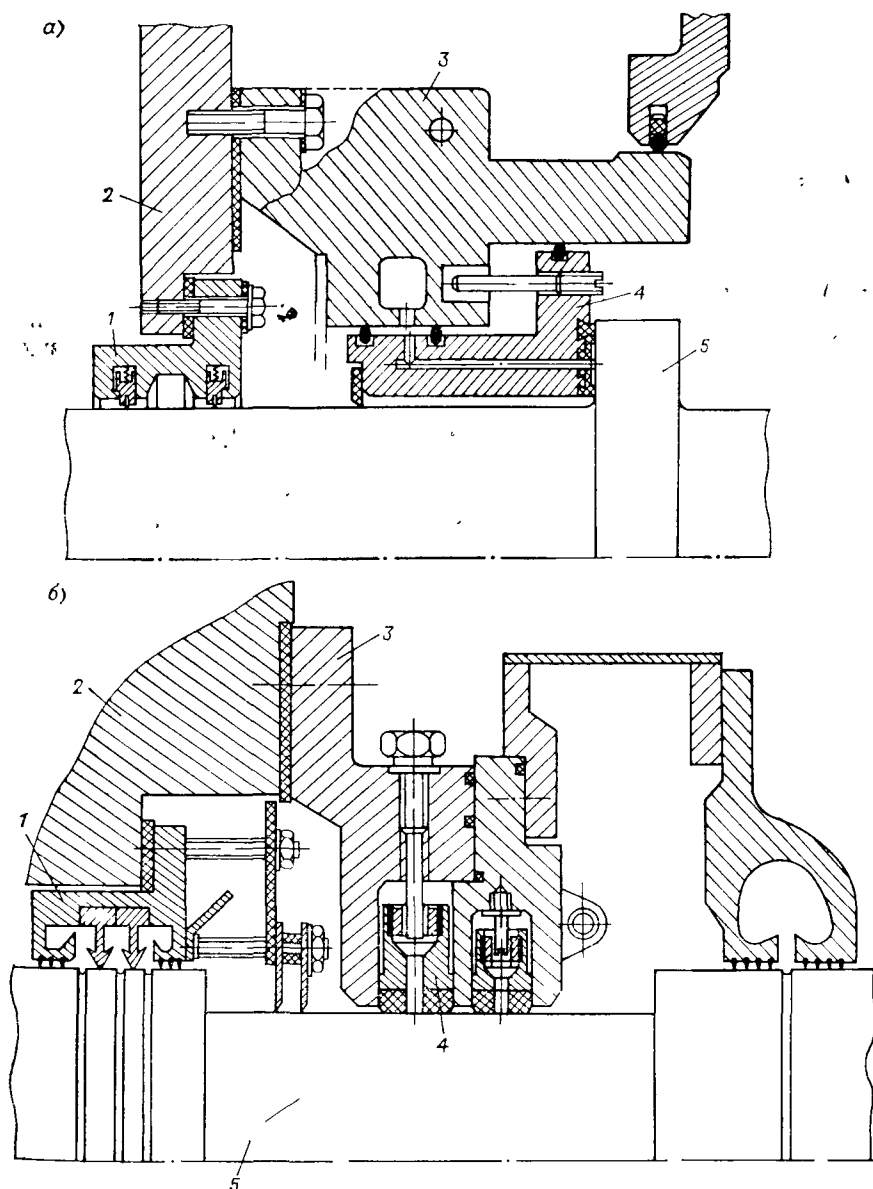


Рис. 2-10. Уплотнение вала: а — торцевого типа; б — кольцевого типа
 1 — ножевые отражатели; 2 — щит; 3 — корпус уплотнения; 4 — вкладыш; 5 — вал

что в первом радиальный рабочий зазор образован наружной цилиндрической поверхностью вала и внутренней цилиндрической поверхностью вкладыша уплотнения; в торцевом уплотнении аксиальный зазор образован между торцом буртика вала

и торцевой поверхностью вкладыша. В обоих случаях вкладыш свободно располагается в корпусе уплотнения и поэтому может самоустанавливаться относительно вала. Устройство уплотнения показано на рис. 2-10.

2-3. Конструкция ротора

Вал ротора турбогенератора состоит из средней активной части (бочки) и двух хвостовиков; он выполняется из единой поковки высокой категории прочности. Материалом вала является высоколегированная сталь, обладающая высокими механическими и магнитными свойствами. Масса ротора крупных двухполюсных турбогенераторов составляет 60—100 т, четырехполюсных 160—200 т, а масса слитка для изготовления вала примерно вдвое больше, что является предельным для современной мировой металлургии.

Высокие механические нагрузки определяют неявнополюсное исполнение ротора, обмотка возбуждения размещается в радиальных пазах прямоугольного, ступенчатого или трапецеидального профиля. Типичные разрезы пазов с обмоткой по-

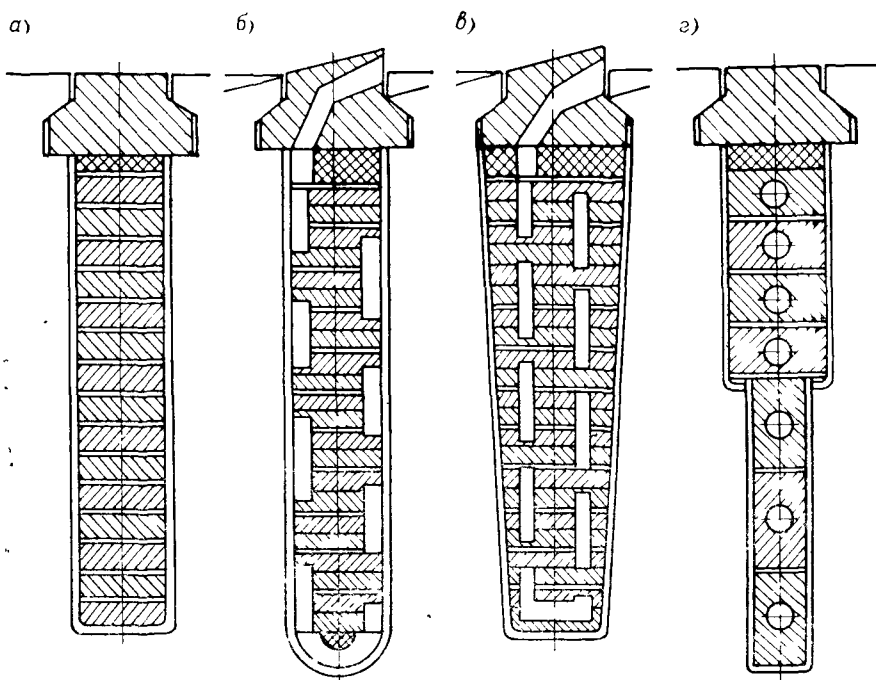


Рис 2 11 Формы пазов ротора с обмоткой а — при косвенном охлаждении обмотки, б и в — прямоугольный и трапецеидальный при непосредственном газовом охлаждении, г — ступенчатый при непосредственном водяном охлаждении

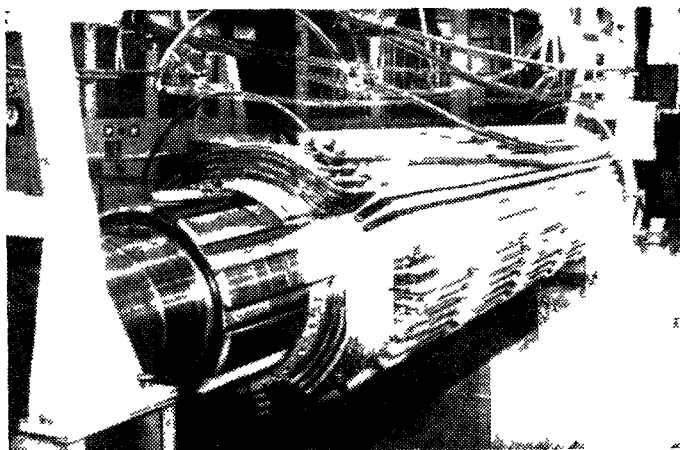


Рис 2 12 Ротор двухполюсного турбогенератора в процессе укладки обмотки

казаны на рис. 2-11. Бочка ротора имеет два или четыре больших зубца (соответственно числу полюсов) и большое число малых зубцов, разделяющих обмоточные пазы. Для выравнивания изгибной жесткости бочки ротора по продольной и поперечной осям в больших зубцах двухполюсных машин фрезеруют поперечные сегментные прорези (выравнивающие канавки) шириной 8—20 мм, глубиной на оси 100—150 мм с шагом 250—350 мм.

Обмотка ротора, как правило, имеет концентрическое исполнение: отдельные катушки обмотки (с расположением витков друг над другом по высоте паза) на каждом полюсе охватывают одна другую. Вид ротора двухполюсного турбогенератора в процессе укладки его обмотки приведен на рис. 2-12. Для предотвращения ползучести меди при длительной эксплуатации обмотка ротора выполняется из холоднотянутой меди, легированной серебром, несмотря на то, что это несколько повышает ее удельное электрическое сопротивление.

Крепление пазовых частей обмотки ротора осуществляется клиньями из высокопрочного дюралюминия или титанового сплава; для обеспечения прочности высота клина принимается приблизительно равной ширине паза. Если предусмотрено непосредственное газовое охлаждение обмотки, то клин выполняется несколько выступающим из паза в зазор (а зубец перед ним, наоборот, несколько скашивается к оси вращения). В клине предусматривается ряд каналов, выходящих на выступающий над поверхностью ротора набегающий край клина при вращении перед такими «заборниками» создается некоторое избыточное давление, под действием которого газ входит в каналы

клина и движется далее по каналам обмотки. В месте выхода клинья имеют аналогичную форму, но канал клина выходит на сбегаящий край клина («дефлектор»), где за счет вращения эжекцией создается некоторое разрежение, способствующее циркуляции газа.

Непосредственный контакт охлаждающего газа с медью обмотки осуществляется в каналах обмотки. Их конструктивное исполнение имеет ряд вариантов, применяемых различными фирмами. В СССР хорошо зарекомендовала себя в эксплуатации система с боковыми наклонными каналами и с внутренними каналами. В первом случае на боковых сторонах каждой полукатушки фрезеруют большое число каналов прямоугольного профиля под углом к катушечной стороне. Выход каждого такого канала у верхнего витка катушки совмещается с выходом канала на нижней поверхности пазового клина. Для обеспечения электрической прочности (предотвращения перекрытия обмотки на клин по поверхности канала) между верхним витком катушки и клином предусматривают достаточно толстую (10—12 мм) прокладку из изоляционного материала, например стеклотекстолита, в которой также предусматривают вырезы для прохода газа (см. рис. 2-11).

Охлаждающий газ, пройдя через заборник клина и сам клин, попадает в наклонный канал катушки и движется по нему, отбирая тепло от обмотки. Дно паза может иметь форму полуцилиндра, и на него укладывают прокладку из изоляционного материала, также имеющую форму полуцилиндра; на цилиндрической части прокладки предусмотрены полукольцевые канавки, по которым газ протекает от одной стороны полукатушки к другой. На той стороне также имеются каналы, но наклоненные в противоположную сторону, так что, двигаясь по ним, газ еще более удаляется в осевом направлении от места входа, продолжая охлаждать обмотку, и выходит в зазор через дефлектор (рис. 2-13).

Другой, более эффективный, но и несколько более трудоемкий вариант с внутренними каналами отличается от вышеописанного тем, что наклонные охлаждающие каналы выполняются не на боковых поверхностях полукатушек, а в теле их, чем примерно на 60 % увеличивается площадь охлаждаемой поверхности меди.

Интенсивность охлаждения обмотки ротора зависит также от скорости течения газа в каналах, т. е. от расхода газа через эти каналы, который, в свою очередь, определяется скоростью движения поверхности ротора относительно газа в зазоре. Однако вращением ротора газ в зазоре также увлекается в движение за счет вязкости, что уменьшает относительную скорость. Поэтому, как уже отмечалось, для повышения интенсивности охлаждения в зазоре предусматриваются газотормозящие продольные барьеры, прикрепляемые к пазовым клиньям статора. Опыт показывает, что такие барьеры позволяют увели-

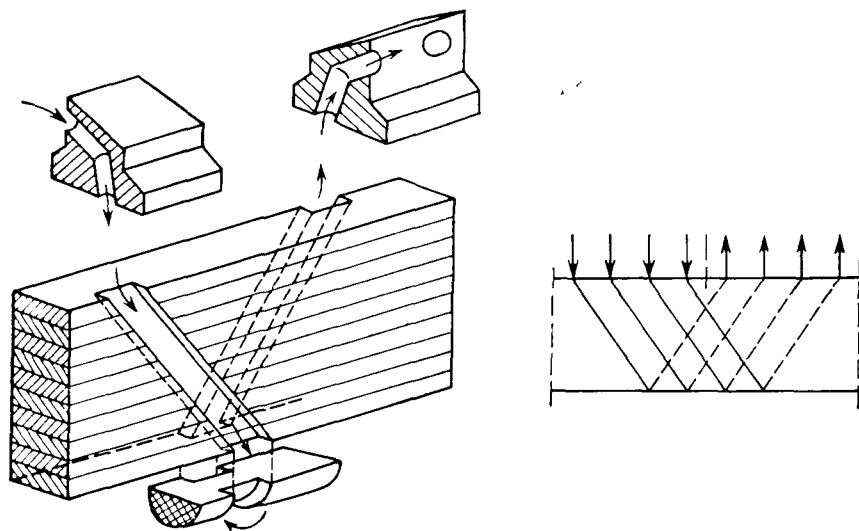


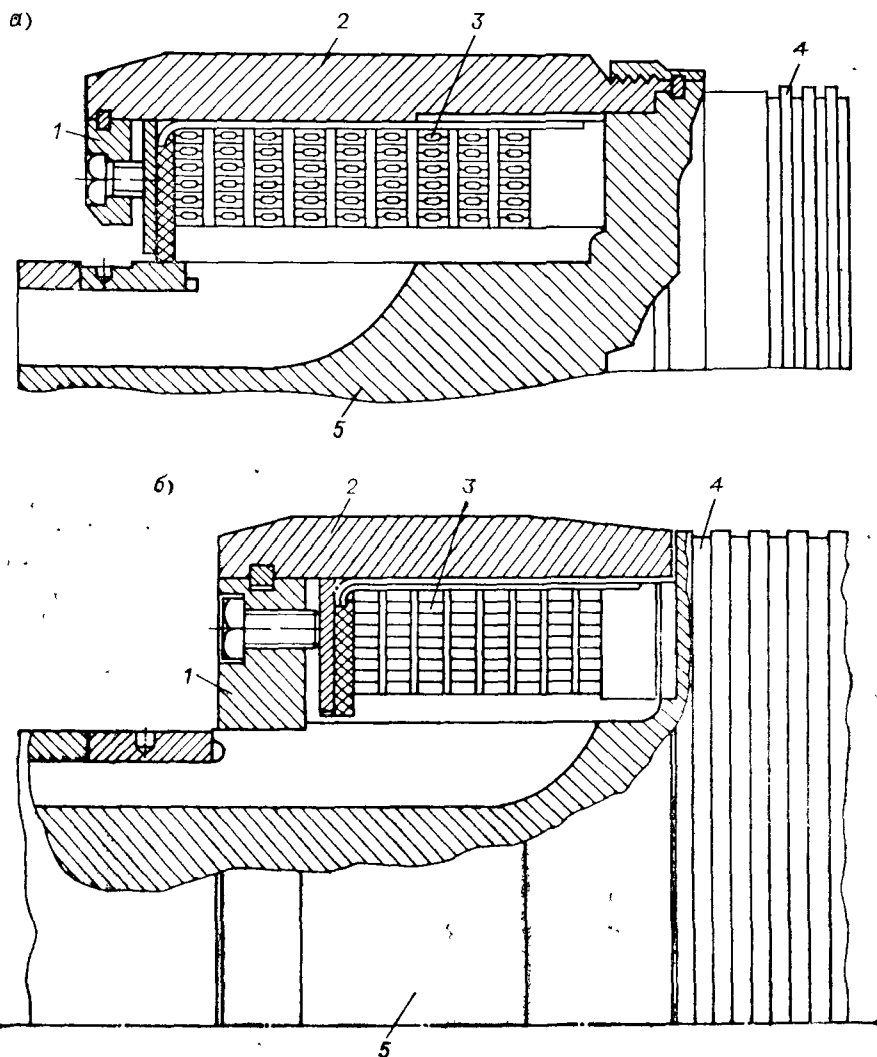
Рис 2 13 Схема вентиляции обмотки ротора с наклонными каналами

чить расход газа через каналы не только при радиально-тангенциальной, но и при других системах охлаждения.

Лобовые части обмотки ротора удерживаются массивными бандажными кольцами из высокопрочной легированной стали; эта сталь должна быть немагнитной для уменьшения потерь рассеяния, дополнительных потерь и местных нагревов в торцевой зоне статора. Бандажные кольца насаживают с натягом на торец бочки ротора; они удерживаются от осевых смещений, например, с помощью кольцевой гайки, навинчиваемой на бандажное кольцо и удерживаемой на бочке посредством кольцевой шпонки. Противоположный край бандажного кольца опирается на центрирующее кольцо, функцией которого является создание осевого упора для лобовых частей обмотки возбуждения и организация правильного охлаждения лобовых частей. Центрирующее кольцо крупных турбогенераторов не опирается на хвостовик вала (рис. 2-14, а), что освобождает бандажное кольцо от перемещений и напряжений, которые могут появиться из-за изгиба хвостовика вала при его вращении. В машинах относительно малой мощности применяется так называемое отставленное исполнение бандажного узла, при котором центрирующее кольцо опирается на вал, бандажное кольцо опирается на центрирующее, а носик бандажного кольца не имеет опоры на торец бочки ротора (рис 2-14, б). Иногда бандажный узел может иметь опору на бочку ротора, а центрирующее кольцо — на хвостовик вала. В этом случае для повышения упругости центрирующее кольцо снабжается концентрическими кольце-

выми проточками разного диаметра с противоположных торцов (см. рис. 2-14, в).

Организация непосредственного охлаждения обмотки возбуждения в ее лобовых частях отличается от таковой в пазовых частях. Здесь канал, по которому течет охлаждающий газ, проходит вдоль витков обмотки. Для этого каждый полувиток выполняется из двух медных шин, сложенных широкими сторонами, вдоль которых фрезеруют канавки, придающие шинам корытообразный профиль (см. рис. 2-14, а, в). Для входа газа в канал из подбандажного пространства дополнительно фрезеруют канавки, выводящие канал на узкую сторону шины. Такие



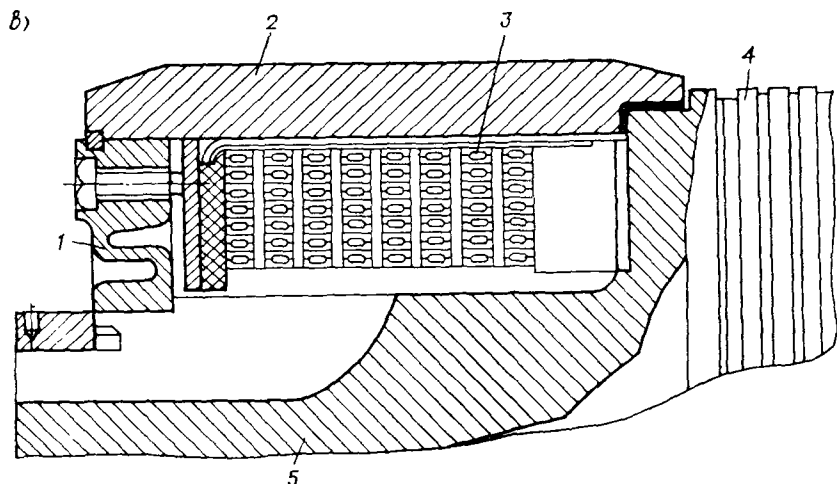


Рис. 2-14. Бандажный узел: а — однопосадочный или консольный (посадка на бочку ротора); б — однопосадочный «отставленный» (посадка на вал); в — двухпосадочный
1 — центрирующее кольцо; 2 — бандажное кольцо; 3 — лобовые части обмотки; 4 — бочка ротора; 5 — вал

же канавки предусмотрены для выхода газа в наклонный канал пазовой части обмотки.

Обмотка возбуждения соединяется с контактными кольцами с помощью системы токоподвода. Стержни токоподвода в виде двух медных изолированных полуцилиндров размещаются в центральном отверстии вала со стороны возбуждателя. Для соединения выводов обмотки ротора со стержнями токоподвода в них в радиальном направлении ввинчивают болты токоподвода (с конической резьбой для повышения надежности электрического соединения). Болты токоподвода уплотняются, чтобы предотвратить утечку водорода через центральное отверстие вала. Обмотку возбуждения соединяют с болтами токоподвода медными шинами, укладываемыми в специальные пазы хвостовика ротора и закрепляемыми в них стальными клиньями. По таким же незаполненным пазам в подбандажное пространство подается охлаждающий газ. Соединение стержней токоподвода с контактными кольцами выполняется аналогичным способом. Устройство системы токоподвода показано на рис. 2-15.

Контактные кольца изготовляют из специальной твердой износостойчивой стали и насаживают горячей посадкой на стальную втулку, изолированную миканитом или стеклополотном, которую в свою очередь насаживают на вал. В некоторых конструкциях контактные кольца насаживаются на изолированный конец вала без промежуточной стальной втулки. Тепловой режим контактных колец весьма напряжен, главным образом из-за высоких потерь на трение щеток о контактные кольца.

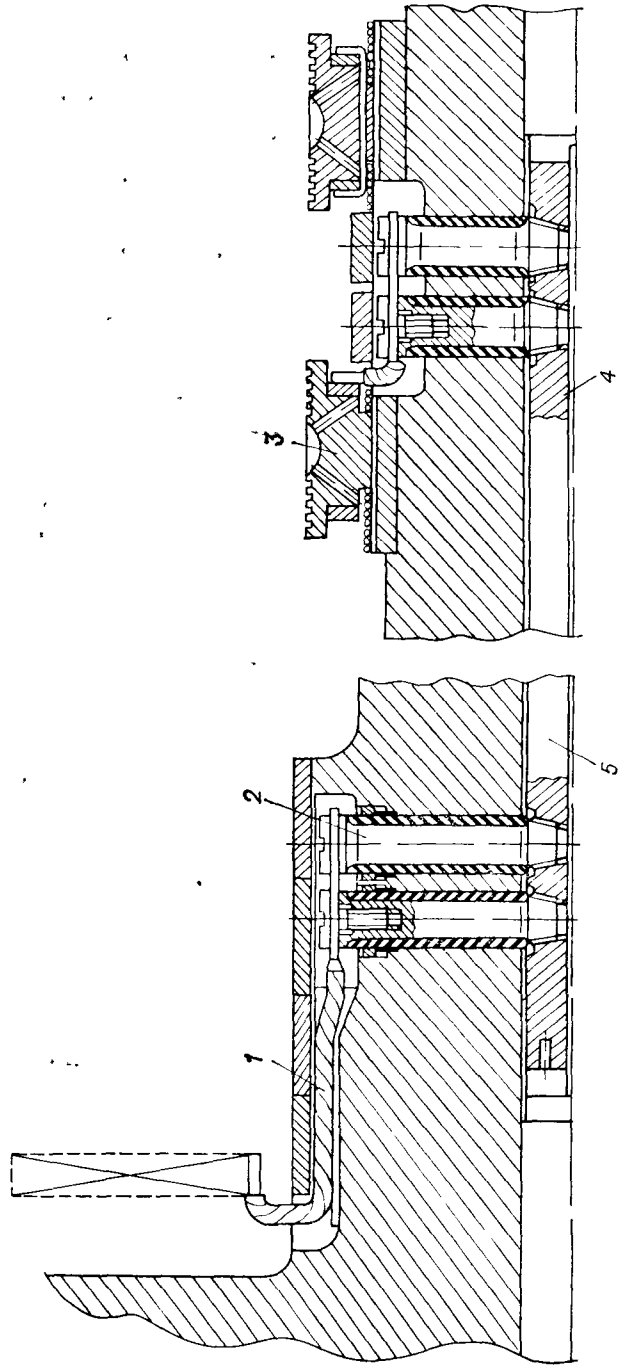


Рис 2-15 Устройство системы токоподвода
 1 — соединительная шина 2 — контактный болт, 3 — контактное кольцо, 4 — стержень токоподвода, 5 — вал

Поэтому контактные кольца снабжают специальными каналами, а при необходимости — индивидуальными вентиляторами. На наружной поверхности контактных колец делают винтовую нарезку прямоугольного профиля для улучшения условий работы щеток: без нее ввиду высокой частоты вращения воздух засасывался бы под щетки за счет вязкости и отрывал бы щетки от контактного кольца. Кроме этого нарезка несколько увеличивает охлаждаемую поверхность кольца.

Со стороны турбины на вал за подшипником насаживают полумуфту для соединения с полумуфтой вала турбины. Она крепится на валу посредством посадки с гарантированным натягом и призматических шпонок. Со стороны возбудителя устанавливают полумуфту для соединения с ротором возбудителя.

В турбогенераторах большой мощности применяются бесщеточные системы возбуждения. В этом случае на конце вала ротора со стороны возбудителя контактные кольца не устанавливаются. Токопровод, расположенный в центральном отверстии вала ротора, заканчивается специальным наклонным наконечником, который совместно с таким же наконечником токопровода в центральном отверстии вала возбудителя образует клиновидное гнездо. В этом гнезде располагают подвижное клиновидное медное тело, которое под действием центробежной силы при вращении ротора обеспечивает хороший электрический контакт между токопроводами ротора генератора и возбудителя.

Ротор опирается на два подшипника скольжения с принудительной смазкой и самоустанавливающимися вкладышами. Обычно применяют стояковые подшипники, потому что они в отличие от щитовых не связаны с корпусом статора и не передают вибрации ротора на статор, а также не воспринимают вибраций, возникающих на статоре. Конструкция торцевых щитов статора и самих подшипников при этом наиболее проста и, следовательно, наименее трудоемка в изготовлении. Кроме того, при монтаже и демонтаже машины, при профилактических осмотрах и ремонтах вскрытие подшипников, масляных уплотнений вала, торцевых щитов, подбалансировка ротора и другие работы выполняются значительно проще и быстрее при стояковых подшипниках, чем при щитовых. Особые преимущества стояковые подшипники имеют для самых мощных турбогенераторов, когда масса ротора очень велика и установка подшипников непосредственно на фундамент обеспечивает бесспорную устойчивость подшипника.

Обычно подшипник со стороны турбины размещается непосредственно в цилиндре низкого давления турбины (и поставляется заводом-изготовителем турбины); подшипник со стороны возбудителя является отдельным узлом. Его корпус может использоваться как опора узла траверсы со щеточным аппаратом. Для смазки применяются легкие масла типа турбинных, чтобы можно было объединять масляные системы турбогенератора и турбины. На крышках подшипников турбогенераторов установ-

ливаются баки аварийной смазки, предназначенные для снабжения маслом при аварийном отключении принудительного маслоснабжения с целью предохранения шеек вала в этих аварийных обстоятельствах от повреждений.

2-4. Системы обеспечения

Система возбуждения служит для питания обмотки возбуждения (ротора) постоянным током и управления этим током по требуемому закону в зависимости от режима работы турбогенератора. Источником энергии для питания обмотки возбуждения служит возбудитель — индивидуальный генератор, вал которого непосредственно соединен с валом турбогенератора, что обеспечивает независимость возбуждения от генераторного напряжения. Обычно это трехфазный синхронный генератор индукторного типа повышенной частоты или синхронный трехфазный генератор с частотой 50 Гц с мостовым выпрямителем из полупроводниковых вентилей, в первом случае неуправляемых, во втором — управляемых. Наиболее современными считаются системы возбуждения с управляемыми (тиристорными) вентилями, так как они обеспечивают наибольшую быстроту регулирования напряжения. В настоящее время большинство турбогенераторов снабжается такими системами.

Для турбогенераторов особо большой мощности и высокой надежности находят применение бесщеточные системы возбуждения. В этом случае отсутствует щеточный аппарат, который требует тщательного обслуживания в эксплуатации, особенно при больших токах возбуждения (4000—8000 А). При бесщеточной системе возбуждения возбудитель выполняется в виде обращенного синхронного генератора (с якорной обмоткой на роторе). На валу ротора также располагаются вентили, с помощью которых переменный ток преобразуется в постоянный для возбуждения генератора. Передача постоянного тока от ротора возбудителя к ротору генератора производится непосредственно через токоподводы генератора и возбудителя в районе соединения валов полумуфтами. Ранее для турбогенераторов малой мощности в качестве возбудителей применяли генераторы постоянного тока. Однако ввиду сложности и ограниченной мощности коллекторных машин при частоте вращения 3000 об/мин применение их как основных возбудителей практически прекратилось. Для питания цепей возбуждения возбудителя может использоваться подвозбудитель — генератор постоянного или переменного тока с выпрямителем, также непосредственно соединяемый с валом генератора или отдельно стоящий. В ряде случаев применяются системы самовозбуждения генераторов, при которых возбудитель не располагается на валу, а выполняется отдельно стоящим, питающимся от системы шин собственных нужд основного генератора. В этом случае возбудитель, как правило, является статическим устройством.

состоящим из системы питающих трансформаторов и управляемых вентилей.

Ток возбуждения турбогенератора автоматически регулируется при изменении нагрузки (как активной, так и реактивной) в соответствии с семейством регулировочных характеристик. Это выполняет автоматический регулятор возбуждения, реагирующий на изменения напряжения на зажимах турбогенератора, его тока, фазового сдвига между ними, их производных и т. п. Его выявительными элементами служат измерительные трансформаторы тока и напряжения, а также другие устройства.

При резком снижении генераторного напряжения или качении генераторов, которые обычно имеют место при аварийных ситуациях в электрической сети, требуется быстрое увеличение тока возбуждения по сравнению с номинальным для удержания генератора в параллельной работе с остальной системой. Режим форсировки возбуждения является тяжелым режимом для генератора, поскольку ток возбуждения при форсировке может превосходить номинальные значения в два раза. Длительность форсировки обычно должна ограничиваться 10—30 с.

В аварийных ситуациях в самом генераторе или блоке (генератор — трансформатор) требуется быстрое выключение возбуждения для уменьшения объема повреждения оборудования; но в магнитном поле возбуждения запасена достаточно большая энергия, и при быстром уменьшении тока возбуждения она может вызвать недопустимые перенапряжения на обмотке возбуждения, опасные для ее изоляции. Поэтому в системе возбуждения предусматривают автомат гашения поля (АГП), обеспечивающий достаточно быстрое уменьшение тока возбуждения, и устройство защиты, снижающее перенапряжения на обмотке до безопасного уровня.

Масляная система подает масло в подшипники турбогенератора и турбины для принудительной смазки и отвода тепла из них, а также в масляные уплотнения вала турбогенератора с водородным охлаждением. Давление масла в этой системе составляет примерно 0,1 МПа.

Система уплотнения вала должна работать при давлении, несколько большем, чем давление водорода в корпусе генератора; она снабжается отдельными насосами, обеспечивающими давление 0,4—1,0 МПа, и регуляторами давления, автоматически обеспечивающими заданный перепад давлений водорода и масла. Масляные системы состоят из насосов (основных и резервных), фильтров, очищающих масло от механических примесей (продуктов износа подшипников и уплотнений и других частиц), масло-водяных теплообменников для охлаждения масла и резервных емкостей масла. При водородном охлаждении турбогенератора в масляную систему входит узел очистки масла от растворенного в нем водорода, а иногда и воздуха.

Система термоконтроля служит для эксплуатационного контроля температур турбогенератора во время его работы. Датчиками температуры в активной зоне и конструктивных элементах служат термометры сопротивления, представляющие собой малогабаритные вставки калиброванных медных, а иногда платиновых сопротивлений; по изменению сопротивления такого датчика судят о его температуре, измерительный прибор градуируется непосредственно в единицах температуры. Показания передаются на регистрирующие и контролирующие органы ЭВМ генератора или блока. Предусматривают измерение температуры обмотки статора с косвенным охлаждением в 6—12 точках, закладывая датчики между стержнями в пазу; температура сердечника измеряется датчиками, уложенными на дно паза; также контролируют температуру вкладышей подшипников и масляных уплотнений, охлаждающего газа, масла и воды, подаваемой для охлаждения газа и обмоток (при непосредственном водяном охлаждении их), а также воды на сливе.

При непосредственном водяном охлаждении обмотки статора производится тепловой контроль каждой параллельной водяной цепи. Для этого температурные датчики устанавливаются под клин каждого паза статора, если последовательно по воде охлаждаются два стержня, а также и на широких гранях нижних стержней по выходе их из паза, если все стержни охлаждаются параллельно.

Водородная система обеспечивает наполнение турбогенератора водородом и поддержание заданными параметрами водорода. Давление водорода в корпусе генератора обычно повышено до 0,2—0,5 МПа для наилучшего отвода потерь из активной зоны; поэтому в водородной системе предусмотрены элементы, измеряющие и автоматически поддерживающие заданное давление. Во избежание загрязнения газа в водородной системе имеются автоматические газоанализаторы, контролирующие чистоту водорода; при необходимости в систему подается чистый водород. Также контролируется влажность водорода; для его осушения в системе предусмотрены осушители влаги.

Заполнение системы водородом в пусконаладочный период имеет особенности. Первоначально после герметизации корпуса последний заполняется углекислым газом из батареи баллонов, который вытесняет воздух; предусмотрен контроль чистоты выходящего углекислого газа. После того как воздух из корпуса практически вытеснен углекислым газом, в верхнюю часть корпуса подают водород (из электролизной установки или батареи баллонов) и выпускают углекислый газ, контролируя его состав: для этого в корпусе генератора имеются специальные трубопроводы и фланцы, соединяющие их с внешними коммуникациями. Подачу водорода прекращают, как только степень чистоты выходящего водорода и давление достигают необходимого уровня.

К водородной же системе относят указатель жидкости (воды, масла), которая может скапливаться в нижней части корпуса. Водородная система практически объединяется и функционирует совместно с масляной системой уплотнений вала.

Водяная система обеспечивает водой все газоохладители, маслоохладители и водоохладители. Все охладители питаются технической водой станции с контролем ее температуры на входе и выходе, а в необходимых случаях — и расхода.

Температура технической охлаждающей воды определяет условия охлаждения всех элементов генератора и вспомогательных устройств, и поэтому она не должна быть выше 33 °С для гарантированной работы оборудования.

Система водяного охлаждения статора обеспечивает циркуляцию дистиллята в обмотке статора, поддержание заданными его параметров и контроль. Система дистиллята имеет замкнутый контур с небольшой подпиткой во время работы для пополнения естественной убыли дистиллята или восстановления его параметров. Система снабжается основными и резервными насосами, механическими и магнитными фильтрами, теплообменниками, системой контроля расхода, давления и температуры. Контролируются также физико-химические параметры самого дистиллята: удельное электрическое сопротивление, содержание растворенного кислорода, углекислого газа и др. Для поддержания этих параметров иногда устанавливаются ионообменные фильтры.

Если турбогенератор имеет другие системы охлаждения, например непосредственное водяное охлаждение обмотки ротора или масляное охлаждение статора, то должны предусматриваться соответствующие системы обеспечения.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

3-1. Машинная постоянная

При выборе размеров машины основное внимание уделяют использованию материалов, уровню нагрева обмоток, а также соотношениям между потерями и параметрами турбогенератора. Размеры машины определяются допустимым и желательным уровнем электромагнитных нагрузок (система охлаждения машины предполагается заданной); в силу этого проектирование рекомендуется начать с выбора основных размеров и затем уже переходить к обмоточным данным.

Основными размерами турбогенератора принято обычно считать диаметр расточки статора D_1 , активную длину стали ста-

тора l_1 , зазор между статором и ротором δ (все линейные размеры здесь и далее в миллиметрах). Эти величины определяют размеры и, следовательно, массу и габариты активных частей, а также в большой мере и конструктивную массу машины.

Действительно, наружный диаметр бочки ротора будет

$$D_2 = D_1 - 2\delta.$$

Длина бочки ротора l_2 , как правило, принимается равной активной длине стали статора или несколько большей:

$$l_2 \approx l_1.$$

В турбогенераторах с высоким использованием материалов с целью снижения потерь рассеяния на торцевой поверхности статора стремятся иметь l_2 даже несколько меньше l_1 .

Наружный диаметр спинки статорной стали двухполюсного турбогенератора, как показывает практика,

$$D_a \approx 2,1D_1.$$

Степень использования активного объема турбогенератора может характеризоваться машинной постоянной Арнольда, пропорциональной объему расточки статора, приходящемуся на единицу мощности, $\text{мм}^3/(\text{мин} \cdot \text{МВ} \cdot \text{А})$,

$$C_A = \frac{D_1^2 l_1 n_n}{S_n} = \frac{9 \cdot 10^{13}}{A_1 B_\delta k_y}, \quad (3-1)$$

где k_y — коэффициент укорочения шага обмотки статора; A_1 — линейная нагрузка статора; B_δ — максимальное (амплитудное) значение индукции в зазоре. Здесь и далее A_1 измеряется в амперах на сантиметр (А/см), B_δ — в теслах (Тл).

Зависимость C_A от мощности для двухполюсных турбогенераторов различных серий показана на рис. 3-1. Величина C_A , представленная в такой форме, в действительности сохраняется постоянной для турбогенераторов различной мощности одной и той же серии, выполняемых с одинаковыми или достаточно близкими диаметрами. При этом линейная нагрузка статора A_1 и индукция в зазоре B_δ могут приниматься постоянными.

Вместе с изменением диаметра, как правило, меняются электромагнитные нагрузки, при этом мощность изменяется быстрее активного объема. Если, например, площадь пазов изменяется пропорционально квадрату диаметра, а плотность тока остается неизменной, это приводит к изменению мощности пропорционально диаметру в третьей степени. В этом случае ближе к постоянной оказывается величина,

$$C_B = \frac{D_1^3 l_1 n_n}{S_n},$$

которая называется машинной постоянной Видмара.

Условие сохранения неизменной постоянной Видмара приводит к изменению линейной нагрузки пропорционально диаметру. В действительности возрастание линейной нагрузки

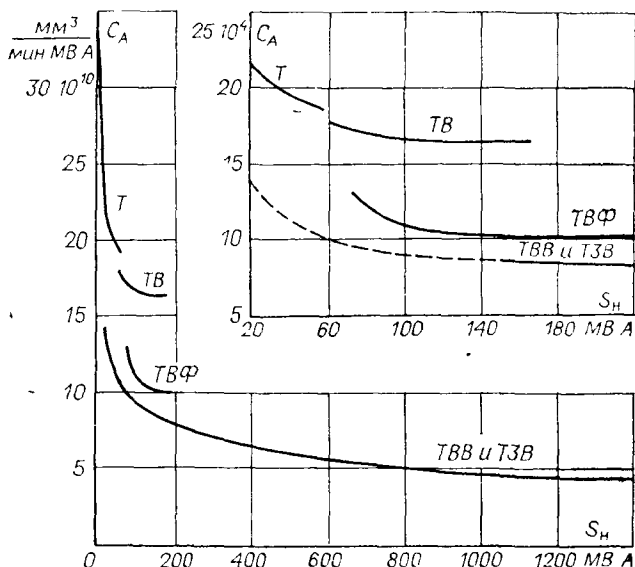


Рис 3 1 Зависимость машинной постоянной Арнольда от мощности

может происходить несколько медленнее, чем увеличение диаметра, и это связано в первую очередь с ограничением глубины паза, в частности, по соображениям прочности

На практике обычно применяют постоянную Арнольда, зависящую от мощности машины, однако при этом всегда подразумевается, что каждой конкретной мощности соответствует определенный диаметр Поэтому целесообразно также представить машинную постоянную зависящей от диаметра, как это показано на рис 3 2

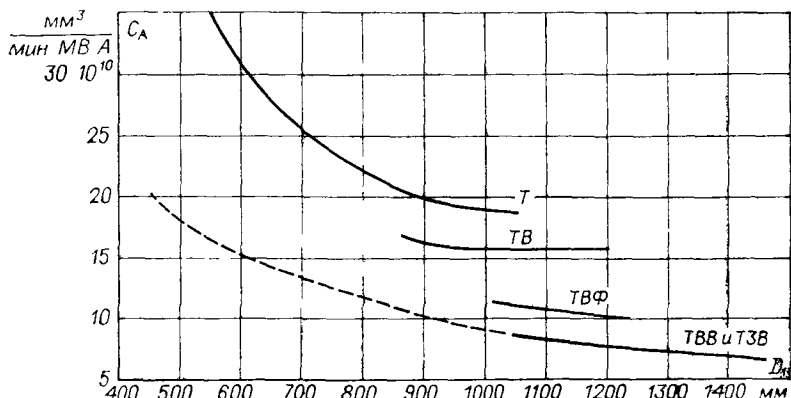


Рис. 3 2 Зависимость машинной постоянной Арнольда от диаметра расточки статора при $p=1$

Значения машинной постоянной даются обычно по выполненным, хорошо работающим турбогенераторам принятой серии. Следовательно, эта зависимость в скрытой форме содержит в себе все основные параметры конструирования. При решении даже типовых задач по проектированию неизбежны некоторые отклонения от уже принятых параметров выполненных машин и, таким образом, в общем случае приведенные зависимости машинных постоянных дают только правильную ориентировку относительно основных размеров, но ни в коей мере не могут служить для окончательного их выбора.

По конструированию и изготовлению четырехполюсных турбогенераторов в настоящее время накоплен значительно меньший опыт, чем по двухполюсным, поэтому относительно выбора значения машинной постоянной может быть допущена большая свобода. Достаточно плодотворным следует считать выбор машинной постоянной C_A для крупных машин примерно равной значению C_A для двухполюсных машин той же мощности. Тогда для машин с непосредственным охлаждением в четырехполюсном исполнении можно воспользоваться рис. 3-1 для оценки величины C_A .

3-2. Диаметры расточки статора и бочки ротора

Для двухполюсных турбогенераторов мощностью 1 МВт и выше изменение диаметра ротора относительно невелико. Так, турбогенераторы наименьших мощностей имеют диаметр примерно 450—500 мм, а самые крупные 1075—1250 мм. Такое относительно небольшое изменение диаметра вызвано тем, что наибольший диаметр ограничивается, с одной стороны, механическими напряжениями, которые возникают при вращении в теле ротора, и особенно в бандажах, крепящих роторную обмотку, а с другой — удобством размещения обмотки при малых диаметрах.

Механические напряжения в бочке ротора приводят к тому, что выбор диаметра для мощных турбогенераторов оказывается ограниченным предельными в настоящее время механическими свойствами материалов. Поэтому проектирование мощных турбогенераторов относительно упрощается и вынужденные решения могут быть приняты почти однозначно. Последнее относится к ограниченному классу машин, причем такие машины наиболее перспективны и экономичны. Для машин же меньшей мощности выбор диаметра является одним из основных вопросов проектирования. Рекомендуемые диаметры расточки статора в зависимости от мощности представлены на рис. 3-3.

При выборе основных размеров немаловажную роль играют также вопросы унификации. Если примерное значение диаметра машины определено, то при окончательном выборе его следует унифицировать возможно большее число деталей и технологических приспособлений для ряда машин ближайших мощно-

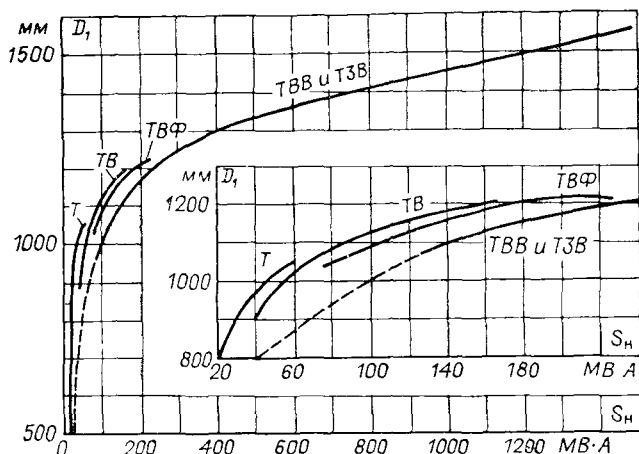


Рис 3.3 Зависимость диаметра расточки статора от мощности при $p=1$

стей, так как это позволит значительно удешевить и упростить производство, уменьшить номенклатуру применяемых материалов и поднять производительность труда.

Сохранение первоначально выбранного диаметра расточки статора не дает особых конструктивных или технологических преимуществ, так как число пазов статора и размеры их определяются номинальной мощностью машины и ее напряжением; как правило, их не удастся сохранить одинаковыми для машин с одним и тем же диаметром расточки и ближайшими по шкале мощностями. Поэтому унификация диаметра расточки статора для крупных турбогенераторов не приводит к сохранению штампа статорной стали, размеров стержней обмотки и т. д.; в лучшем случае может быть использована отливка для нажимной плиты статора. Однако здесь основное значение имеет скорее сохранение постоянным внешнего диаметра активной стали статора.

При получении близких значений диаметров стремятся сохранить постоянным диаметр бочки ротора. Действительно, размеры пазов ротора и число их не зависят от мощности и номинального напряжения машины, а целиком определяются диаметром бочки ротора.

Сохраняя диаметр бочки ротора в точности одинаковым для нескольких турбогенераторов, тем самым сохраняют всю оснастку по обработке пазов и изготовлению обмотки, профиль меди, бандажные кольца, крепящие обмотку детали, технологическую оснастку для изолировки и т. д. Все это приводит к существенному упрощению изготовления и конструирования генератора.

Ввиду изложенного серии турбогенераторов, как правило, строятся на нескольких диаметрах ротора и при проектировании новых машин в первую очередь стремятся воспользоваться одним из имеющихся диаметров ротора, сохраняя полностью конфигурацию его зубцового слоя. Следует также заметить, что помимо преимуществ, связанных с унификацией производства, сохранение неизменной геометрии поперечного сечения ротора дает также и преимущества расчетного характера. Это позволяет наилучшим образом воспользоваться опытными данными уже работающих роторов как в отношении электромагнитных, так и тепловых испытаний. Если для четырехполюсных турбогенераторов исходить из равенства машинной постоянной S_A и активной длины l_1 этим величинам для двухполюсных турбогенераторов той же мощности, то, как следует из (3-1), будет иметь место следующее соотношение между диаметрами расточки:

$$D_{1(p=2)} = \sqrt{2} D_{1(p=1)}. \quad (3-2)$$

На практике, конечно, строго не придерживаются этой рекомендации по причинам, связанным с унификацией, причинам производственного и иного характера, но, как правило, отношение диаметров лежит в диапазоне 1,4—1,6, т. е.

$$D_{1(p=2)} = (1,4 \div 1,6) D_{1(p=1)}. \quad (3-2a)$$

Тогда выбор диаметра расточки статора четырехполюсной машины может быть произведен по рис. 3-3 и соотношению (3-2). Следует отметить, что полюсное деление четырехполюсного турбогенератора

$$\tau = \frac{\pi D_1}{2p} \quad (3-3)$$

будет составлять 0,7—0,8 полюсного деления двухполюсного.

Полюсное деление является важнейшим техническим показателем синхронной машины. В первую очередь оно характеризует окружную скорость ротора. Для синхронной машины с частотой $f_n = 50$ Гц окружная скорость, выраженная в метрах в секунду, будет численно равна полюсному делению τ , выраженному в сантиметрах. Таким образом, для двухполюсного ротора с $\tau = 200$ см линейная скорость составит 200 м/с. Пониженное значение τ для турбогенераторов с $p = 2$ приводит к снижению напряжений в теле ротора от центробежных сил, поэтому здесь не требуются столь высокие механические свойства ротора, как в двухполюсных машинах. Более низкое значение τ при $p = 2$ приводит также к повышенному рассеянию статорной обмотки и снижению магнитного потока на один полюс. Последнее обстоятельство благоприятно сказывается на внешнем диаметре сердечника статора, поскольку здесь высота спинки будет составлять 0,7—0,8 ее значения для двухполюсной ма-

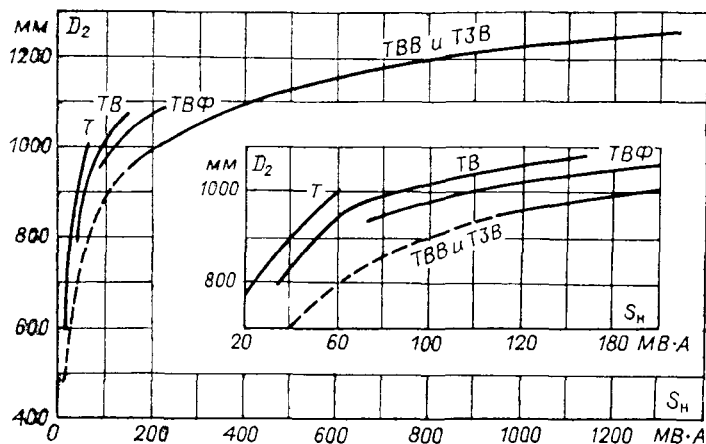


Рис. 3-4. Зависимость диаметра ротора от мощности при $p=1$

шины, что приводит к близким наружным диаметрам сердечника при существенно разных диаметрах расточки.

Нормальный ряд диаметров роторов двухполюсных турбогенераторов следующий: 475, 575, 664, 728, 814, 930, 1000, 1075, 1125, 1200, 1250 мм.

Выбор диаметра ротора турбогенератора является одним из основных и ответственных моментов проектирования. Влияние большого числа факторов на выбор диаметра делает эту задачу достаточно сложной и многозначной. Для четырехполюсных турбогенераторов мощностью 500 МВт и выше нормальный диаметр ротора может быть принят равным 1600 или 1800 мм.

При определении диаметра расточки статора или при выборе диаметра бочки ротора для двухполюсных турбогенераторов рассматриваемых серий можно воспользоваться кривыми рис. 3-3 и 3-4. Представленные зависимости в какой-то мере отражают такие требования к диаметру, какие предъявляются к машинам нормального исполнения. Для четырехполюсных турбогенераторов должны быть учтены также зависимости (3-1) и (3-2).

3-3. Отношение активной длины к диаметру

Если диаметры бочки ротора и расточки статора выбраны, то, пользуясь выражением машинной постоянной, можно определить ориентировочную длину статора и затем проверить отношение длины активной стали к диаметру

$$\lambda_1 = l_1/D_1.$$

У двухполюсных турбогенераторов нормального исполнения это отношение колеблется от 2 до 6. Очевидно, что, варьируя D_1 , можно получить значения λ_1 в указанных пределах.

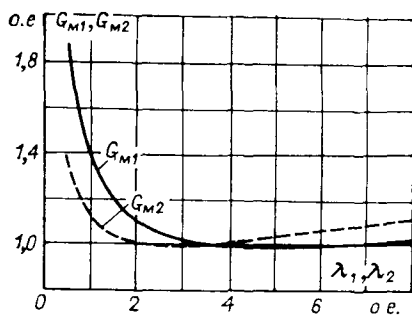


Рис. 3-5. Зависимость относительной массы меди обмоток статора G_{M1} и ротора G_{M2} от коэффициентов λ_1 и λ_2

При сопоставлении нескольких вариантов с различными диаметрами следует иметь в виду, что отношение длины к диаметру может влиять на параметры машины и ее экономические показатели. Как правило, турбогенератор с большим отношением λ_1 имеет меньшую конструктивную массу, так как при этом уменьшается относительная масса торцевых зон турбогенератора. Влияние отношения λ_1 и $\lambda_2 = l_2/D_2$ на массу меди обмотки статора и ротора ясно из рис. 3-5. Минимальный расход меди для обмотки статора соответствует $\lambda_1 = 5$, а для обмотки ротора $\lambda_2 = 2,7$, причем для $\lambda > 2$ эта зависимость достаточно пологая. Отношение λ_1 для четырехполюсных турбогенераторов будет меньше, чем для двухполюсных, в связи с увеличенным диаметром D_1 . Здесь рекомендуемое значение может находиться в пределах $\lambda_1 = 2 \div 4$.

Отношение λ_1 играет заметную роль и в рассеянии обмотки статора, которое определяет сверхпереходное сопротивление машины (см. § 4-3).

3-4. Критические частоты вращения

На работу машины большое влияние оказывает критическая частота вращения ротора. Для обеспечения спокойной работы машины и простоты балансировки необходимо, чтобы критическая частота не совпадала с рабочей частотой вращения машины. Известны случаи, когда на действующих машинах рабочая частота вращения совпадала со второй критической частотой или находилась достаточно близко от нее. Балансировка таких машин оказывалась затруднительной, и при их работе, как правило, наблюдались повышенные вибрации. Поэтому рекомендуется, чтобы критическая частота вращения отличалась от рабочей не менее чем на 10 %.

Обычно рассчитывают две критические частоты вращения: первую $n_{к1}$ и вторую $n_{к2}$, а для достаточно длинных роторов и третью $n_{к3}$. В практике турбостроения у большинства роторов малой и средней мощности рабочая частота вращения находится между первой и второй критическими, однако для крупных машин характерна длительная эксплуатация роторов, у которых рабочая частота выше второй критической.

На критическую частоту большое влияние оказывает отношение длины активной части ротора к его диаметру λ_2 , а также размеры шеек вала ротора и их конфигурация. В связи с этим

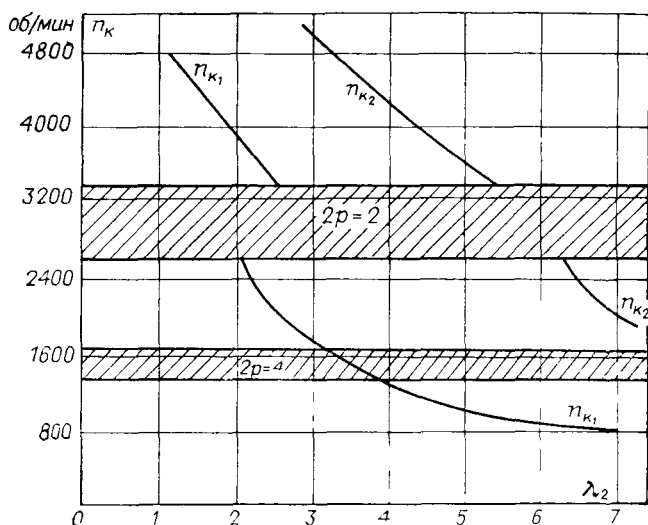


Рис. 3.6 Ориентировочная зависимость первой $n_{к1}$ и второй $n_{к2}$ критических частот вращения от λ_2 (заштрихованы области нерекомендуемых значений $n_{к1}$ и $n_{к2}$)

окончательная оценка критических частот вращения может быть произведена только после разработки конструкции ротора в целом. При этом следует иметь в виду, что конструктор может в какой-то мере изменять критическую частоту без изменения основных размеров за счет шеек вала, переходов и т. д. Поэтому в начале проектирования достаточно правильно определить рабочую зону отношения длины активной части ротора к ее диаметру, исходя из конкретного выполнения хвостовиков ротора и системы опор, для того чтобы в дальнейшем проверить и, если потребуется, переконструировать в первую очередь хвостовики ротора, его опоры и т. д.

В исключительных случаях должны быть пересмотрены основные размеры машины, так как при создании турбогенератора обеспечение его надежности всегда должно превалировать над остальными требованиями.

На рис. 3-6 приведены зависимости первой и второй критических частот вращения от отношения длины активной части ротора к его диаметру для ряда турбогенераторов. Этими закономерностями можно воспользоваться при первоначальном определении отношения длины ротора к диаметру. Вторая критическая скорость наиболее близко подходит к рабочей при $\lambda_2 = 5 \div 6$. Критическая частота вращения для четырехполюсных машин находится примерно в таком же диапазоне в зависимости от λ_2 , но при этом следует иметь в виду, что рабочая частота вращения составляет 1500 об/мин и нежелательная зона критических частот соответственно 1350—1650 об/мин.

3-5. Потери в торцевой зоне турбогенератора

Поля рассеяния в лобовой части обмотки ротора и статора вызывают дополнительные потери в крайних пакетах сердечника, в меди лобовых частей обмотки, в деталях, крепящих обмотку, и конструктивных элементах, расположенных в торцевой зоне турбогенераторов. Потери могут оказаться весьма существенными, особенно в турбогенераторах с высоким использованием. Эти потери приближенно могут быть оценены (в киловаттах), например, для режима короткого замыкания, для случая, когда бандажное кольцо ротора и нажимная плита статора выполнены из немагнитной стали, по выражению

$$Q_{\kappa \kappa} \approx \frac{50}{\rho} \left(\frac{A_1}{1000} \right)^2 \left(\frac{D_1}{1000} \right)^2. \quad (3-4)$$

Поскольку торцевые потери в первом приближении можно считать не зависящими от активной длины машины, то у более коротких машин они будут составлять большую долю общих потерь, чем у длинных. С этой точки зрения более длинные турбогенераторы будут иметь относительно низкие дополнительные потери в торцевой зоне машины.

3-6. Зазор

Приближенная оценка зазора δ определена выбором нормализованного диаметра ротора D_2 и ориентировочным значением диаметра расточки статора D_1 , найденного по кривой рис. 3-3. Однако при проектировании машины окончательный выбор зазора производится после определения линейной нагрузки и индукции в зазоре и подчиняется условию получения заданного

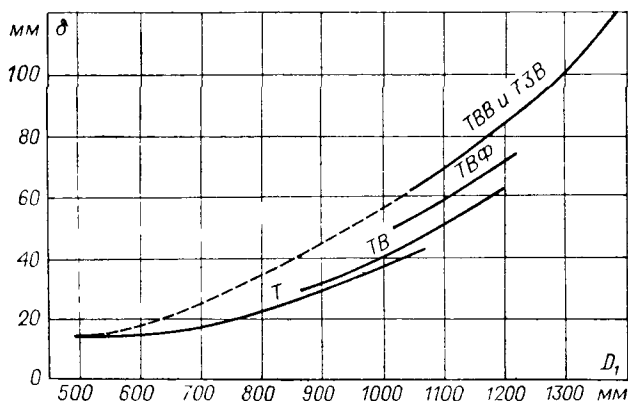


Рис. 3-7. Ориентировочная зависимость зазора от диаметра расточки статора при $\rho=1$

о. к. з. или статической перегружаемости. При этом можно воспользоваться приближенным выражением

$$\delta = 1,12 \text{ (о. к. з.) } \frac{A_1 \tau^{1,5}}{B_\delta} \cdot 10^{-6}. \quad (3-5)$$

По формуле (3-5) зазор получаем в миллиметрах.

Более быстрый рост зазора, чем диаметра, объясняется тем, что с ростом δ уменьшаются коэффициент зубчатости воздушного зазора и относительное насыщение магнитной цепи машины при больших диаметрах.

Сильное возрастание зазора при непосредственном охлаждении иллюстрируется рис. 3-7. Представленным графиком можно воспользоваться для оценки зазора, если линейная нагрузка A_1 и индукция в зазоре B_δ еще не выбраны. У машин с малым диаметром иногда зазор следует принять большим, чем это получается из выражения (3-5), главным образом для снижения дополнительных потерь на роторе от зубцовых гармоник статора, а иногда также с целью улучшения вентиляции машины.

3-7. Маховой момент

Маховой момент ротора определяет инерцию ротора и является важным параметром при расчете прочности вала при коротких замыканиях и при расчете переходных движений ротора.

Для сплошного цилиндра диаметром D_2 и длиной l_2 , вращающегося вокруг своей оси, маховой момент в тонна-метрах квадратных может быть определен по формуле

$$GD^2 = \frac{\pi}{4} \gamma_c \left(\frac{D_2}{1000} \right)^4 \left(\frac{l_2}{1000} \right) = \frac{1}{2} G \left(\frac{D_2}{1000} \right)^2,$$

где γ_c — плотность цилиндра, т/м³; для стали $\gamma_c = 7,85$ т/м³; G — масса цилиндра, т.

Если цилиндр имеет центральное отверстие D_0 , то

$$GD^2 = \frac{1}{2} G \left[\left(\frac{D_2}{1000} \right)^2 - \left(\frac{D_0}{1000} \right)^2 \right].$$

Маховой момент ротора в целом определяется главным образом массой ротора и диаметром его бочки; он может быть вычислен по приближенной формуле

$$GD^2 = 3,8 \left(\frac{D_2}{1000} \right)^4 \frac{l_2}{1000}. \quad (3-6)$$

Следовательно, маховой момент для четырехполюсных турбогенераторов будет существенно больше, чем для двухполюсных, поскольку зависит от диаметра в четвертой степени.

При динамических переходах, т. е. нарушениях устойчивости параллельной работы, например при коротких замыканиях

в сети, важнейшим показателем поведения турбогенератора является его механическая постоянная времени, характеризующая инерционность машины, пропорциональная маховому моменту и квадрату частоты вращения,

$$T_{\text{мех}} = \frac{27,4 \left(\frac{n}{100} \right)^2 GD^2}{S_n \cdot 10^3}. \quad (3-7)$$

Здесь S_n — в киловольт-амперах.

Очевидно, что эта величина будет примерно в два раза больше у четырехполюсного турбогенератора, чем у двухполюсного.

3-8. Общая масса турбогенератора и удельный расход материалов

Общая масса турбогенератора зависит от конструкции, активного объема и отношения длины к диаметру. Общая масса так же, как критические частоты и маховой момент, может быть определена только после создания конструкции в целом. Для ориентировки масса машины может быть оценена по активному объему $D_1^2 l_1$. Эта зависимость представлена на рис. 3-8 для турбогенераторов различных серий.

Типичное поперечное сечение двух турбогенераторов с $p=1$ и $p=2$ при одинаковой мощности показано на рис. 3-9. Из рисунка видно, что, несмотря на значительно больший диаметр ротора D_2 , четырехполюсная машина имеет примерно одинако-

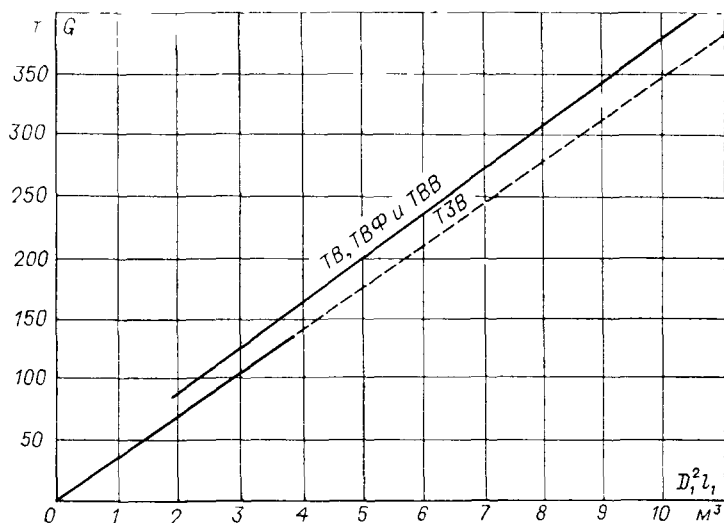


Рис. 3-8. Зависимость общей массы двухполюсного турбогенератора от $D_1^2 l_1$

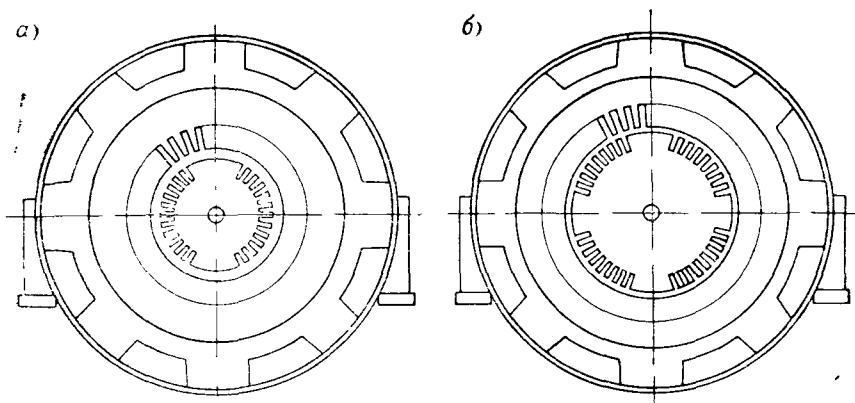


Рис. 3-9. Типичное поперечное сечение турбогенератора: а — $p=1$; б — $p=2$

вые внешние диаметры спинки сердечника и корпуса статора, вследствие чего общие массы у турбогенераторов одинаковой мощности различаются незначительно, и четырехполюсные машины бывают, как правило, несколько тяжелее двухполюсных. Однако ротор четырехполюсного турбогенератора имеет массу примерно в два раза больше, чем двухполюсного. Действительно, масса ротора может быть представлена в виде

$$G_{\text{рот}} = 1,3\gamma_c \frac{\pi D_2^2}{4} l_2.$$

Здесь коэффициент 1,3 приближенно учитывает массу хвостовика ротора, бандажных колец, вентиляторов и т. д.

Одним из важнейших технико-экономических показателей является удельный расход материалов, т. е. масса материалов, приходящаяся на единицу мощности, g . Обычно удельный расход выражается в $\text{кг}/(\text{кВ} \cdot \text{А})$. По мере роста мощности для серий машин с одинаковыми принципами конструирования и охлаждения g имеет тенденцию к уменьшению, но особенно резко этот параметр снижается при переходе к новым, более прогрессивным принципам охлаждения. Типичные зависимости удельного расхода материалов для двухполюсных турбогенераторов различных серий представлены на рис. 3-10; там же точками нанесены данные для четырехполюсных машин большой мощности. Указанные зависимости могут служить для оценки вновь спроектированных турбогенераторов по сравнению с уже выполненными.

3-9. Охлаждающая среда

В заключение главы следует сделать несколько замечаний относительно охлаждающей среды. В данной книге рассматриваются в качестве охлаждающей среды воздух, водород и вода.

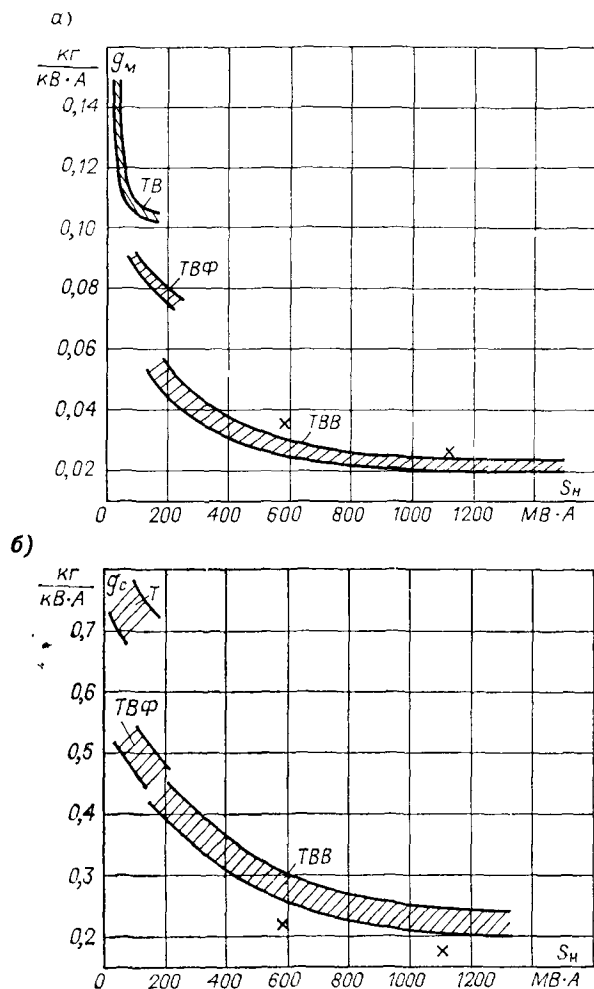


Рис. 3-10. Зависимости удельного расхода активных материалов от мощности и системы охлаждения для двухполюсных турбогенераторов: а — медь обмоток, б — активная сталь статора
 × — удельный расход при $p=2$

Охлаждающая способность водорода в большой степени зависит от давления, и поэтому как основные размеры машины, так и электромагнитные нагрузки будут зависеть от давления водорода внутри корпуса. В данной книге для турбогенераторов с косвенным охлаждением обмоток водородом (серия ТВ) нормальным принято избыточное давление 0,005—0,05 МПа. При повышении избыточного давления до 0,1—0,2 МПа линейные нагрузки и плотности тока могут быть соответственно повы-

шены на 12 и 20 % и, следовательно, уменьшены основные размеры машины.

При непосредственном охлаждении обмотки ротора водородом и косвенном охлаждении обмотки статора (серия ТВФ) предпочтительно давление водорода 0,2 МПа, так как при более высоком давлении интенсивность охлаждения обмотки статора практически не может быть повышена. Исходя из этого давления и приведены данные по выбору размеров и электромагнитных нагрузок.

При полном непосредственном охлаждении (серия ТВВ) рекомендуется иметь избыточное давление водорода 0,3—0,5 МПа. В этом случае охлаждающая способность водорода при повышенном давлении может быть использована в полной мере. Нормальным давлением для машин средней мощности может быть принято 0,3 МПа.

У машин с непосредственным охлаждением проводников обмоток статора и ротора водой сердечник статора и поверхность ротора могут охлаждаться либо воздухом, либо водородом. У турбогенераторов мощностью до 50 МВт включительно может быть рекомендован для охлаждения сердечника статора воздух. У машин более высокой мощности предпочтительно применять водород при избыточном давлении 0,005—0,2 МПа, так как при этом достигается значительное снижение потерь на трение и вентиляцию и происходит более интенсивное охлаждение стали, а также улучшаются условия работы высоковольтной изоляции. В машинах с косвенным охлаждением применяется обычно одна охлаждающая среда — воздух или водород, а при непосредственном охлаждении — две охлаждающие среды, например воздух и вода или водород и вода.

Интенсивное непосредственное охлаждение достигается тем, что в пазу машины образуют вентиляционные каналы за счет некоторого уменьшения сечения меди. Сами по себе вентиляционные каналы оказываются относительно небольшими, что вызывает необходимость применять для непосредственного охлаждения наиболее эффективные среды. Поэтому, как уже отмечалось, при непосредственном охлаждении используется водород при высоком давлении, вода или масло. Сердечник статора и ротор имеют значительную поверхность охлаждения и обычно достаточно интенсивно могут охлаждаться газом — воздухом или водородом. Более удобным для этих целей у крупных машин является водород как по условиям охлаждения, так и по условиям снижения потерь на вентиляцию и трение поверхности бочки и бандажей при вращении.

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ НАГРУЗКИ

4-1. Общие замечания

Знание основных размеров позволяет выбрать и обмоточные данные турбогенератора. Последние связаны с основными размерами и номинальными параметрами посредством электромагнитных нагрузок. Для турбогенераторов различного исполнения всегда могут быть указаны границы этих нагрузок, приемлемые по тем или иным условиям.

К электромагнитным нагрузкам обычно относят индукцию B , плотность тока j и линейную токовую нагрузку A .

Помимо электромагнитных, в отдельных частях машины происходят и другие физические процессы, интенсивность которых может характеризоваться температурой θ и механическими напряжениями σ .

Относительно температур и механических нагрузок следует заметить, что при проектировании стремятся к тому, чтобы эти величины были близки к допустимым для данного материала и условий его работы. Если механические напряжения превышают допустимые, это может привести к остаточным деформациям, разрушению материала и, следовательно, к аварии машины в целом. Незначительное увеличение температуры обмоток свыше температур, допустимых по нормам для ее изоляции, как правило, не приводит к немедленному разрушению изоляции, а только к сокращению срока ее жизни.

В турбогенераторах в настоящее время преимущественно применяется изоляция класса В. Срок жизни такой изоляции в зависимости от рабочей температуры θ можно представить в виде

$$D_{\text{ж}} = A_0 \cdot 2^{-\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}},$$

где A_0 — срок жизни изоляции при 0°C ; $\Delta\theta$ — температурная постоянная, равная для изоляции класса В 10°C .

Из представленного выражения следует, что повышение температуры обмотки сверх допустимой на 10°C приводит к уменьшению срока ее службы в два раза. Поэтому увеличение температуры свыше нормируемой не рекомендуется.

Следует стремиться, чтобы возникающие в деталях напряжения и температуры были близки к допустимым. Этим обеспечивается оптимальное использование конструкции по механическим и тепловым условиям. Следует, однако, отметить, что вопрос о допустимых механических напряжениях и температуре не всегда является простым и однозначным и может потребовать соответствующих дополнительных исследований.

Электромагнитные нагрузки имеют также свои допустимые значения, потому что они определяют тепловые нагрузки и, следовательно, температуру отдельных частей машины. Однако электромагнитные нагрузки зачастую ограничиваются не только температурами, но и параметрами машины, насыщением магнитопровода, коэффициентом полезного действия и т. д. Если допустимые температуры зависят от класса применяемой изоляции и методов ее измерения, то электромагнитные нагрузки определяются, кроме того, параметрами и конструктивным исполнением машины, и прежде всего системой охлаждения. Поэтому эти нагрузки могут выбираться в более широких пределах.

Прогресс в повышении использования активного объема и роста мощности в единице за последние десятилетия связан со значительным увеличением линейной нагрузки и плотности тока в турбогенераторах в связи с внедрением непосредственного охлаждения обмоток. Линейная нагрузка изменяется в турбогенераторах в зависимости от размеров и системы охлаждения от 500 до 2500 А/см. Индукция же в зазоре изменяется в зависимости от размеров и исполнения относительно мало — от 0,65 до 1,0 Тл.

4-2. Линейная нагрузка статора

Из факторов, характеризующих линейную нагрузку статора, прежде всего следует остановиться на нагреве обмоток.

Перепад температуры между охлаждающим газом и охлаждаемой поверхностью статора составляет часть общего превышения температуры обмотки статора. Он пропорционален удельной тепловой нагрузке (т. е. потерям в обмотке, приходящимся на единицу площади расточки), которую можно представить в виде

$$W_{p1} = A_1 j_1 k_\Phi \frac{1}{\gamma_{гор}},$$

где j_1 — плотность тока в обмотке статора; k_Φ — коэффициент вытеснения тока (коэффициент Филда); $\gamma_{гор}$ — удельная проводимость меди при рабочей температуре.

Поэтому иногда для выбора линейной нагрузки и плотности тока пользуются допустимым произведением $A_1 j_1$, которое в среднем составляет: для серии Т...1600—2000, ТВ...2000—3000, ТВФ...3000—3600, ТВВ и ТЗВ...6500—25 000.

С увеличением A_1 будут возрастать потери и, следовательно, нагрев обмоток. Линейная нагрузка определяется классом изоляции и системой охлаждения, а также параметрами и экономичностью. При этом следует иметь в виду, что допустимая линейная нагрузка статора во многих конструкциях ограничивается потерями и нагревом обмотки ротора.

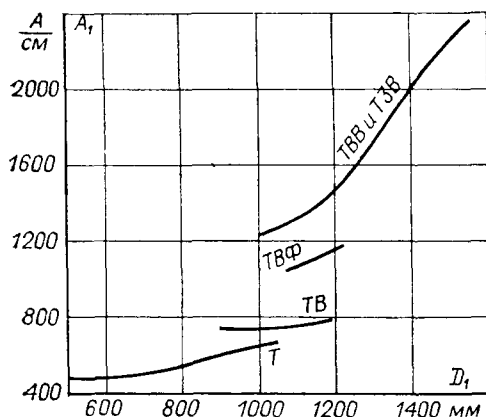


Рис. 4-1. Зависимость линейной нагрузки от диаметра расточки статора при $p=1$

Ориентировочная зависимость рекомендуемых значений линейной нагрузки от D_1 представлена на рис. 4-1. Сильное возрастание A_1 при непосредственном охлаждении связано с повышенной интенсивностью охлаждения.

Для одной и той же системы охлаждения линейная нагрузка, как правило, несколько возрастает с диаметром. Это связано с тем, что при сохранении плотности тока постоянной площадь пазов увеличивается быстрее диаметра. Более подробно об этом будет сказано при выборе обмоточных данных ротора.

Для турбогенераторов всех серий рекомендуемые значения A_1 близки к предельным по нагреву или экономичности. В тех случаях, когда по тепловым режимам возможно увеличение A_1 , последнее может повлечь за собой снижение к. п. д. машины, если при этом переменные потери окажутся больше постоянных.

4-3. Индуктивное сопротивление рассеяния статора

Рост линейной нагрузки приводит к возрастанию рассеяния. Как уже отмечалось, важнейшими параметрами, определяющими устойчивость параллельной работы генератора с системой, а также токи и усилия при внезапных коротких замыканиях, являются переходное индуктивное сопротивление x_d' и сверхпереходное индуктивное сопротивление x_d'' . Эти сопротивления в большой мере определяются индуктивным сопротивлением рассеяния обмотки статора x_l . На стадии выбора линейной нагрузки можно воспользоваться приводимой далее зависимостью между x_l и A_1 .

Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора можно представить в следующем виде:

$$x_l \approx k_1 \frac{A_1}{B_\delta} \frac{h_1}{D_1} p + k_2 \frac{A_1}{B_\delta} \frac{D_1}{l_1} \frac{1}{p}. \quad (4-1)$$

Здесь B_δ — индукция в зазоре; h_1 — высота паза статора; k_1, k_2 — коэффициенты, определяемые системой единиц и обмоточными данными.

Первое слагаемое представляет собой рассеяние пазовой части, а второе — лобовой. Очевидно, что при примерно одинако-

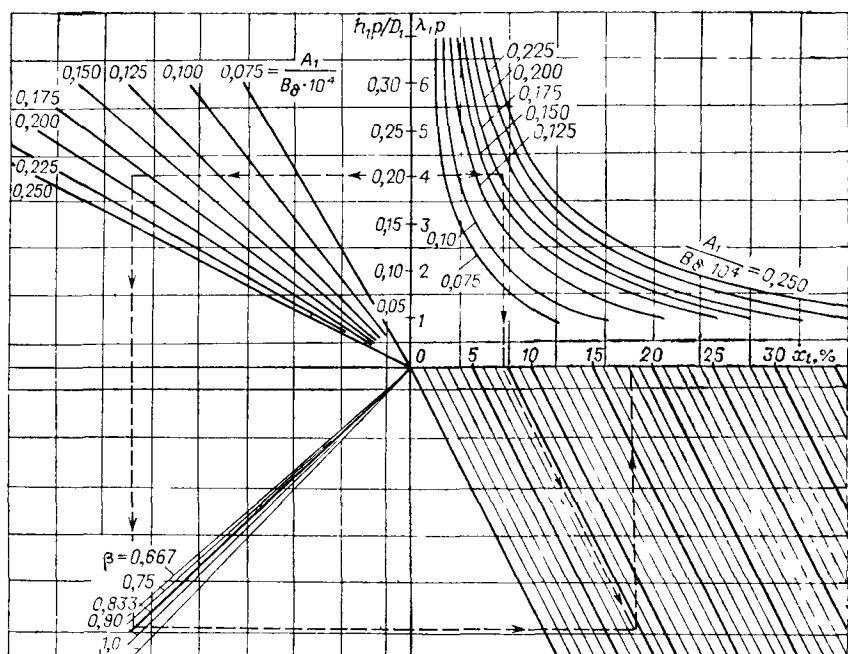


Рис. 4-2. График для приближенного определения индуктивности рассеяния обмотки статора

Пример: $p=1$; $\lambda_1=4.14$; $h_1/D_1=0.2$; $A_1 (B_\delta \cdot 10)^{-1}=0.186$; $\beta=0.883$; $x_l=18.5\%$

вом использовании и электромагнитных нагрузках машина с меньшим отношением λ_1 будет иметь большее рассеяние лобовой части, а следовательно, и всей обмотки статора. Как следует из (4-1), у четырехполюсных машин возрастает пазовое и уменьшается лобовое рассеяние обмотки статора по сравнению с двухполюсными машинами той же мощности. Поскольку обычно преобладает пазовое рассеяние, то четырехполюсные машины могут иметь несколько большие значения x_l . Номограмма для приближенного определения сопротивления рассеяния обмотки статора представлена на рис. 4-2. Ею можно пользоваться для нахождения x_l еще до выполнения расчетов, задаваясь основными размерами и электромагнитными нагрузками, или для выбора основных электромагнитных нагрузок.

В величину, определяющую пазовое рассеяние, входит отношение высоты паза к диаметру. Следовательно, для машины с большим диаметром высота паза может быть выбрана большей. Обычно отношение h_1/D_1 составляет 0,16—0,21 для двухполюсных и 0,10—0,15 для четырехполюсных машин.

4-4. Плотность тока в обмотке статора

Выбор плотности тока в обмотке статора обычно связывают с допустимой температурой или с потерями в обмотке. При косвенном охлаждении в большинстве случаев определяющим является допустимое превышение температуры. Плотность тока j_1 при косвенном охлаждении обмотки статора зависит от номинального напряжения, ширины меди в пазу и коэффициента вытеснения тока.

Перепад температуры по толщине изоляции составляет еще одну часть общего превышения температуры обмотки статора и пропорционален удельной тепловой нагрузке на боковую поверхность катушки, которую можно представить в виде

$$W_{\text{пл}} = \frac{j_1^2 b_{\text{м1}} k_{\Phi}}{\gamma_{\text{гор}}}.$$

Здесь $b_{\text{м1}}$ — ширина элементарного проводника (предполагается, что стержень имеет транспозицию и выполнен из двух вертикальных столбиков меди, ширина меди в пазу $2b_{\text{м1}}$); $\gamma_{\text{гор}}$ — удельная электрическая проводимость меди при рабочей температуре

При увеличении номинального напряжения возрастает толщина основной электрической изоляции, которая является также тепловой изоляцией. С ростом ширины меди повышается удельная тепловая нагрузка на боковую поверхность паза, через которую в основном производится отвод тепла от меди обмотки. Для оценки допустимой плотности тока при косвенном водородном охлаждении можно воспользоваться кривыми рис. 4-3. Интенсивность воздушного охлаждения меньше, и

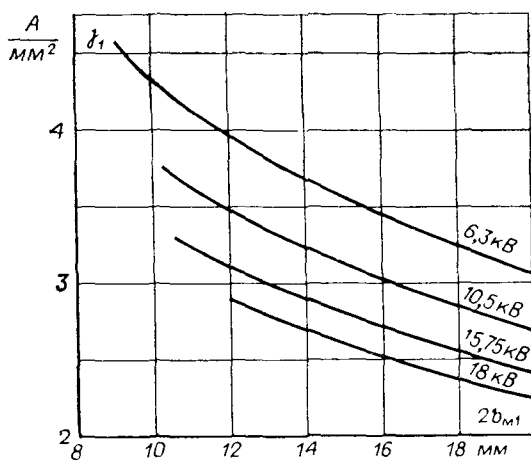


Рис. 4-3 Зависимость допустимой плотности тока обмотки статора от ширины меди в пазу при косвенном водородном охлаждении

плотность тока должна быть снижена по сравнению с водородным охлаждением. Плотность тока, выбранную по рис. 4-3, при воздушном охлаждении следует умножить на поправочный коэффициент 0,825.

Непосредственное охлаждение проводников обмотки водой позволяет значительно повысить плотность тока. Здесь температурные ограничения плотности тока не могут быть указаны так же определенно, как у машин с косвенным охлаждением. Нагрев обмотки в большей мере определяется схемой охлаждения и скоростью течения воды. Здесь большую роль играют вопросы экономии, способность машины к кратковременным перегрузкам, ее параметры и др. В общем случае плотность тока при такой системе охлаждения может колебаться от 4 до 12 А/мм². Превышение плотностью тока указанных пределов может оказаться нежелательным из-за увеличения потерь в обмотке, снижения к. п. д. и перемещения максимума кривой к. п. д. в область малых нагрузок и должно быть в каждом конкретном случае дополнительно исследовано.

При непосредственном охлаждении обмотки плотность тока мало зависит от номинального напряжения. При водяном охлаждении и достаточно высоком пазе она может быть определена по критической высоте паза. Дальнейший рост его высоты не только не приводит к уменьшению потерь в меди обмотки, но даже иногда увеличивает их. Такая критическая высота паза соответствует коэффициенту $k_{\Phi} = 2$, при котором дополнительные потери в пазу равны основным. Обычно принимаются более низкие критические значения k_{Φ} , соответствующие

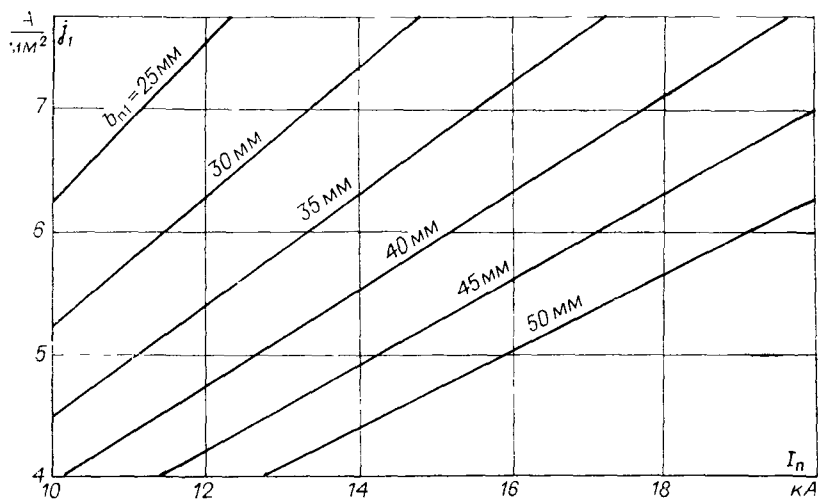


Рис. 4-4. Зависимость допустимой плотности тока обмотки статора от ширины паза $b_{п1}$ при непосредственном водяном охлаждении

I_n — объем тока в пазу

шие примерно равенству дополнительных и основных потерь в верхнем стержне.

Рекомендуемая плотность тока в обмотке с непосредственным охлаждением водой представлена на рис. 4-4. Здесь принят $k_{\Phi} = 1,7$. С целью экономии меди и изоляции плотность тока может приниматься выше на 10—30 %, чем это представлено на рисунке. Указанным графиком можно пользоваться при объеме тока в пазу свыше 10 000 А. При объеме тока в пазу меньше 10 000 А представляется большая свобода в выборе плотности тока.

4-5. Плотность тока в обмотке ротора

Плотность тока в обмотке ротора в основном определяется допустимой температурой обмотки, допустимыми кратковременными перегрузками и степенью использования машины. В зависимости от системы охлаждения она может колебаться от 3 А/мм² при косвенном воздушном охлаждении до 10—12 А/мм² при непосредственном охлаждении водородом или водой.

Толщина корпусной изоляции обмотки ротора (гильзы) незначительно зависит от номинального напряжения возбуждения и больше определяется технологическими соображениями (изготовление гильзы, ее укладка и пр.). Поэтому плотность тока при косвенном охлаждении в основном обуславливается шириной меди в пазу и глубиной паза. При выборе плотности тока с косвенным водородным и воздушным охлаждением можно воспользоваться кривыми рис. 4-5. При воздушном охлаждении вводится поправочный коэффициент 0,825.

При непосредственном охлаждении на рекомендуемую плотность тока влияют главным образом степень использования машины, выбор охлаждающей среды и конструктивная схема охлаждения.

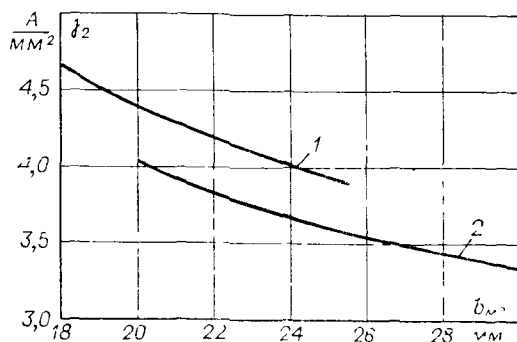


Рис 4-5. Зависимость допустимой плотности тока обмотки ротора от ширины меди при косвенном водородном охлаждении

1 — при толщине пазовой гильзы 1 мм; 2 — при толщине 1,2 мм

Для обмотки ротора с непосредственным охлаждением водородом и обмотки статора с косвенным охлаждением рекомендуемая плотность тока может составить $j_2 = 6 \div 7,5$ А/мм².

У машин с непосредственным охлаждением обмоток ротора и статора, которые характеризуются более высокой степенью использования, плотность тока ротора при водородном охлаждении может быть выбрана в пределах $j_2 = 8 \div 11$ А/мм².

При водяном непосредственном охлаждении обмотки плотность тока будет $j_2 = 7 \div 12$ А/мм². Здесь рекомендуемые значения машины, так и от числа последовательно соединенных по воде витков. Следует отметить, что при непосредственном водяном охлаждении обмотки ротора ограничивающим фактором является не класс применяемой изоляции, а допустимый нагрев воды в обмотке.

4-6. Индукция в зазоре

Индукция в зазоре B_δ определяется допустимой индукцией в отдельных элементах магнитной цепи турбогенератора, в частности в зубцах статора и ротора. Высокое использование машины всегда обеспечивается выбором индукции, близкой к допустимой, которая мало зависит от системы охлаждения и в основном определяется свойствами применяемых магнитных материалов. Ограничение индукции наступает из-за потерь и насыщения. В роторе не происходит перемагничивания стали основным потоком, и поэтому здесь индукцию ограничивают по насыщению. При большом насыщении ротора сильно возрастает ток возбуждения, кроме того, он может значительно различаться в однотипных машинах из-за отклонений магнитных свойств материала и фактических размеров магнитопровода от назначенных в пределах принятых допусков. В статоре опасно возрастание потерь при перемагничивании, а также насыщение магнитопровода, при котором происходит вытеснение потока в пазы и конструктивные элементы и в связи с этим дополнительное возрастание потерь.

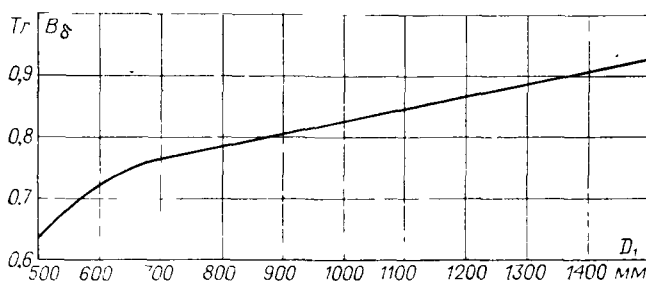


Рис. 4-6. Зависимость индукции в зазоре от диаметра точки статора при $p=1$

Практика проектирования турбогенераторов показывает, что в большинстве случаев ограничения по магнитным нагрузкам наступают раньше в роторе. Это объясняется главным образом тем, что проектировщик имеет большие возможности в отношении выбора размеров магнитопровода статора, чем ротора.

Ориентировочная зависимость индукции в зазоре B_δ от диаметра расточки представлена на рис. 4-6. Возрастание индукции с диаметром объясняется тем, что при малых диаметрах машины, как правило, имеют место относительно большее заполнение ротора медью и меньший зазор между ротором и статором.

4-7. Индукция в теле ротора и в сердечнике статора

Степень насыщения магнитной цепи может характеризоваться отношением тока холостого хода по кривой намагничивания к току холостого хода по спрямленной части характеристики при номинальном напряжении машины. Это отношение у машин всех серий составляет 1,05—1,25, т. е. на проведение потока через ферромагнитный магнитопровод приходится от 5 до 25 % н. с. ротора в режиме холостого хода.

Следует отметить, что турбогенераторы с большим диаметром и большим зазором, как правило, имеют в номинальной точке меньшую степень насыщения. Это объясняется тем, что хотя при больших зазорах могут быть рекомендованы большие индукции в магнитопроводе, однако не в такой мере, чтобы сохранить степень насыщения постоянной. Кроме того, у машин с большим зазором относительная внутренняя э. д. с., определяющая насыщение при нагрузке генератора, также больше и это приводит к необходимости снижать индукцию при номинальном напряжении в режиме холостого хода.

Степень насыщения магнитной цепи характеризуют также напряжением на выводах машины при номинальном токе возбуждения и полном сбросе нагрузки. Подъем напряжения при этом должен быть не более 50 % сверх номинального.

Допустимую индукцию определяют, как правило, в режиме, соответствующем внутренней э. д. с. E при нагрузке и при холостом ходе с номинальным напряжением U_n .

При выборе основных размеров и электромагнитных нагрузок удобнее ориентироваться на режим холостого хода, так как на этой стадии проектирования внутренняя э. д. с. обычно еще не определена. Допустимые индукции по внутренней э. д. с. должны быть проверены при полном электромагнитном расчете. Ориентировочно внутренняя э. д. с. за индуктивным сопротивлением Потье в относительных единицах может быть найдена по значению x_l согласно выражению

$$E = \sqrt{\cos^2 \varphi + \left(\frac{x_l + 2,5}{100} + \sin \varphi \right)^2} \cdot \dots$$

Таблица 4-1. Допустимая индукция в участках магнитопровода турбогенератора

Участок магнитопровода	Обозначение индукции	Допустимые значения, Тл	
		при холостом ходе	при внутренней э. д. с.
Зубцы ротора	$B_{z0,2}$	1,7—2,0	1,9—2,2
Спинка ротора	B_{a2}	1,4—1,6	1,5—1,8
Зубцы статора	$B_{z1/2}$	1,3—1,6	1,5—1,7
Спинка статора:			
горячекатаная сталь	B_{a1}	1,2—1,4	1,4—1,6
холоднокатаная сталь	B_{a1}	1,4—1,5	1,6—1,7

Допустимые значения индукции в отдельных частях магнитопровода приведены в табл. 4-1.

В зубцовой зоне ротора в соответствии с принятой методикой расчета контрольной считается индукция на расстоянии 0,2 высоты паза, считая от его дна. Как правило, она несколько возрастает с увеличением диаметра.

В двухполюсных машинах для сохранения индукции в спинке ротора на указанном в таблице уровне центральное отверстие бочки ротора может заполняться магнитным материалом (забивается сплошным стержнем). В последнее время в связи с повышением качества роторных поковок и контроля их состояния поковки роторов часто выполняются без центральных отверстий на длине бочки ротора и хвостовика со стороны турбины. Четырехполюсные турбогенераторы характеризуются относительно слабым насыщением спинки ротора, поскольку сечение спинки относительно велико, а поток на один полюс меньше, чем в двухполюсных машинах. Поэтому индукция в спинке ротора при $p=2$ может быть принята ниже приведенных в таблице значений. Следует отметить, что такое ненагруженное состояние спинки ротора магнитным потоком в ряде случаев благоприятствует применению в конструкции машин подпазовых охлаждающих каналов.

Расчетной индукцией в зубцах статора $B_{z1/2}$, обычно считается индукция на расстоянии $1/3$ высоты зубца, считая от точки. Большие значения рекомендуется выбирать при водородном и непосредственном охлаждении обмотки статора.

Допустимые значения индукции в спинке и зубцах статора для холоднокатаной стали приведены в таблице для случая, когда направление проката ориентировано вдоль спинки.

В двухполюсных машинах обычно рекомендуется направление проката вдоль магнитных линий в спинке статора, так как потери в стали спинки оказываются больше, чем в стали зубцов, несмотря на меньшие индукции, из-за значительно большей массы спинки. В самых мощных турбогенераторах с целью снижения вибрации сердечника статора, несмотря на увеличение

потерь, приходится ориентировать направление проката вдоль зубцов. В четырехполюсных машинах соотношение между потерями выравнивается, и целесообразно ориентировать направление проката вдоль зубцов как из-за уменьшения потерь, так и более высокой магнитной проницаемости. В этом случае допустимая индукция в зубцах будет на 5—10 % выше, а в спинке на 5 % меньше указанных в табл. 4-1 значений.

Следует отметить, что обычно магнитные свойства поковок роторов имеют значительный разброс, особенно при высокой индукции. Поэтому даже при расчете характеристик намагничивания турбогенераторов на ЭВМ с помощью картины поля, как это имеет место в конструкторских отделах и бюро, точность этих расчетов ограничивается экспериментальной точностью характеристик намагничивания отдельных элементов.

4-8. Пример определения основных размеров и электромагнитных нагрузок

Пусть заданием на проектирование будет: $P_n = 320$ МВт; $\cos \varphi_n = 0,85$; $U_n = 20$ кВ; $n_n = 3000$ об/мин; $f_n = 50$ Гц; $m = 3$, соединение — звезда; о. к. з. $\approx 0,6$; $W_n \geq 1,7$. Система охлаждения ТВВ: обмотки ротора — непосредственное водородом, обмотки статора — непосредственное водой.

Номинальная кажущаяся мощность

$$S_n = \frac{P_n}{\cos \varphi_n} = \frac{320}{0,85} = 376,5 \text{ МВ} \cdot \text{А}.$$

Предварительный диаметр расточки статора по рис. 3-3

$$D_1 = 1280 \text{ мм}.$$

Предварительный диаметр ротора по рис. 3-4

$$D_2 = 1080 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем нормализованное значение по § 3-2

$$D_2 = 1075 \text{ мм}.$$

Предварительное значение машинной постоянной Арнольда по рис. 3-1

$$C_A = 7 \cdot 10^{10} \frac{\text{мм}^3}{\text{мин МВ} \cdot \text{А}}.$$

На основании (3-1) предварительное значение длины статора

$$l_1 = \frac{C_A S_n}{D_1^2 n_n} = \frac{7 \cdot 10^{10} \cdot 376,5}{1280^2 \cdot 3000} = 5360 \text{ мм}.$$

Предварительно принимаем длину бочки ротора $l_2 = l_1$.

Предварительное значение линейной нагрузки по рис. 4-1

$$A_1 = 1640 \text{ А/см}.$$

Предварительное значение индукции в зазоре по рис. 4-6

$$B_\delta = 0,88 \text{ Тл}.$$

Предварительное значение полюсного деления по (3-3)

$$\tau = \frac{\pi D_1}{2p} = \frac{\pi \cdot 1280}{2} = 2011 \text{ мм},$$

где число пар полюсов

$$p = \frac{f_n \cdot 60}{n_n} = \frac{50 \cdot 60}{3000} = 1.$$

Значение зазора по (3-5)

$$\delta = 1,12 (\text{о к. з.}) \frac{A_1 \tau^{1,5}}{B_\delta} \cdot 10^{-6} = \frac{1,12 \cdot 0,6 \cdot 1640 \cdot 2011^{1,5}}{0,88 \cdot 10^6} = 113 \text{ мм}.$$

По рис. 3-7 $\delta = 98 \text{ мм}$.

Окончательно принято большее округленное значение

$$\delta = 110 \text{ мм}.$$

Окончательные значения диаметра расточки статора и полюсного деления

$$D_1 \quad D_2 + 2\delta = 1075 + 2 \cdot 110 = 1295 \text{ мм};$$

$$\tau = \frac{\pi \cdot 1295}{2} = 2034 \text{ мм}.$$

Далее определяем ориентировочные значения главных технико-экономических показателей машины.

Отношение длины статора к диаметру

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{D_1} = \frac{5360}{1295} = 4,14.$$

По рис. 3-5 полученное значение λ_1 соответствует расходу меди на обмотку статора, близкому к минимальному, и, следовательно, приемлемо.

Отношение длины бочки ротора к диаметру

$$\lambda_2 = \frac{l_2}{D_2} = \frac{5360}{1075} = 5,0$$

По рис. 3-5 расход меди на обмотку ротора несколько больше минимального. Ожидаемые критические частоты $n_{к1} \approx 1000 \text{ об/мин}$, $n_{к2} \approx 3600 \text{ об/мин}$, что приемлемо.

Ожидаемое значение к. п. д. по рис. 1-5

$$\eta_n = 98,65 \text{ \%}.$$

Значение махового момента по формуле (3-6)

$$GD^2 = 3,8 \left(\frac{D_2}{1000} \right)^4 \frac{l_2}{1000} = 3,8 \left(\frac{1075}{1000} \right)^4 \frac{5360}{1000} = 27,2 \text{ т} \cdot \text{м}^2$$

и общая масса по рис. 3-8 $G \approx 340 \text{ т}$.

Для оценки индуктивного сопротивления рассеяния обмотки статора принимаются отношение $h_1/D_1 = 0,2$ (см. § 4-3) и наибольшее

лее благоприятный относительный шаг обмотки статора $\beta = 0,833$. Для отношения $\frac{A_1}{B_\delta} = \frac{1640}{0,88 \cdot 10^4} = 0,186$ по рис. 4-2 $x_l = 18,5 \%$.

Сверхпереходное индуктивное сопротивление по продольной оси может быть найдено по выражению

$$x'_d = 18,5 + 2,5 = 21 \%$$

Полученное значение x'_d находится в приемлемых границах.

Таким образом определены основные размеры и электромагнитные нагрузки, которые позволяют перейти к дальнейшему проектированию и уточнению параметров турбогенератора.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ОБМОТОЧНЫЕ ДАННЫЕ СТАТОРА

5-1. Общие замечания

Под обмоточными данными статора обычно понимают число пазов статора Z_1 , число параллельных ветвей a , относительный шаг β , размеры меди обмотки, размеры паза, число и толщину пакетов сердечника и пр. Все эти данные необходимы для конструирования сердечника статора с обмоткой.

Обмоточные данные могут быть выбраны на основе уже предварительно оцененных основных размеров и электромагнитных нагрузок, причем при выборе обмоточных данных сами основные размеры и электромагнитные нагрузки окончательно уточняются. Обычно отклонение их от предварительно выбранных составляет 5—10 %.

Правильность принятых размеров и обмоточных данных проверяется затем при поверочном расчете турбогенератора.

Для турбогенераторов даже относительно небольших мощностей характерным является большой ток обмотки статора. Поэтому обмотка статора выполняется стержневой, петлевой и чаще всего двухслойной.

5-2. Число параллельных ветвей

Выбор числа параллельных ветвей непосредственно влияет на ток параллельной ветви и количество активных проводников обмотки. Поэтому в целях снижения трудоемкости изготовления обмотки и расхода дорогостоящей изоляции предпочтительно минимальное число параллельных ветвей. Ограничивающими факторами, однако, являются большой ток в пазу, за-

труднение отвода тепла от обмотки при косвенном охлаждении, повышение электродинамических усилий, действующих на обмотку, уменьшение числа пазов на полюс и фазу и, следовательно, уменьшение порядка зубцовых гармоник.

Число параллельных ветвей a в двухполюсном турбогенераторе с симметричной обмоткой может быть 1 или 2, а в четырехполюсном — еще и 4. В особых случаях, главным образом с целью снижения напряжения или уменьшения тока в пазу, число параллельных ветвей в двухполюсных машинах может быть увеличено до 3 и 4. На практике встречаются турбогенераторы с 4 и 3 параллельными ветвями. Машины с числом параллельных ветвей, превышающим число полюсов, принципиально имеют несимметричную обмотку. Однако эта несимметрия при большом числе пазов на полюс и фазу и правильно составленной схеме может быть практически несущественной. На практике для снижения объема тока в пазу, улучшения использования и снижения потерь для особенно больших турбогенераторов или турбогенераторов специального назначения (целиком работающих на выпрямительную нагрузку) применяются шестифазные двенадцатизонные обмотки. Такие обмотки являются двойными: выполняются из двух трехфазных, сдвинутых в пространстве относительно друг друга на 30° . Этот сдвиг должен обеспечивать фазовый сдвиг э. д. с. в одноименных фазах 30° . Применение несимметричных обмоток и шестифазных обмоток требует обычно специального рассмотрения.

Таблица 5-1. Рекомендуемые числа параллельных ветвей

Мощность, МВ·А	Охлаждение	Число параллельных ветвей	
		1	2
До 50	Косвенное	1	2
	Непосредственное	1	—
От 50 до 150	Косвенное	—	2
	Непосредственное	1	—
От 150 до 250	Косвенное	2	4
	Непосредственное	1	2
От 240 до 400	Непосредственное	1	2
От 250 до 1000		—	2
Свыше 1000		2	4

Рекомендуемое число параллельных ветвей для двухслойной обмотки в зависимости от мощности и системы охлаждения представлено в табл. 5-1. Следует иметь в виду, что рекомендуемое число параллельных ветвей связано с выбором номинального напряжения (см. § 1-4). При выборе номинального напряжения для данной мощности, существенно отличающегося от рекомендованного, число параллельных ветвей должно соответствующим образом уточняться.

5-3. Объем тока в пазу статора

Как известно, при соединении обмотки в звезду фазный ток равен номинальному,

$$I_{\phi \text{ н}} = I_{\text{н}} = \frac{S_{\text{н}}}{\sqrt{3} U_{\text{н}}}, \quad (5-1)$$

а при соединении фаз обмотки в треугольник

$$I_{\phi \text{ н}} = \frac{I_{\text{н}}}{\sqrt{3}}.$$

Объем тока в пазу статора определяется по формуле

$$I_{\text{п}} = \frac{I_{\phi \text{ н}} s_{\text{п1}}}{a}, \quad (5-2)$$

где $s_{\text{п1}}$ — число активных проводников в пазу; для стержневой двухслойной обмотки $s_{\text{п1}}=2$, а для однослойной $s_{\text{п1}}=1$.

При косвенном охлаждении обмотки статора объем тока в пазу ограничен условиями ее охлаждения: при токе в пазу свыше 6500 А отвод тепла от обмотки оказывается затруднительным, а сам паз достаточно крупным. Поэтому при таком охлаждении всегда рекомендуется проверить возможность исполнения обмотки с наибольшим числом параллельных ветвей. Обычно объем тока в пазу для обмотки с косвенным охлаждением составляет $I_{\text{п}}=2500 \div 6500$ А.

Эффективность непосредственного водяного охлаждения практически не зависит от объема тока в пазу, что дает возможность уменьшением числа параллельных ветвей получить значительную экономию на изоляционных материалах и обмоточных работах. Поэтому число параллельных ветвей при таком охлаждении по возможности должно быть минимальным. Ограничивающим фактором здесь является электродинамическое усилие, действующее на обмотку, изменяющееся периодически с двойной частотой сети и вызывающее вибрации обмотки.

Если объем тока в пазу составляет $I_{\text{п}}$, а ширина паза $b_{\text{п1}}$, то амплитуда электродинамической силы, втягивающей стержень в паз на единицу длины (Н/м),

$$F = \frac{\mu_0 I_{\text{п}}^2 \cdot 10^3}{b_{\text{п1}}}.$$

Например, в действующем турбогенераторе при объеме тока в пазу 27 000 А и ширине паза 38,4 мм это усилие будет

$$F = 4\pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{27\,000^2 \cdot 10^3}{38,4} = 24\,000 \text{ Н/м.}$$

При этом для двухслойной обмотки усилия, приходящиеся на верхний стержень, составят $\frac{3}{4}$, а на нижний — $\frac{1}{4}$ суммарного усилия F . Усилия возрастают с квадратом тока в пазу и падают с увеличением ширины паза, поэтому при больших объемах тока в пазу ширина паза должна выбираться соответственно большей.

Следует отметить, что при внезапных коротких замыканиях усилия, действующие на стержень, многократно возрастают. Из-за вибраций возможно истирание изоляции и усталостное повреждение элементарных проводников обмотки. Для ограничения вибраций принимаются специальные конструктивные меры. В пазовой части устанавливают гофрированные боковые прокладки, прижимают обмотку к дну паза встречными клиньями, устанавливают на дно паза и между клиньями формирующие прокладки, которые затем, после сборки, запекаются. Лобовые части закрепляют жестко между массивными стеклопластиковыми бандажными кольцами, стягиваемыми между собой с помощью системы шпилек. В результате при непосредственном охлаждении объем тока в пазу может быть значительно больше, чем при косвенном, и может лежать в пределах $I_n = 4000 \div 30\,000 \text{ А}$.

5-4. Число пазов статора

Число пазов статора двухслойной обмотки Z_1 всегда должно быть кратно числу фаз и числу параллельных ветвей a . У однослойной обмотки число пазов при том же a будет в два раза больше, чем у двухслойной.

Практически в турбогенераторах применяются обмотки с целым числом пазов на полюс и фазу q . Возможное число пазов определяется выражением

$$Z_1 = 2pmq.$$

Применяемые числа пазов и параллельных ветвей статора приведены в табл. 5-2.

В современных турбогенераторах наибольшее распространение получили двухслойные обмотки.

Зубцовый шаг по расточке статора t_1 (в миллиметрах) связан с линейной нагрузкой и объемом тока в пазу выражением

$$t_1 = \frac{I_n}{A} \cdot 10. \quad (5-3)$$

По условиям высокого использования сечения паза при косвенном охлаждении рекомендуется, чтобы зубцовый шаг по

Таблица 5-2. Число параллельных ветвей статора a

Тип обмотки	Значение a при числе пазов статора на пару полюсов $Z_1 p$, равном								
	24	30	36	42	48	54	60	66	72
Двухслойная	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	—	—	4	—	4	—	4	—	4
Однослойная	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	2	—	—	—	2	—	2	—	2
	—	—	—	—	4	—	—	—	4

статору находился в пределах $t_1 = 40 \div 70$ мм, а при непосредственном охлаждении $t_1 = 45 \div 120$ мм.

При малом зазоре δ и относительно большом шаге t_1 на бочке ротора при работе машины могут возникнуть большие дополнительные потери. Поэтому обычно рекомендуется иметь

$$\delta/t_1 > 0,5.$$

Предварительное число пазов статора может быть найдено по выражению

$$Z_1 = \frac{\pi D_1}{t_1}. \quad (5-4)$$

Далее Z_1 округляется до ближайшего по табл. 5-2. После этого должны быть уточнены линейная нагрузка и зубцовый шаг.

5-5. Относительный шаг и обмоточный коэффициент

Относительный шаг обмотки статора обычно выбирают близким к $\beta = 0,78 \div 0,833$.

Если требуется уничтожить в кривой э. д. с. v -ю гармонику, то относительный шаг должен быть определен выражением

$$\beta = \frac{v-1}{v}.$$

Наиболее типичным значением следует считать $\beta = 0,833$, при котором в достаточной мере оказываются ослабленными 7-я и 5-я гармоники.

Следует заметить, что при катушечной обмотке и $p=1$ относительный шаг β не может быть выбран близким к 0,8 по технологическим соображениям укладки катушки. В этом случае $\beta \approx 0,5 \div 0,6$, что значительно ухудшает использование машины.

Таблица 5-3. Относительный шаг β

Шаг по пазам	Значение β при числе пазов статора на пару полюсов Z_1 р. равном								
	24	30	36	42	48	54	60	66	72
1—7	0,5								
1—8	0,583								
1—9	0,667	0,533							
1—10	0,750	0,600	0,500						
1—11	0,833	0,667	0,556						
1—12	0,917	0,733	0,611	0,524					
1—13	1,000	0,800	0,667	0,571	0,500				
1—14		0,867	0,722	0,619	0,542				
1—15		0,933	0,778	0,667	0,583	0,519			
1—16		1,000	0,833	0,714	0,625	0,556	0,500		
1—17			0,889	0,762	0,667	0,593	0,533		
1—18			0,944	0,810	0,708	0,630	0,567	0,515	
1—19			1,000	0,857	0,750	0,667	0,600	0,545	0,500
1—20				0,905	0,792	0,704	0,633	0,576	0,528
1—21				0,952	0,833	0,741	0,667	0,606	0,556
1—22				1,000	0,875	0,778	0,700	0,636	0,583
1—23					0,917	0,815	0,733	0,667	0,611
1—24					0,958	0,852	0,767	0,697	0,639
1—25					1,000	0,889	0,800	0,727	0,667
1—26						0,926	0,833	0,758	0,694
1—27						0,963	0,867	0,788	0,722
1—28						1,000	0,900	0,818	0,750
1—29							0,933	0,848	0,778
1—30							0,967	0,879	0,806
1—31							1,000	0,909	0,833
1—32								0,939	0,861
1—33								0,970	0,889
1—34								1,000	0,917
1—35									0,944
1—36									0,972
1—37									1,000

Шаг обмотки y_1 определяют по принятым β и Z_1 в соответствии с табл. 5-3. После этого может быть найден коэффициент сокращения (укорочения) шага

$$k_y = \sin \frac{\pi}{2} \beta.$$

**Таблица 5-4 Обмоточные коэффициенты трехфазных обмоток
для первой гармоники $k_{об1}$**

Шаг по пазам	Значение $k_{об1}$ при числе пазов статора на пару полюсов Z_1/p , равном									
	24	30	33	36	39	42	45	48	51	54
1—7	0,677									
1—8	0,76									
1—9	0,829	0,711								
1—10	0,885	0,774	0,728	0,676						
1—11	0,925	0,829	0,781	0,732	0,693					
1—12	0,949	0,874	0,827	0,783	0,742	0,701				
1—13	0,958	0,910	0,871	0,828	0,79	0,747	0,711	0,676		
1—14		0,936	0,898	0,867	0,827	0,79	0,754	0,718	0,686	
1—15		0,951	0,929	0,898	0,866	0,828	0,791	0,758	0,728	0,695
1—16		0,957	0,946	0,924	0,895	0,861	0,827	0,795	0,764	0,732
1—17			0,954	0,942	0,919	0,890	0,859	0,828	0,800	0,766
1—18				0,953	0,937	0,913	0,885	0,857	0,827	0,798
1—19				0,956	0,948	0,932	0,909	0,883	0,858	0,827
1—20					0,954	0,945	0,927	0,905	0,88	0,854
1—21						0,953	0,94	0,923	0,902	0,877
1—22						0,956	0,95	0,937	0,919	0,898
1—23							0,954	0,947	0,934	0,915
1—24								0,954	0,944	0,930
1—25								0,956	0,951	0,941
1—26									0,954	0,949
1—27										0,954
1—28										0,955
1—29										
1—30										
1—31										
1—32										
1—33										
1—34										
1—35										
1—36										
1—37										
1—38										
1—39										
1—40										
1—41										
1—42										
1—43										

Шаг по пазам	Значение $k_{об1}$ при числе пазов статора на пару полюсов Z_1/p , равном									
	57	60	63	66	69	72	75	78	81	84
1—7										
1—8										
1—9										
1—10										
1—11										
1—12										
1—13										
1—14										
1—15										
1—16	0,706									
1—17	0,741	0,710	0,686							
1—18	0,772	0,742	0,719	0,691						
1—19	0,8	0,773	0,749	0,722	0,698	0,675				
1—20	0,827	0,801	0,777	0,751	0,731	0,704	0,686			
1—21	0,858	0,827	0,802	0,778	0,756	0,732	0,711	0,692		
1—22	0,876	0,851	0,827	0,804	0,781	0,758	0,739	0,72	0,699	0,676
1—23	0,896	0,873	0,85	0,827	0,807	0,782	0,762	0,743	0,721	0,702
1—24	0,914	0,892	0,872	0,849	0,827	0,806	0,786	0,764	0,745	0,726
1—25	0,926	0,909	0,891	0	0,85	0,827	0,802	0,787	0,769	0,75
1—26	0,936	0,923	0,906	87	0,868	0,847	0,827	0,809	0,791	0,771
1—27	0,945	0,934	0,92	0,903	0,885	0,866	0,849	0,827	0,809	0,79
1—28	0,951	0,944	0,931	0,917	0,901	0,883	0,865	0,817	0,827	0,809
1—29	0,954	0,950	0,94	0,928	0,914	0,898	0,881	0,865	0,848	0,827
1—30		0,954	0,948	0,938	0,926	0,911	0,896	0,879	0,865	0,845
1—31		0,955	0,951	0,946	0,935	0,923	0,909	0,894	0,879	0,862
1—32			0,954	0,951	0,942	0,933	0,921	0,906	0,891	0,876
1—33				0,954	0,95	0,941	0,93	0,918	0,904	0,891
1—34				0,955	0,952	0,947	0,938	0,927	0,916	0,902
1—35					0,954	0,952	0,945	0,937	0,926	0,913
1—36						0,953	0,949	0,942	0,934	0,921
1—37						0,955	0,953	0,946	0,941	0,931
1—38							0,954	0,951	0,946	0,939
1—39								0,954	0,95	0,945
1—40								0,955	0,953	0,95
1—41									0,955	0,951
1—42										0,954
1—43										0,955

В настоящее время в турбогенераторах применяются в основном обмотки с 60-градусной зоной. В этом случае коэффициент распределения обмотки находят по выражению

$$k_p = \frac{0,5}{q \sin \frac{\pi}{2mq}}.$$

Обмоточный коэффициент $k_{об1} = k_p$ в зависимости от числа пазов и шага представлен в табл. 5-4.

5-6. Магнитный поток

Полный поток первой гармоника при холостом ходе и номинальном напряжении при соединении обмоток в звезду вычисляется по формуле

$$\Phi_0 = \frac{U_n}{\pi \sqrt{2} \sqrt{3} f \omega_1 k_{об1}},$$

где ω_1 — число последовательно соединенных витков в фазе;

$$\omega_1 = \frac{s_{п1} Z_1}{2ma}. \quad (5-5)$$

Формула для потока (в веберах), преобразованная к расчетному виду, будет

$$\Phi_0 = 2,6 \frac{U_n}{\omega_1 k_{об1}} \frac{50}{f}, \quad (5-6)$$

где U_n — в киловольтах.

Для соединения в треугольник соответственно получим

$$\Phi_0 = 4,5 \frac{U_n}{\omega_1 k_{об1}} \frac{50}{f}.$$

Обычно обмотки турбогенераторов соединяются в звезду. К соединению в треугольник прибегают тогда, когда возникает необходимость в изменении напряжения уже готовой машины. Для снижения тока третьей гармоники и связанных с ней потерь в этом случае желательно, чтобы отношение числа пазов ротора к числу пазовых делений было $2/3$.

5-7. Ширина паза статора и сечение стержня

Открытие паза статора, т. е. отношение ширины паза к зубцовому шагу по расточке, при оптимальном использовании зубцовой зоны статора должно составлять

$$b_{п1}/t_1 = 0,5.$$

Практически же это отношение можно принять

$$b_{п1}/t_1 = 0,3 \div 0,45.$$

Таблица 5-5. Двухсторонняя толщина терморезактивной изоляции Δ в пазовой части стержня

Позиция рис. 5-2	Наименование	Материал	Значение Δ, мм													
			по ширине паза при напряжении, кВ						по высоте паза при напряжении, кВ							
			6,3	10,5	13,8	15,75	18,0	20,0	24,0	6,3	10,5	13,8	15,75	18,0	20,0	24,0
1	Изоляция переходов	Миканит гибкий	—						0,4							
2	Изоляция между полустержнями	Ткань стеклянная лакированная, пропитанная эпокси-фенольным лаком	0,5						—							
3	Выравнивающая масса*	Замазка	—						—							
4	Выравнивающая масса	Шпатлевка	0,2						0,4							
5	Накладка	Стеклотекстолит	—						1,0		2,0					
6	Полупроводящее покрытие	Лента стеклянная, пропитанная лаком	—		0,3		—		0,3							

* Размер не указан, так как он учитывается при расчете высоты меди добавлением на стержень высоты транспортируемого элементарного проводника (см. рис. 5-2).

Позиция рис. 5-2	Наименование	Материал	Значение Δ , мм													
			по ширине паза при напряжении, кВ							по высоте паза при напряжении, кВ						
			6,3	10,5	13,8	15,75	18,0	20,0	24,0	6,3	10,5	13,8	15,75	18,0	20,0	24,0
7	Изоляция от корпуса	Лента стеклослюдинитовая сплошная	4,1	6,4	8,0	9,0	10,4	11,0	13,0	4,1	6,4	8,0	9,0	10,4	11,0	13,0
8		Лента стеклянная впритык														
9	Полупроводящее покрытие	Лента асболовановая впритык, покрытая полупроводящим лаком														
	Толщина изоляции на стержень		5,7	8	9,9	10,9	12,3	12,9	14,9	6,8	9,1	11	12	14,4	15	17
10	Прокладка на дне паза	Электронит														
11	Прокладка между стержнями	Стеклотекстолит														
12	Прокладка под клин	То же														
—	Зазор на укладку	—														
	Общая толщина изоляции на паз		6,2	8,5	10,4	11,4	12,8	13,4	15,4	21,1	25,7	29,5	31,5	36,3	37,5	41,5

На стержень

На паз

0,9

1,0

5,0

Не менее 1,0

0,5

Обычно меньшее открытие паза получается при малом числе пазов и большом зубцовом шаге t_1 , так как паз и при этом условии оказывается достаточно широким. Например, в одном из турбогенераторов при $t_1 = 130$ мм ширина паза составила уже $b_{п1} = 50$ мм. В этом случае

$$b_{п1}/t_1 = 0,365.$$

При большом числе пазов и относительно малом t_1 открытие паза приближается к верхнему пределу.

Следует отметить, что открытие паза влияет на длину машины и индуктивное сопротивление рассеяния обмотки ста-

Таблица 5-6. Характеристики полых проводов прямоугольного сечения марки ПСДП по ГОСТ 16774—78

Высота провода $a_{м.п.}$, толщина стенки, мм	Характеристика	Ширина провода $b_{м.п.}$, мм				
		5,0	7,5	8,0	8,5	9,0
5; 1,5	$q_{м.п.}$	21,0	28,5	30,0	31,5	33,0
	$b_{к1}$	2	4,5	5,0	5,5	6
	$k_{м.п.}$	0,84	0,76	0,75	0,741	0,733
	$\sqrt{k_{м.п.}}$	0,916	0,872	0,866	0,861	0,856
	f_k	0,974	0,962	0,96	0,958	0,957
4; 1,0	$q_{м.п.}$	—	—	20,0	21,0	22,0
	$b_{к1}$	—	—	6,0	6,5	7,0
	$k_{м.п.}$	—	—	0,625	0,618	0,611
	$\sqrt{k_{м.п.}}$	—	—	0,790	0,786	0,782
	f_k	—	—	0,906	0,904	0,903

Продолжение табл. 5-6

Высота провода $a_{м.п.}$, толщина стенки, мм	Характеристика	Ширина провода $b_{м.п.}$, мм			
		9,5	10,0	11,8	12,5
5; 1,5	$q_{м.п.}$	34,5	36	41,4	43,5
	$b_{к1}$	6,5	7	8,8	9,5
	$k_{м.п.}$	0,726	0,72	0,702	0,696
	$\sqrt{k_{м.п.}}$	0,852	0,848	0,838	0,834
	f_k	0,956	0,955	0,952	0,951
4; 1,0	$q_{м.п.}$	—	24,0	—	—
	$b_{к1}$	—	8,0	—	—
	$k_{м.п.}$	—	0,6	—	—
	$\sqrt{k_{м.п.}}$	—	0,774	—	—
	f_k	—	0,9	—	—

Примечание. Обозначения во втором столбце таблицы: $q_{м.п.}$ — площадь меди, мм²; $b_{к1}$ — ширина канала, мм; высота канала $a_{к1} = 2$ мм; $k_{м.п.}$ — отношение площади меди к полному сечению, $f_k = 1 - \left(\frac{a_{к1}}{a_{м.п.}} \right)^3 \frac{b_{к1}}{b_{м.п.}}$.

Таблица 5-7. Провода медные обмоточные с терморезистивным

$b_{мс}$	Площадь сечения q_m , мм ² ,							
	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	
4,75	6,435	—	7,385	—	8,188	—	9,137	
5,0	6,785	7,285	7,785	8,137	8,637	9,137	9,637	
5,6	7,625	8,185	8,745	9,157	9,717	10,28	10,84	
6,0	8,185	—	9,385	—	10,44	—	11,64	
6,3	8,605	9,235	9,865	10,35	10,98	11,61	12,24	
6,7	9,165	—	10,51	—	11,70	—	13,04	
7,1	9,725	10,44	11,15	11,71	12,42	13,13	13,84	
7,5	10,29	—	11,79	—	13,14	—	14,64	
8,0	10,99	11,79	12,59	13,24	14,04	14,84	15,64	
8,5	11,69	—	13,39	—	14,94	—	16,64	
9,0	12,39	13,29	14,19	14,94	15,84	16,74	17,64	
9,5	13,09	—	14,99	—	16,74	—	18,64	
10,0	13,79	14,79	15,79	16,64	17,64	18,64	19,64	
10,6	14,63	—	16,75	—	18,72	—	20,84	
11,2	15,47	16,59	17,71	18,68	19,80	20,92	22,04	
11,8	—	—	18,67	—	20,88	—	23,24	

тора. Эти требования, вообще говоря, неоднозначны, и поэтому окончательная ширина паза иногда может определяться после нескольких предварительных оценок.

После предварительного определения ширины паза следует найти требуемую ширину меди. Для этого необходимо определить двухстороннюю толщину изоляции по ширине паза $2b_{и1}$. Нормы на изоляцию в зависимости от номинального напряжения приведены в табл. 5-5. Предварительная ширина проводника определяется по формуле

$$b_{м1} = \frac{b_{п1} - 2b_{и1}}{n_1} - \Delta_i,$$

где $\Delta_i = 0,3$ мм — двухсторонняя толщина изоляции элементарного проводника; n_1 — число проводников по ширине паза.

Ширина меди округляется до ближайшего значения, имеющегося в сортаменте, приведенном, например, в табл. 5-6 и 5-7. Не рекомендуется иметь ширину меди меньше двухсторонней толщины изоляции. Окончательная ширина паза (мм) будет

$$b_{п1} = n_1(b_{м1} + \Delta_i) + 2b_{и1}. \quad (5-7)$$

Обычно в стержне имеется два столбца элементарных проводников, т. е. $n_1 = 2$. Однако для стержней с большим объемом тока иногда применяют конструкцию с четырьмя столбцами, т. е. $n_1 = 4$. Требуемое сечение стержня определяется принятой плотностью тока (см. рис. 4-3 и 4-4) и вычисляется по формуле (мм²)

$$q_{a1} = \frac{I_{\phi н}}{a j_1}. \quad (5-8)$$

при $a_{м.с.}$ равном

2,12	2,24	2,36	2,5	2,65	2,8	3,0	3,15
—	10,28	—	11,33	—	12,75	—	14,41
10,24	10,84	11,25	11,95	12,7	13,45	14,45	15,2
11,51	12,18	12,67	13,45	14,29	15,13	16,25	17,09
—	13,08	—	14,45	—	16,25	—	18,35
12,99	13,7	14,32	15,20	16,15	17,09	18,35	19,30
—	14,65	—	16,20	—	18,21	—	20,56
14,69	15,54	16,21	17,20	18,27	19,33	20,75	21,82
—	16,44	—	18,20	—	20,45	—	23,08
16,60	17,56	18,33	19,45	20,65	21,85	23,45	24,65
—	18,68	—	20,70	—	23,25	—	26,23
18,72	19,80	20,69	21,95	23,30	24,65	26,45	27,80
—	20,92	—	23,20	—	26,05	—	29,38
20,84	22,04	23,05	24,45	25,95	27,45	29,45	30,95
—	23,38	—	25,95	—	29,13	—	32,84
23,28	24,73	25,88	27,45	29,13	30,81	33,05	34,73
—	26,07	—	28,95	—	32,49	—	36,62

После определения сечения стержня следует выбрать размеры и число элементарных проводников.

5-8. Коэффициент вытеснения тока

В настоящее время стержни статорной обмотки для уменьшения дополнительных потерь набирают из большого числа элементарных проводников, изолированных друг от друга. Для исключения или ослабления потерь от циркуляционных токов между элементарными проводниками выполняют полную транспозицию в пазовой части на 360 или 540° , иногда выполняется транспозиция и лобовой части. Будем считать, что в таком стержне дополнительные потери определяются вихревыми токами, циркулирующими в каждом элементарном проводнике. Вихревые токи наводятся за счет полей рассеяния обмотки статора, проходящих поперек паза параллельно дну.

Дополнительные потери в меди учитываются с помощью коэффициента вытеснения тока (коэффициента Фильда), который представляет собой отношение суммарных потерь в меди к основным.

Если в пазу расположены два стержня, обтекаемые одинаковыми токами, то средний коэффициент вытеснения тока при частоте 50 Гц для паза будет

$$k_{Ф.с} = 1 + 0,107 \left(\frac{f}{50} \right)^2 \left(\frac{n_1 b_{м1}}{b_{п1}} \right)^2 (s_{п1} m_1)^2 a_{м.с.}^4 \cdot 10^{-4}, \quad (5-9)$$

где $a_{м.с.}$ — высота элементарного проводника, мм; m_1 — число элементарных проводников по высоте в стержне.

Эта формула справедлива для сплошных элементарных проводников и дает достаточно точные результаты при $a_{м\pi} \leq 10$ мм.

Коэффициент вытеснения тока для паза с двумя стержнями, набранными из полых проводников, может быть определен по формуле

$$k_{\Phi\pi} = 1 + 0,107 \left(\frac{f}{50} \right)^2 \left(\frac{n_1 b_{м1}}{b_{\pi 1}} \right)^2 (s_{\pi 1} m_1)^2 a_{м\pi}^4 k_{м'к} f \cdot 10^{-4}, \quad (5-10)$$

где $k_{м}$ и f_k определяют по табл. 5-6. Как и для сплошных проводников, $k_{\Phi\pi}$ определяется главным образом высотой элементарного проводника.

Коэффициент вытеснения тока может составлять $k_{\Phi} = 1,1 \div 2,0$ в зависимости от глубины паза и высоты элементарных проводников.

Критическими называют такие значения k_{Φ} , которые обеспечивают минимальные суммарные потери в пазу при заданных размерах элементарных проводников и их числе. Если задано число элементарных проводников m_1 и ширина меди $b_{м1}$, то критическое значение коэффициента будет $k_{\Phi} = 1,333$. При любом другом k_{Φ} суммарные потери в пазу при заданном числе m_1 будут больше.

Большое практическое значение имеет случай, когда высота элементарного проводника задана по условиям технологии выполнения стержня или заполнения паза. Например, минимальная высота полого проводника ограничивается технологией выполнения стержня, самих проводников и минимальной высотой каналов в них. При заданной высоте элементарного полого проводника $a_{м\pi}$ критическим значением коэффициента Филда, как нетрудно усмотреть из основного выражения для k_{Φ} , будет $k_{\Phi} = 2$. При этом значении k_{Φ} добавочные потери равны основным и увеличение или уменьшение числа элементарных проводников заданной высоты вызовет возрастание суммарных потерь в меди.

Как уже отмечалось, турбогенераторы выполняются в основном с двухслойной обмоткой, при этом при одинаковом выполнении верхних и нижних стержней дополнительные потери в верхнем стержне будут в семь раз больше, чем в нижнем. Это обстоятельство приводит к тому, что при коэффициенте вытеснения для всего паза $k_{\Phi} = 2$ коэффициент дополнительных потерь для верхнего стержня составит 2,75. Поэтому часто прибегают к выбору размеров стержней такими, чтобы коэффициент вытеснения для верхнего стержня составил 2, при этом коэффициент вытеснения для всего паза будет $k_{\Phi} = 1,572$.

С целью разгрузки верхних стержней от дополнительных потерь и улучшения охлаждения они для мощных турбогенераторов часто выполняются из большего числа элементарных проводников, чем нижние. Применяются в верхних стержнях также элементарные проводники меньшей высоты.

5-9. Высота элементарного проводника

При косвенном охлаждении необходимо сохранять невысоким коэффициент k_{Φ} для паза. Здесь следует считаться с тем условием, что дополнительные потери в верхнем стержне значительно больше, чем в нижнем. Поэтому при больших k_{Φ} верхний стержень может сильно перегреваться.

При косвенном охлаждении верхний и нижний стержень обычно для простоты изготовления набирают из элементарных проводников одной высоты. Для такой обмотки коэффициент k_{Φ} для паза, как правило, не превышает 1,2—1,33. Выбор высоты элементарного проводника (мм), обеспечивающего коэффициент $k_{\Phi} = 1,33$, можно произвести по формуле

$$a_{м. с} = 88 \frac{b_{п1}}{q_{a1}}. \quad (5-11)$$

Обычно для не очень глубоких пазов высота элементарного проводника выбирается меньшей, чем рассчитанная по (5-11). При пазе нормальной глубины она составляет 1,4—3,0 мм.

После того как выбрана высота элементарного проводника, следует проверить отношение ее к ширине. По технологическим соображениям не рекомендуется иметь отношение ширины элементарного проводника к его высоте более 6.

При непосредственном водяном охлаждении обмотки статора все элементарные проводники или часть их выполняются полыми в виде медных трубок прямоугольного сечения с прямоугольным каналом.

Высота канала в полых медных проводниках выбирается обычно равной $a_{к1} = 1,5 \div 2,0$ мм. При меньших значениях $a_{к1}$ трудно обеспечить надежное выполнение канала в собранном стержне и протекание воды. Толщина стенки меди определяется механической прочностью и технологическими соображениями; она обычно принимается равной 1—2 мм. Таким образом, высота полого проводника оказывается в 1,5—3 раза больше высоты сплошного. Поэтому при одинаковой высоте паза коэффициент k_{Φ} при полых проводниках будет значительно больше, чем при сплошных.

Для обмотки с полыми проводниками обычно рекомендуется иметь $k_{\Phi} \leq 1,6$. В отдельных случаях у обмотки с непосредственным охлаждением при очень глубоких пазах можно допустить $k_{\Phi} = 2$.

Для стержней, набранных только из полых проводников, высоту элементарного проводника, обеспечивающую $k_{\Phi} = 1,6$, определяют по формуле

$$a_{м. п} = 127 \frac{b_{п1}}{q_{a1}} \sqrt{k_{м}}. \quad (5-12)$$

При $k_{\Phi}=2$

$$a_{\text{м.п}} = 155 \frac{b_{\text{п1}}}{q_{\text{а1}}} \sqrt{k_{\text{м}}}. \quad (5-13)$$

Здесь $k_{\text{м}} = q_{\text{м1}}/q_{\text{в1}}$ — отношение площади меди к полному сечению полого проводника, включая и канал (см. табл. 5-6). Если предварительно $k_{\text{м}}$ неизвестно, то можно задаться значением $\sqrt{k_{\text{м}}} = 0,75 \div 0,90$, причем для более узкого паза величина $\sqrt{k_{\text{м}}}$ принимается большей.

Если высота элементарного полого проводника, определенная по (5-12) или (5-13), оказывается недопустимо малой, то следует или выбрать большую плотность тока, или перейти к комбинированному стержню.

Комбинированные стержни применяют с целью уменьшения как основных, так и дополнительных потерь, поскольку сплошные проводники выбираются меньшей высоты, чем полые.

Комбинированные стержни могут иметь на один полый проводник 2; 3; 4 и более сплошных элементарных проводников меньшей высоты. Совокупность одного полого и N сплошных проводников называется группой. Следует заметить, что при большом числе сплошных проводников в группе суммарные потери уменьшаются, однако нагрев обмотки из-за меньшего расхода воды при этом повышается, так как расход воды находится в прямой зависимости от числа полых проводников. Поэтому число проводников в группе может определяться также схемой охлаждения.

Если по воде последовательно соединяются два и более стержней, то стержни выполняют обычно только из полых проводников или с 2—3 сплошными проводниками в группе. Если же все стержни обмотки по воде соединяются параллельно, то группа может состоять из 2—6 сплошных проводников на один полый. Практически большое распространение находят группы, состоящие из одного полого и двух сплошных проводников, так как при этом достигаются большие преимущества при ремонте стержней.

Наибольшие конструктивные преимущества для машин средней мощности имеют схемы, в которых последовательно по воде соединяются два стержня, так как при этом все подводы воды к обмотке и все отводы удаётся выполнить на стороне, противоположной выводам статорной обмотки (т. е. со стороны турбины). Для самых крупных турбогенераторов приходится все стержни соединять по воде параллельно.

Выбор высоты полого проводника в комбинированном стержне, обеспечивающей $k_{\Phi}=1,6$, может быть произведен по формуле

$$a_{\text{м.п}} = 127 \frac{b_{\text{п1}}}{q_{\text{а1}}} \sqrt{k_{\text{м}}} \psi, \quad (5-14)$$

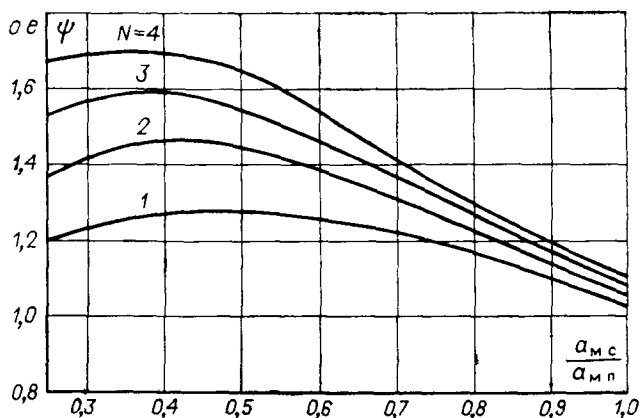


Рис 5-1 Дополнительный коэффициент для определения высоты полого проводника в комбинированном стержне

$a_{мп}$ — высота полого проводника $a_{мс}$ — высота сплошного N — число сплошных проводников приходящихся на один полый

а для $k_{\phi}=2$

$$a_{мп} = 155 \frac{b_{п1}}{q_{a1}} \sqrt{k_m} \psi, \quad (5-15)$$

где ψ — функция, зависящая от отношения высоты сплошного и полого элементарного проводников и от числа сплошных проводников в группе. Функция ψ может быть определена по графику рис. 5-1. Непосредственно из графика следует, что чем больше сплошных проводников и чем меньше их высота, тем более крупным может быть принят полый проводник.

Найденная высота полого и сплошных проводников округляется до ближайших значений по сортаменту (см. табл. 5-6 и 5-7). Сечения элементарных проводников указаны в тех же таблицах. Сечение меди одной группы вычисляют по формуле

$$q_{\Gamma} = q_{мп} + Nq_{мс}.$$

Число групп в стержне составит

$$m_{\Gamma} = q_{a1}/q_{\Gamma};$$

если выполнять все группы одинаковыми (что предпочтительно), то число групп следует округлить до целого четного (для упрощения транспозиции).

5-10. Высота паза статора

После того как определены размеры элементарных проводников, производят «выкладку» паза, т. е. подробное определение всех размеров паза в соответствии с принятым числом эле-

ментарных проводников и нормами на изоляцию, указанными в табл. 5-5. Ширина паза определена по (5-7), а высота при непосредственном охлаждении (мм) будет

$$h_1 = [(a_{м. п} + \Delta_i) + N(a_{м. с} + \Delta_i)] \frac{m_s s_{п1}}{n_1} + 2h_{тр} + h_i + h_{к1}, \quad (5-16)$$

где h_i — суммарная толщина изоляции по высоте паза; $h_{к1}$ — высота клина; $h_{тр} = a_{м. п} + \Delta_i$ — место по высоте стержня для транспозиции.

При косвенном охлаждении все элементарные проводники сплошные, число их на стержень

$$m_s = q_{a1}/q_{м. с}.$$

Ввиду того что элементарные проводники в стержне обычно расположены в два столбца, это число должно быть не только целым, но и четным. Высота паза при этом вычисляется по формуле

$$h_1 = (a_{м. с} + \Delta_i) \frac{m_s s_{п1}}{n_1} + 2h_{тр} + h_i + h_{к1}, \quad (5-16a)$$

где $h_{тр} = a_{м. с} + \Delta_i$.

Клин паза статора служит для удержания стержней обмотки в пазу, высота его обычно лежит в пределах от 10 до 35 мм. Как правило, более высокий клин соответствует более глубокому и широкому пазу. Если турбогенератор имеет относительно низкое индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора, то более глубокий паз за счет клиновой зоны приводит к некоторому повышению рассеяния и снижению токов короткого замыкания. Иногда высота клина выбирается с таким расчетом, чтобы роторный бандаж отстоял от обмотки в лобовой части на 5—10 мм в том случае, если в процессе монтажа ротор будет лежать прямо на расточке. Однако обычно у больших машин при монтаже в расточку предварительно кладут изоляционную прокладку и стальной лист. Толщина подстилочного листа составляет 10—15 мм, поэтому, как правило, и при низком клине бандаж ротора не касается обмотки статора.

Как уже отмечалось, отношение высоты паза к диаметру расточки для нормальных двухполюсных машин составляет $h_1/D_1 = 0,16 \div 0,21$, а для четырехполюсных $h_1/D_1 = 0,10 \div 0,15$.

Отношение высоты паза к его ширине обычно не превосходит 7—8. В практике могут быть и отклонения от приведенных значений.

5-11. Электротехническая сталь

В турбогенераторах применяется электротехническая сталь с высокими электромагнитными свойствами. В табл. 5-8 приведены марки стали по ГОСТ 21427.0—75 и удельные потери при 1 Тл и 50 Гц для стали толщиной 0,5 и 0,35 мм. Как правило,

Таблица 5-8 Марки электротехнической стали

Марка стали по ГОСТ 21427 0—75	1511	1512	1513	1514	3411	3412	3413
Удельные потери, Вт/кг, при 1 Тл и 50 Гц для стали толщиной 0,5 мм	1,55	1,40	1,25	1,15	1,10	0,95	0,8
То же, 0,35 мм	1,35	1,2	1,05	0,9	0,8	0,7	0,6

в турбогенераторах мощностью 50 МВт и выше применяются стали с удельными потерями 1,40 Вт/кг и менее. Электротехническая холоднокатаная сталь марок 3411, 3412 и 3413 с ориентированными магнитными свойствами обычно применяется в крупных машинах. При этом в двухполюсных генераторах для наиболее выгодного использования свойств холоднокатаной стали она располагается так, чтобы направление проката совпадало с направлением магнитного потока по спинке. Индукция в спинке сердечника при применении холоднокатаной стали в этом случае может быть принята на 5—10 % выше, чем для горячекатаной. Однако иногда с целью повышения механической жесткости сердечника направление проката располагают вдоль зубцов, так как модуль упругости стали поперек проката в 1,5 выше, чем вдоль проката, и жесткость при тех же размерах спинки увеличивается.

Удельные потери в холоднокатаной стали поперек проката примерно в 1,4—1,6 раза больше, чем потери вдоль проката, представленные в табл. 5-8.

Листы электротехнической стали изолируются лаком.

Коэффициент заполнения k_s для электротехнической стали с лаковым покрытием принимается: 0,93 для стали толщиной 0,5 мм и 0,90 для стали толщиной 0,35 мм.

В практике отечественного турбогенераторостроения преимущественное распространение получила сталь толщиной 0,5 мм.

5-12. Размеры сердечника статора

Полная длина активной стали статора (мм) может быть уточнена по принятой индукции в зазоре.

$$l_1 = \frac{\Phi_0 p}{B_\delta (D_1 + \delta)} - 2\delta. \quad (5-17)$$

В настоящее время наибольшее распространение получила система радиальной вентиляции активной стали. При такой системе активная сталь по длине разбивается на отдельные пакеты, разделенные вентиляционными каналами. Ширина капа-

лов и пакетов зависит от принятой системы охлаждения обмотки статора.

При косвенном охлаждении обмотки статора ширина пакетов должна быть относительно невелика, так как через боковую поверхность пакетов отводятся потери, выделившиеся не только в активной стали, но и частично в меди обмотки. Большой расход газа в машине требует большого числа вентиляционных каналов, причем скорость газа в каналах оказывается достаточно высокой.

У машин с косвенным охлаждением ширина пакета обычно составляет $b_p = 30 \div 50$ мм. Более узкий пакет принимается при воздушном охлаждении. Машины с водородным охлаждением могут иметь пакет шириной 50 мм, так как охлаждение в этом случае более интенсивное, чем воздушное. Ширина вентиляционного канала обычно принимается равной $b_k = 10$ мм.

При непосредственном охлаждении обмотки статора тепловая нагрузка на активную сталь значительно меньше. Потери, выделившиеся в зубцовой зоне сердечника, частично отводятся водой, протекающей по полым проводникам обмотки. Ширина пакета поэтому здесь может быть выбрана несколько большей и составляет $b_p = 50 \div 75$ мм. Повышенная ширина пакета не только затрудняет отвод потерь от него, но и увеличивает температурный перепад внутри пакета, поэтому ширина пакета свыше 75 мм, как правило, не рекомендуется. Здесь ширина вентиляционного канала может составлять $b_k = 5 \div 10$ мм. Каналы шириной 5 мм позволяют уменьшить ширину пакета и повысить скорость движения газа. Последнее обстоятельство должно учитываться в тех случаях, когда расход газа через машину мал.

Число вентиляционных каналов может быть определено выражением

$$n_k = \frac{l_1}{b_p + b_k} - 1. \quad (5-18)$$

После этого определяют длину активной стали без каналов

$$l_a = l_1 - n_k b_k \quad (5-19)$$

и эффективную длину стали

$$l_e = k_e l_a. \quad (5-20)$$

Как правило, все пакеты статора имеют одинаковую ширину. Однако крайние пакеты, в которых выделяются дополнительные потери, обусловленные торцевыми полями рассеяния, с целью более интенсивного охлаждения не рекомендуется выбирать шире 40 мм. Как правило, они выбираются шириной 20—25 мм.

Иногда при косвенном охлаждении и одноструйной схеме вентиляции (см. рис. 2-8, а) практикуется выполнение пакетов, расположенных ближе к середине машины, меньшей толщины,

чем удаленных. Этим достигается более равномерное распределение газа по длине машины.

Относительно короткие машины (l_1 до 1500 мм) выполняют обычно с одноструйной вентиляцией. Более длинные машины с косвенным охлаждением в большинстве случаев имеют многоструйную вентиляцию для выравнивания распределения газа и температуры по длине машины (см. рис. 2-8, б, в). Длина вентиляционного отсека колеблется от 500 до 800 мм. Струйность вентиляции машины определяется по числу горячих струй. Турбогенераторы с непосредственным охлаждением обмотки статора даже с большой длиной могут выполняться с одноструйной или чаще с радиально-тангенциальной системой вентиляции.

Выбранную длину машины следует проверить по индукции в зубцах статора.

Площадь спинки сердечника статора (m^2) определяется по формуле

$$Q_{a1} = \frac{\Phi_0}{2B_{a1}}, \quad (5-21)$$

после чего может быть найдена высота спинки статора (мм)

$$h_{a1} = \frac{Q_{a1}}{l_e} \cdot 10^6 \quad (5-22)$$

и внешний диаметр сердечника по спинке (мм)

$$D_a = D_1 + 2(h_1 + h_{a1}). \quad (5-23)$$

Высота спинки статора существенно влияет на его вибрацию. Эта вибрация вызвана силами магнитного тяжения основного потока, направленными радиально к ротору и распределенными по окружности периодически. Поскольку надежность работы турбогенератора во многом определяется его вибрационным состоянием, то на стадии определения внешнего диаметра сердечника двухполюсной машины необходимо проверить уровень вибрации сердечника согласно рекомендациям гл. 12. У четырехполюсных турбогенераторов вибрация сердечника существенно ниже. Следует иметь в виду, что наружный диаметр сердечника статора непосредственно влияет на внешний диаметр корпуса, который для крупных машин может быть ограничен железнодорожными габаритами. Обычно не рекомендуется иметь внешний диаметр корпуса статора более 4200 мм. В исключительных случаях корпус может быть выполнен разъемным.

5-13. Длина витка обмотки статора и сопротивление

Длина витка обмотки статора определяется по формуле

$$l_{w1} = 2(l_1 + l_{s1}), \quad (5-24)$$

где l_{s1} — длина лобовой части обмотки, которая может быть найдена по приближенному выражению

$$l_{s1} \approx 2,5D_1/p. \quad (5-25)$$

Сопротивление постоянному току обмотки статора при 15 °C

$$r_{1(15)} = \frac{w_1 l_{w1}}{57q_{a1a}} \cdot 10^{-3}; \quad (5-26)$$

при иной температуре

$$r_{1\theta} = k_t r_{1(15)}, \quad (5-27)$$

где коэффициент изменения сопротивления **меди при изменении температуры** в широком диапазоне носит **линейный характер**:

$$k_t = \frac{235 + \theta}{235 + \theta_0}. \quad (5-28)$$

Для некоторых, типичных для турбогенераторов температур k_t имеет следующие значения:

$t, ^\circ\text{C}$	75	100	130
k_t	1,24	1,34	1,46

5-14. Пример выбора обмоточных данных статора

Продолжим пример, начатый в гл. 4.

Номинальный ток по (5-1)

$$I_n = \frac{S_n}{\sqrt{3} U_n} = \frac{376,5 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 20} = 10\,870 \text{ А.}$$

Принимаем в соответствии с табл. 5-1 число параллельных ветвей $a=2$ и число активных проводников в пазу $s_{n1}=2$. Обмотку принимаем стержневую петлевую.

Объем тока в пазу по (5-2)

$$I_n = \frac{I_n s_{n1}}{a} = \frac{10\,870 \cdot 2}{2} = 10\,870 \text{ А.}$$

Предварительно зубцовый шаг по расточке статора согласно (5-3)

$$t_1 = \frac{I_n}{A_1} \cdot 10 = \frac{10\,870 \cdot 10}{1640} = 66,3 \text{ мм.}$$

Предварительное число пазов статора по (5-4)

$$Z_1 = \frac{\pi D_1}{t_1} = \frac{\pi \cdot 1295}{66,3} = 61,4.$$

Окончательно принимаем по табл. 5-2 $Z_1=60$, что соответствует числу пазов на полюс и фазу

$$q = \frac{Z_1}{2p\tau} = \frac{60}{2 \cdot 3} = 10.$$

Окончательные значения зубцового шага и **линейной нагрузки**

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z_1} = \frac{\pi \cdot 1295}{60} = 67,81 \text{ мм};$$

$$A_1 = \frac{I_n}{t_1} = \frac{10.870}{67,81} \cdot 10 = 1603 \text{ А/см.}$$

По табл. 5-3 принимаем относительный шаг $\beta=0,833$. При этом первый частичный шаг y_1 будет 1—26 и обмоточный коэффициент по табл. 5-4 $k_{об1}=0,923$.

Число последовательно соединенных витков в фазе по (5-5)

$$\omega_1 = \frac{s_{n1} Z_1}{2ma} = \frac{2 \cdot 60}{2 \cdot 3 \cdot 2} = 10.$$

Принимаем предварительно ширину паза статора по § 5-7

$$b_{n1} = 0,45 t_1 = 0,45 \cdot 67,81 = 30,5 \text{ мм.}$$

Двухсторонняя толщина изоляции по ширине паза при напряжении 20 кВ по табл. 5-5 $2b_{i1}=13,4$ мм

Предварительная ширина элементарного проводника при двух проводниках по ширине паза ($n_1=2$)

$$b_{m1} = \frac{b_{n1} - 2b_i}{n_1} - \Delta_i = \frac{30,5 - 13,4}{2} - 0,3 = 8,25 \text{ мм,}$$

где $\Delta_i=0,3$ мм — двухсторонняя толщина собственной изоляции проводника.

Принимаем окончательно по табл. 5-6 $b_{m1}=8,5$ мм.

Окончательная ширина паза

$$b_{n1} = n_1 (b_{m1} + \Delta_i) + 2b_i = 2 \cdot (8,5 + 0,3) + 13,4 = 31,0 \text{ мм}$$

и

$$\frac{b_{n1}}{t_1} = \frac{31,0}{67,81} = 0,457.$$

Принимаем предварительно плотность тока по рис. 4-4 $j_1=5,7 \text{ мм}^2$.

Требуемое сечение стержня

$$q_{a1} = \frac{I_n}{a j_1} = \frac{10.870}{2 \cdot 5,7} = 953 \text{ мм}^2.$$

Принимаем комбинированный стержень с тремя **сплошными** проводниками на один полюс $N=3$ и отношением высоты сплошного проводника к высоте полого $a_{мс}/a_{мп}=0,4$.

Ориентировочно задаемся по § 5-9 коэффициентом вытеснения тока $k_\Phi = 1,6$ и значением $\bar{k}_m = 0,82$. При этом вспомогательная функция по рис. 5-1 равна $\psi = 1,6$.

Предварительная высота полого проводника по (5-14)

$$a_{м. п} = 127 \frac{b_{п1}}{q_{a1}} \sqrt{k_m} \psi = 127 \cdot \frac{31}{953} \cdot 0,82 \cdot 1,6 = 5,36 \text{ мм.}$$

Принимаем окончательно по табл. 5-6 $a_{м. п} = 5$ мм. По табл. 5-6 площадь сечения элементарного полого проводника $b_{м1} \times a_{м. п} = 8,5 \times 5,0$ составляет $q_{м. п} = 31,5 \text{ мм}^2$.

Предварительная высота сплошного проводника

$$a_{м. с} = 0,4 a_{м. п} = 0,4 \cdot 5 = 2 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 5-7 $a_{м. с} = 2$ мм, и площадь сечения проводника $b_{м1} \times a_{м. с} = 8,5 \times 2$ равна $q_{м. с} = 16,64 \text{ мм}^2$. Площадь сечения меди одной группы $q_r = q_{м. п} + N q_{м. с} = 31,5 + 3 \cdot 16,64 = 81,42 \text{ мм}^2$.

Требуемое число групп в стержне

$$m_r = \frac{q_{a1}}{q_r} = \frac{953}{81,42} = 11,7.$$

Принимаем $m_r = 12$. При этом площадь сечения стержня

$$q_{a1} = m_r q_r = 12 \cdot 81,42 = 977 \text{ мм}^2$$

■ окончательная плотность тока

$$j_1 = \frac{10870}{2 \cdot 977} = 5,56 \text{ А/мм}^2,$$

что незначительно (на 2 %) отличается от принятой ранее.

Суммарная толщина изоляции по высоте паза для напряжения 20 кВ по табл. 5-5 составляет $h_i = 37,5$ мм.

Высоту клина принимаем $h_{к1} = 25$ мм, место на транспозицию проводников равно

$$h_{тр} = a_{м. п} + \Delta_i = 5,3 \text{ мм.}$$

Высота паза статора по (5-16)

$$h_1 = [a_{м. п} + \Delta_i + N(a_{м. с} + \Delta_i)] \frac{m_r s_{п1}}{n_1} + 2h_{тр} + h_i + h_{к1} = [5,0 + 0,3 + 3 \cdot (2,0 + 0,3)] \cdot 12 \cdot 2/2 + 2 \cdot 5,3 + 37,5 + 25 = 219,5 \approx 220 \text{ мм.}$$

Проверяем отношение $h_1/D_1 = 220/1295 = 0,17$ и $h_1/b_{п1} = 220/31 = 7,1$, что соответствует рекомендациям § 5-10.

Выкладка паза произведена в табл. 5-9, эскиз паза представлен на рис. 5-2. Номера позиций на рисунке соответствуют позициям табл. 5-5 и 5-9.

Магнитный поток в зазоре при холостом ходе и номинальном напряжении по (5-6)

$$\Phi_0 = \frac{2,6 U_H}{\omega_1 k_{об1}} \frac{50}{f_H} = \frac{2,6 \cdot 20}{10 \cdot 0,923} = 5,63 \text{ Вб.}$$

Рис. 5-2. Паз статора с обмоткой турбогенератора ТВВ-320

Полная длина сердечника статора по (5-17)

$$l_1 = \frac{\Phi_0 p}{B_\delta (D_2 + \delta)} - 2\delta = \frac{5,63 \cdot 10^6}{0,88 \cdot (1075 + 110)} - 2 \cdot 110 = 5180 \text{ мм.}$$

Принимаем по § 5-12 ширину пакета и канала $b_p = 60$ мм, $b_k = 10$ мм.

Число вентиляционных каналов по (5-18)

$$n_k = \frac{l_1}{b_p + b_k} - 1 = \frac{5180}{60 + 10} - 1 = 73.$$

Длина активной стали без каналов по (5-19)

$$l_a = l_1 - n_k b_k = 5180 - 73 \cdot 10 = 4450 \text{ мм;}$$

эффективная длина стали по (5-20)

$$l_e = k_e l_a = 0,93 \cdot 4450 = 4139 \text{ мм.}$$

Принимаем холоднокатаную электротехническую сталь марки 3413 толщиной 0,5 мм. Направление проката — вдоль магнитных линий в спинке статора.

На основании табл. 4-1 принимаем $B_{a1} = 1,5$ Тл. Требуемая площадь сечения спинки статора по (5-21)

$$Q_{a1} = \frac{\Phi_0}{2B_{a1}} = \frac{5,63}{2 \cdot 1,5} = 1,88 \text{ м}^2;$$

высота спинки по (5-22)

$$h_{a1} = \frac{Q_{a1} \cdot 10^6}{l_e} = \frac{1,88 \cdot 10^6}{4139} = 454 \text{ мм.}$$

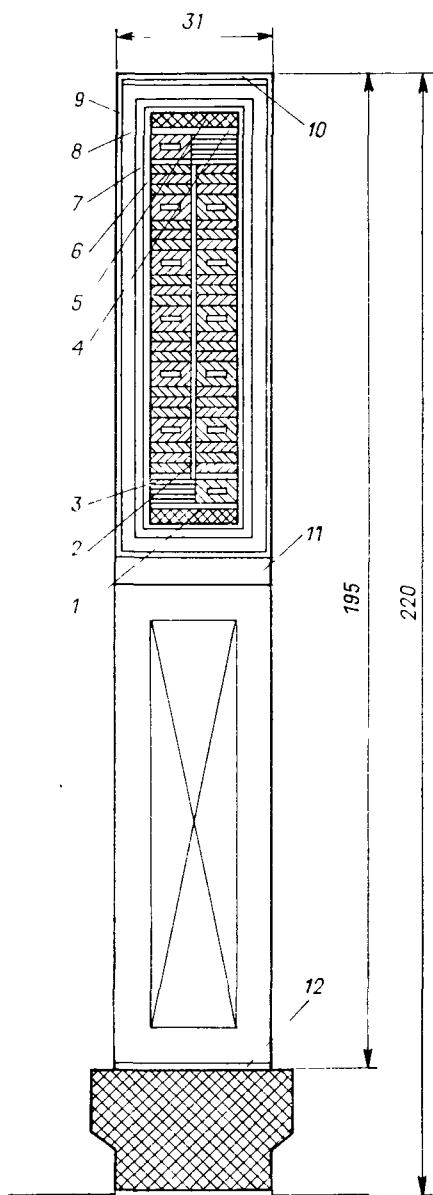


Таблица 5-9. Выкладка паза статора

Позиция рис. 5-2	Содержимое паза	Размеры, мм	
		по высоте	по ширине
Размеры группы			
—	Полый проводник	$5 + 0,3 = 5,3$	$8,5 + 0,3$
—	Сплошной проводник	$3 \cdot (2 + 0,3) = 6,9$	$8,5 + 0,3$
	Итого:	12,2	8,8
Размеры стержня			
—	Медь (по высоте 6 групп + + транспозиция)	$6 \cdot 12,2 + 5,3 = 78,5$	$2 \cdot 8,8 = 17,6$
1	Изоляция переходов	0,4	—
2	Изоляция между полу- стержнями	—	0,5
4	Выравнивающая масса	0,4	0,2
5	Накладка	2,0	—
6	Полупроводящее покрытие	0,3	0,3
7, 8	Изоляция от корпуса	11,0	11,0
9	Полупроводящее покрытие	0,9	0,9
	Итого:	93,5	30,5
Размеры паза			
—	Два стержня (по высоте)	$2 \cdot 93,5 = 187,0$	30,5
10	Прокладка на дне паза	1,0	—
11	Прокладка между стерж- нями	5,0	—
12	Прокладка под клин	1,0	—
—	Зазор на укладку	0,5	0,5
—	Клин	25	—
	Итого:	$h_1 = 219,5 \approx 220$ мм	$b_{п1} = 31$ мм

Внешний диаметр сердечника статора по (5-23)

$$D_a = D_1 + 2 \cdot (h_1 + h_{a1}) = 1295 + 2 \cdot (220 + 454) = 2643 \text{ мм.}$$

Длина лобовой части стержня по (5-25)

$$l_{s1} = 2,5 D_1 / p = 2,5 \cdot 1295 = 3237,5 \text{ мм.}$$

Длина витка обмотки статора по (5-24)

$$l_{w1} = 2 \cdot (l_1 + l_{s1}) = 2 \cdot (5180 + 3237,5) = 16 \text{ 835 мм.}$$

Сопротивление обмотки статора постоянному току по (5-26)
при 15 °C

$$r_{1(15)} = \frac{\omega_1 l_{w1}}{57 q_{a1} a} \cdot 10^{-3} = \frac{10 \cdot 16 \text{ 835}}{57 \cdot 977 \cdot 2} \cdot 10^{-3} = 0,00151 \text{ Ом;}$$

при 75 °C по (5-27)

$$r_{1(75)} = 1,24r_{1(15)} = 1,24 \cdot 0,00151 = 0,00187 \text{ Ом.}$$

Вентиляционную схему сердечника статора принимаем одно-струйной (см. рис. 2-8, а), схему охлаждения обмотки статора водой — два стержня последовательно.

Теперь проверим вибрационное состояние сердечника статора согласно рекомендациям гл. 12.

Число периодов деформации сердечника $m_d = 2p = 2$.

Средний диаметр спинки статора

$$D_{a0} = D_a - h_{a1} = 2643 - 454 = 2189 \text{ мм.}$$

Масса меди обмотки статора по (8-43)

$$G_{м1} = 3q_{a1}l_{w1}w_1a\gamma_m = 3 \cdot 977 \cdot 16\,835 \cdot 10 \cdot 2,8,9 \cdot 10^{-6} = 8783 \text{ кг.}$$

Площадь спинки по (8-46)

$$S_a = \pi D_{a0}h_{a1} \cdot 10^{-6} = \pi \cdot 2189 \cdot 454 \cdot 10^{-6} = 3,12 \text{ м}^2.$$

Масса спинки сердечника статора по (8-45)

$$G_{a1} = S_a l_e \cdot 10^{-3} \gamma_s = 3,12 \cdot 4139 \cdot 10^{-3} \cdot 7,6 \cdot 10^3 = 98\,211 \text{ кг.}$$

Площадь пазов статора по (8-49)

$$\Sigma q_{п1} = Z_1 b_{п1} h_1 = 60 \cdot 31 \cdot 220 = 409\,200 \text{ мм}^2.$$

Площадь зубцов статора по (8-48)

$$S_z = [\pi (D_1 + h_1) h_1 - \Sigma q_{п1}] \cdot 10^{-6} = [\pi \cdot (1295 + 220) \cdot 220 - 409\,200] \times \\ \times 10^{-6} = 0,638 \text{ м}^2.$$

Масса зубцов сердечника статора по (8-47)

$$G_{z1} = S_z l_e \cdot 10^{-3} \gamma_s = 0,638 \cdot 4139 \cdot 10^{-3} \cdot 7,6 \cdot 10^3 = 20\,070 \text{ кг.}$$

Отношение массы собранного сердечника к массе спинки

$$\eta = \frac{G_{a1} + G_{z1} + G_{м1}}{G_{a1}} = 1 + \frac{20\,070 + 8783}{98\,211} = 1,294;$$

величина, характеризующая изгибную жесткость сердечника,

$$e = 1 + m_d^2 \cdot \left(\frac{h_{a1}}{D_{a0}} \right)^2 = 1 + 2^2 \cdot \left(\frac{454}{2189} \right)^2 = 1,172.$$

Собственная частота колебаний сердечника статора по (12-34а)

$$f_c = 5,65 \cdot 10^3 \cdot \frac{h_{a1}}{D_{a0}^2} \sqrt{\frac{E_c}{\eta e}} = \\ = 5,65 \cdot 10^3 \cdot \frac{454}{2189^2} \sqrt{\frac{13 \cdot 10^4}{1,294 \cdot 1,172}} = 157 \text{ Гц.}$$

Динамический коэффициент

$$k_d = \frac{1}{1 - \left(\frac{2f_n}{f_c}\right)^2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{2 \cdot 50}{157}\right)^2} = 1,68.$$

Амплитуда вибраций по (12-35)

$$A_m = \frac{300}{(m_d^2 - 1)^2} \cdot \frac{B_d^2}{E_c} \left(\frac{D_{a0}}{h_{a1}}\right)^3 \frac{D_1 l_1}{l_e} k_d = \frac{300}{9} \cdot \frac{0,88^2}{13 \cdot 10^4} \times \\ \times \left(\frac{2189}{454}\right)^3 \cdot \frac{1295 \cdot 5180}{4139} \cdot 1,68 = 60,6 \text{ мкм.}$$

Полученное значение A_m выше допустимого по § 12-7, следовательно, надо увеличить высоту спинки статора. Принимаем $h_{a1} = 500$ мм. Тогда получим

$$D_a = 1295 + 2 \cdot (220 + 500) = 2735 \text{ мм;}$$

$$D_{a0} = 2735 - 500 = 2235 \text{ мм;}$$

$$S_a = \pi \cdot 2235 \cdot 500 \cdot 10^{-6} = 3,51 \text{ м}^2;$$

$$G_{a1} = 3,51 \cdot 4139 \cdot 10^{-3} \cdot 7,6 \cdot 10^3 = 110 \ 400 \text{ кг;}$$

$$\eta = \frac{110 \ 400 + 20 \ 070 + 8783}{110 \ 400} = 1,26;$$

$$e = 1 + 4 \cdot \left(\frac{500}{2235}\right)^2 = 1,2;$$

$$f_c = 5,65 \cdot 10^3 \cdot \frac{500}{2235^2} \cdot \sqrt{\frac{13 \cdot 10^4}{1,26 \cdot 1,2}} = 166 \text{ Гц;}$$

$$k_d = \frac{1}{1 - \left(\frac{2 \cdot 50}{166}\right)^2} = 1,57;$$

$$A_m = \frac{300}{9} \cdot \frac{(0,88)^2}{13 \cdot 10^4} \cdot \left(\frac{2235}{500}\right)^3 \cdot \frac{1295 \cdot 5180}{4139} \cdot 1,57 = 45,1 \text{ мкм,}$$

что допустимо.

Окончательно высота спинки статора $h_{a1} = 500$ мм, внешний диаметр сердечника статора $D_a = 2735$ мм, средний диаметр спинки $D_{a0} = 2235$ мм, площадь спинки $S_a = 3,51 \text{ м}^2$.

ОБМОТОЧНЫЕ ДАННЫЕ РОТОРА

6-1. Общие замечания

Ротор является наиболее напряженным узлом турбогенератора в отношении механической прочности, тепловых нагрузок и магнитного насыщения.

Основным фактором, ограничивающим рост диаметра ротора, для двухполюсных турбогенераторов являются, как уже отмечалось, механические напряжения, возникающие в теле ротора, и особенно в бандажах, удерживающих лобовые части обмотки. На рис. 6-1 приведены напряжения, возникающие в бандажах и роторе двухполюсного турбогенератора при разгоне (3600 об/мин) в зависимости от диаметра ротора. В настоящее время наибольшим освоенным диаметром ротора при $2p=2$ является $D_2=1250$ мм, а для $2p=4$ $D_2=1800$ мм. Возможность дальнейшего увеличения диаметра связана с успехами металлургии: для двухполюсных турбогенераторов в отношении улучшения механических характеристик поковок, а для четырехполюсных — увеличения их масс. В настоящее время массы валов роторов достигают для четырехполюсных турбогенераторов 200—230 т и изготовление таких цельных поковок производится на очень немногих металлургических заводах в мире. Масса самых крупных двухполюсных роторов составляет 85—105 т.

М. д. с. ротора F_2 должна не только создать основной поток в машине, но и компенсировать м. д. с. реакции якоря F_a . Поэтому линейная токовая нагрузка на роторе оказывается больше линейной нагрузки на статоре в 1,5—1,7 раза. Ограниченный диаметр ротора приводит также к необходимости повышения плотности тока ротора по сравнению со статором в 1,3—2,0 раза, причем это отношение возрастает по мере повышения мощности турбогенератора и его использования.

Ограниченные размеры ротора, а также высокие механические напряжения не дают возможности развить вентиляционную систему в та-

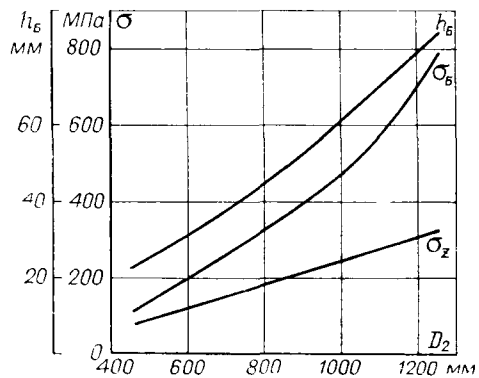


Рис. 6-1. Напряжения в зубцах σ_z и бандажных кольцах σ_6 ротора при разгонной частоте вращения $n_p = 3600$ об/мин

Средняя толщина бандажного кольца h_6

кой степени, как это удастся выполнить на статоре. При увеличении единичной мощности температурные ограничения на роторе обычно наступают быстрее и поэтому они в большинстве случаев ограничивают мощность турбогенератора в целом по нагреву.

Хотя выбор основных размеров и электромагнитных нагрузок был произведен нами в основном по статору, так как при задании на проектирование исходными данными являются данные по статору, однако в приведенных рекомендациях учтено то обстоятельство, что во многих случаях определяющими являются основные размеры и электромагнитные нагрузки ротора.

К обмоточным данным ротора относят данные, необходимые для конструирования активной части ротора: число и размеры пазов, обмоточная медь и пр.

6-2. Материал ротора и бандажей

Механические свойства бочки ротора обычно принято определять по напряжениям на поверхности центрального отверстия от центробежных сил при разгонной частоте вращения $n_p = 1,2n_n$. Разгонной частотой вращения n_p называется частота, с которой кратковременно, в течение одной минуты, вращают ротор турбогенератора при испытании на механическую прочность на испытательном стенде завода.

Расчеты показывают, что эти напряжения в малой степени зависят от выполнения зубцового слоя и в основном определяются диаметром бочки.

По напряжению на поверхности центрального отверстия и коэффициенту запаса к пределу текучести, принимаемому обычно равным 1,67—2, выбираются механические свойства поковки ротора. Для бандажей коэффициент запаса может быть выбран равным 1,6—1,7. Предел текучести для крупных двухполюсных роторов турбогенераторов составляет 500—600 МПа. Бандажные кольца для этих машин имеют предел текучести от 800 до 1150 МПа. Для четырехполюсных турбогенераторов диаметр ротора выбирают примерно в 1,4—1,6 раза больше, чем диаметр двухполюсного ротора той же мощности, поэтому механические напряжения от центробежных сил здесь оказываются ниже, чем у двухполюсных. Действительно, учитывая, что механические напряжения от центробежных сил пропорциональны квадратам диаметра и скорости вращения, получим, что у четырехполюсного турбогенератора они будут составлять 0,5—0,7 таковых у двухполюсного.

Кроме высокого предела текучести материалы поковок должны обладать хорошими пластическими свойствами: относительным удлинением 16—20 %, относительным сужением 35—55 %, ударной вязкостью 600—1200 кДж/м² и пр. Эти и другие свойства поковок специально указываются в технических условиях на их поставку.

Роторные бандажки средних и крупных турбогенераторов всегда выполняются из немагнитной аустенитной стали с относительной магнитной проницаемостью $\mu = 1,03 \div 1,06$. Выполнение бандажей из немагнитной стали позволяет значительно снизить потоки рассеяния в лобовом пространстве турбогенератора и тем самым уменьшить потери и нагревы в этой зоне. В настоящее время на ряде турбогенераторов эксплуатируются бандажные кольца из титановых сплавов. Эти сплавы являются немагнитными, обладают хорошими механическими и антикоррозионными свойствами и имеют пониженную плотность по сравнению со сталью. Последнее обстоятельство снижает механические напряжения от центробежных сил в самом бандажном кольце. Однако применение титановых сплавов требует разработки специальной конструкции бандажного кольца, главным образом из-за необходимости более высокого его нагрева при посадке на бочку ротора.

У турбогенераторов мощностью до 6—12 МВт иногда с целью экономии дефицитной и дорогостоящей немагнитной стали применяют бандажки из магнитной стали, отставленные от бочки ротора, допуская некоторое увеличение потерь и нагрева. В последнее время на таких машинах начинают применять бандажные кольца из дюралюминия.

6-3. М.д.с. ротора

М.д.с., которую должен развивать ротор при номинальной нагрузке турбогенератора, может быть ориентировочно определена до полного электромагнитного расчета, исходя из заданного значения о.к.з. или статической перегружаемости.

М.д.с. реакции якоря по прямоугольной волне на один полюс (в амперах)

$$F_a = \frac{3\sqrt{2}}{4} \frac{I_n \omega_1 k_{об1}}{p} = 1,06 \frac{I_n \omega_1 k_{об1}}{p} \quad (6-1)$$

Тогда м.д.с. короткого замыкания статора, приведенная в обмотке ротора, может быть рассчитана по приближенному выражению

$$F_k \approx (1,05 \div 1,15) F_a \frac{1}{k_{об2}}, \quad (6-2)$$

где $k_{об2}$ — обмоточный коэффициент ротора.

При заданной статической перегружаемости W_{Π} и номинальном коэффициенте мощности

$$F_2 = F_k W_{\Pi} \cos \varphi_n. \quad (6-3)$$

Если задано о.к.з. машины, то номинальная м.д.с. ротора приближенно может быть оценена выражением

$$F_2 \approx \sqrt{1,2 + \text{о. к. з. (о. к. з.} + 2 \sin \varphi_n)}. \quad (6-3a)$$

Исходя из необходимой м.д.с. может быть определена ожидаемая плотность тока в обмотке ротора.

6-4. Конфигурация зубцового слоя из условия прочности

Поперечное сечение бочки ротора распределяется между пазами, в которых заложена обмотка возбуждения, и телом ротора, несущим механические напряжения и одновременно служащим магнитопроводом для основного потока машины. При выбранном диаметре задача состоит в том, чтобы правильно распределить поперечное сечение между пазами и телом ротора.

Ввиду того что механическая прочность двухполюсного ротора должна быть обеспечена в первую очередь, рассмотрим выполнение зубцового слоя ротора из условий прочности.

При рассмотрении поперечного сечения двухполюсного ротора целесообразно ввести понятие относительных размеров пазов, приняв в качестве базисных величин наружный диаметр бочки ротора и площадь ее сечения. Такое введение относительных единиц для ротора оказывается в ряде случаев оправданным, так как двухполюсные роторы, различающиеся диаметром, выполняются, как правило, по законам подобия, т. е. у одинаково спроектированных двухполюсных роторов площадь пазов занимает одинаковую долю площади поперечного сечения бочки, высота паза составляет примерно одинаковую долю диаметра и т. д. Система относительных единиц позволяет изучить законы проектирования роторов в общем виде.

Обозначим относительную площадь пазовых делений ротора

$$S_0 = \frac{\Sigma q_{\text{п}}}{\pi D_2^2/4} \quad (6-4)$$

(где $\Sigma q_{\text{п}} = Z_2' b_{\text{п}2} h_2$ — площадь пазовых делений; Z_2' — число пазовых делений ротора; $b_{\text{п}2}$ — ширина паза ротора, мм; h_2 — высота паза ротора, мм) и относительную высоту паза

$$\beta_2 = h_2/D_2. \quad (6-5)$$

Площадь пазов ограничивается прочностью тела ротора. Для ротора с прямоугольными пазами увеличение их площади мало влияет на напряжения на поверхности центрального отверстия, определяемые в основном диаметром ротора, но вызывает резкое увеличение напряжения в корне зубца. Однако и при постоянной площади пазов напряжения в корне зубца при заданном диаметре существенно зависят от конфигурации зубцового слоя.

Действительно, при мелком пазе несущий слой (произведение числа пазовых делений и ширины корня зубца) получается слишком узким вследствие большой ширины паза. С другой стороны, при глубоком пазе большие напряжения в корне зубца получаются даже при небольшой ширине паза из-за уменьшения длины окружности по дну пазов.

Характер зависимости напряжений в корне зубца σ_z от конфигурации зубцового слоя для двухполюсных генераторов показан для сплошных проводников с косвенным охлаждением на

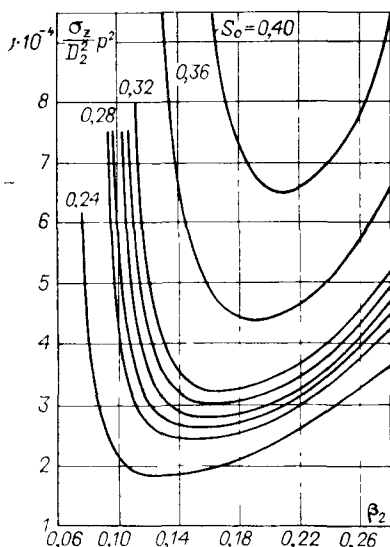


Рис. 6-2 Напряжения в корне зубца при пазе со сплошной медью и дюралюминиевым клином

Плотность содержимого паза 6,3 кг/дм³. Напряжения соответствуют $n_p=3600$ об/мин при $p=1$ и $n_p=1800$ об/мин при $p=2$

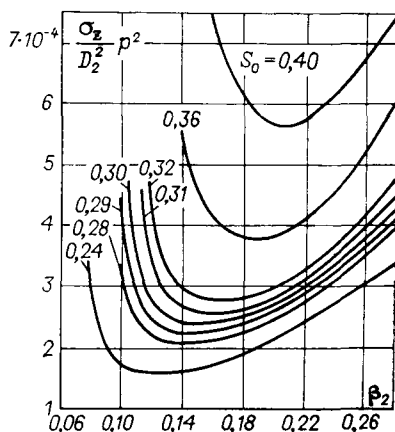


Рис. 6-3. Напряжение в корне зубца при пазе с полый медью и дюралюминиевым клином

Плотность содержимого паза 4,7 кг/дм³. Напряжения соответствуют $n_p=3600$ об/мин при $p=1$ и $n_p=1800$ об/мин при $p=2$

рис. 6-2, а для полых проводников с непосредственным охлаждением — на рис. 6-3. Для каждой кривой постоянной остается относительная площадь пазовых делений ротора S_0 .

Из приведенных рисунков следует, что при постоянной относительной площади пазовых делений существует глубина паза, оптимальная с точки зрения прочности зубца ротора.

На рис. 6-4, 6-5 построены номограммы для определения наилучшей конфигурации ротора со сплошной и полый медью обмотки. Графики дают возможность определить высоту паза h_2 , отношение ширины паза к ширине зубца в корне $b_{п2}/b_z$ и произведение числа пазовых делений и ширины зубца в корне $Z_2'b_z$ при выбранном напряжении в корне зубца. Очевидно, что одной из величин $b_{п2}$, b_z , Z_2' следует задаться и затем определить остальные.

Ширина зубца в корне обычно ограничивается по технологическим и производственным соображениям и должна быть не меньше, чем $b_z=10 \div 12$ мм, для роторов с диаметром 800 мм и более и не меньше, чем $b_z=6 \div 8$ мм, для роторов с диаметром меньше 700 мм.

Унифицируется также ширина пазов в зависимости от применяемой обмоточной меди и изоляции обмотки с целью иметь постоянный набор фрез, гильз и пр.

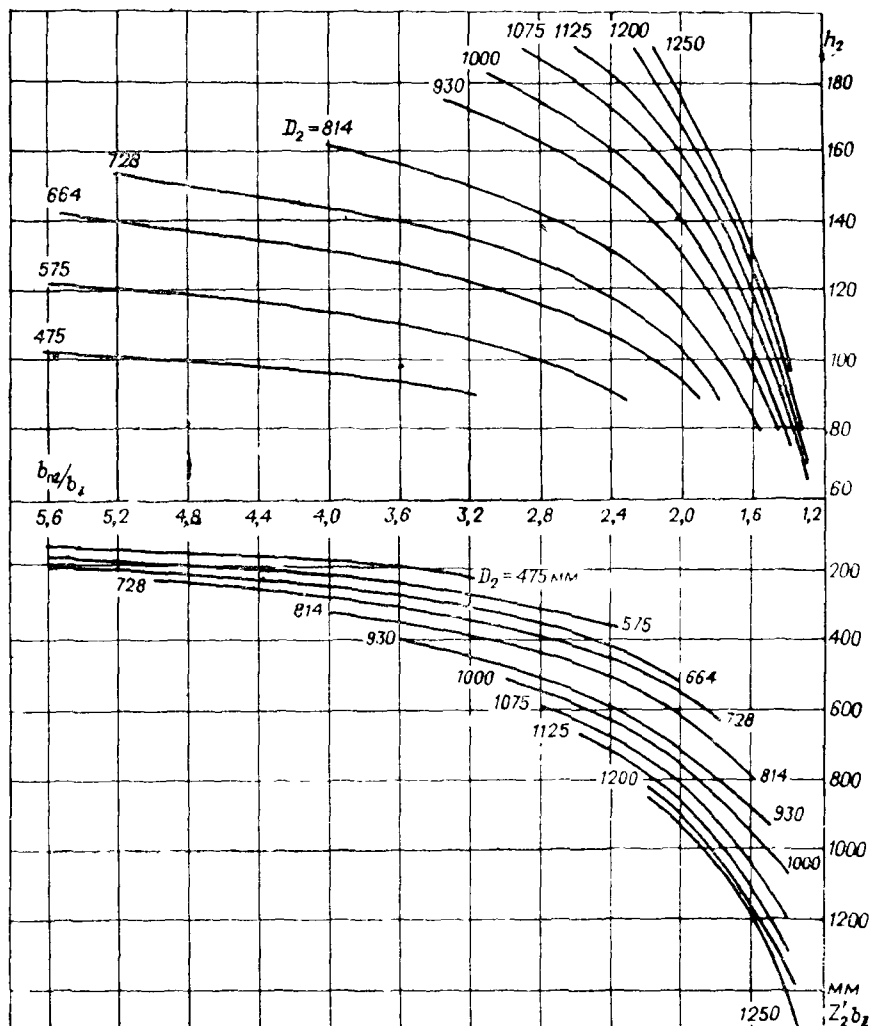
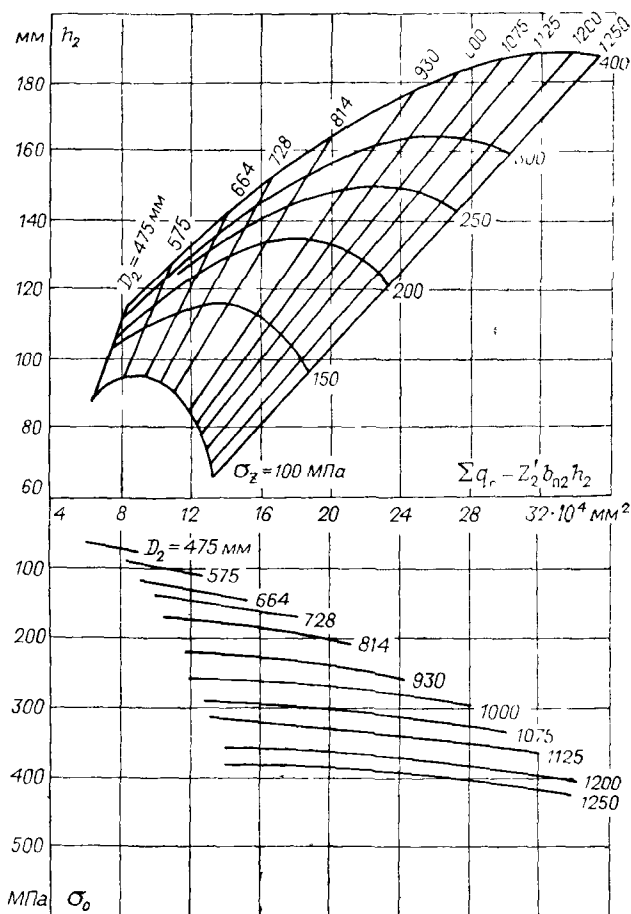


Рис. 6-4. Номограмма для предварительного определения размеров попе-

На практике часто приходится отступать от строго оптимального выполнения зубцового слоя, особенно у машин с относительно небольшим диаметром. В этом случае по рис. 6-4 и 6-5 могут быть найдены напряжения в корне зуба для принятого варианта.

Для ориентировочной оценки конфигурации зубцового слоя двухполюсных роторов можно рекомендовать рабочие значения относительной площади пазовых делений $S_0 = 0,24 \div 0,32$ и глубины паза $\beta_2 = 0,15 \div 0,20$, причем большие значения принимаются, как правило, при меньших диаметрах. Для машин



речного сечения ротора при косвенном охлаждении и $p=1$

большой мощности глубина пазов ротора практически не зависит от числа полюсов.

Поэтому для четырехполюсных машин относительная глубина пазов обычно составляет $\beta_2=0,10 \div 0,15$ при относительной их площади $S_0=0,20 \div 0,24$.

После того как окончательный выбор пазовых делений и размеров пазов произведен, необходимо выполнить поверочный расчет механических напряжений в корне зубца. Обычно расхождение между полученными расчетными напряжениями и снятыми с графиков составляет не более 3—5 %.

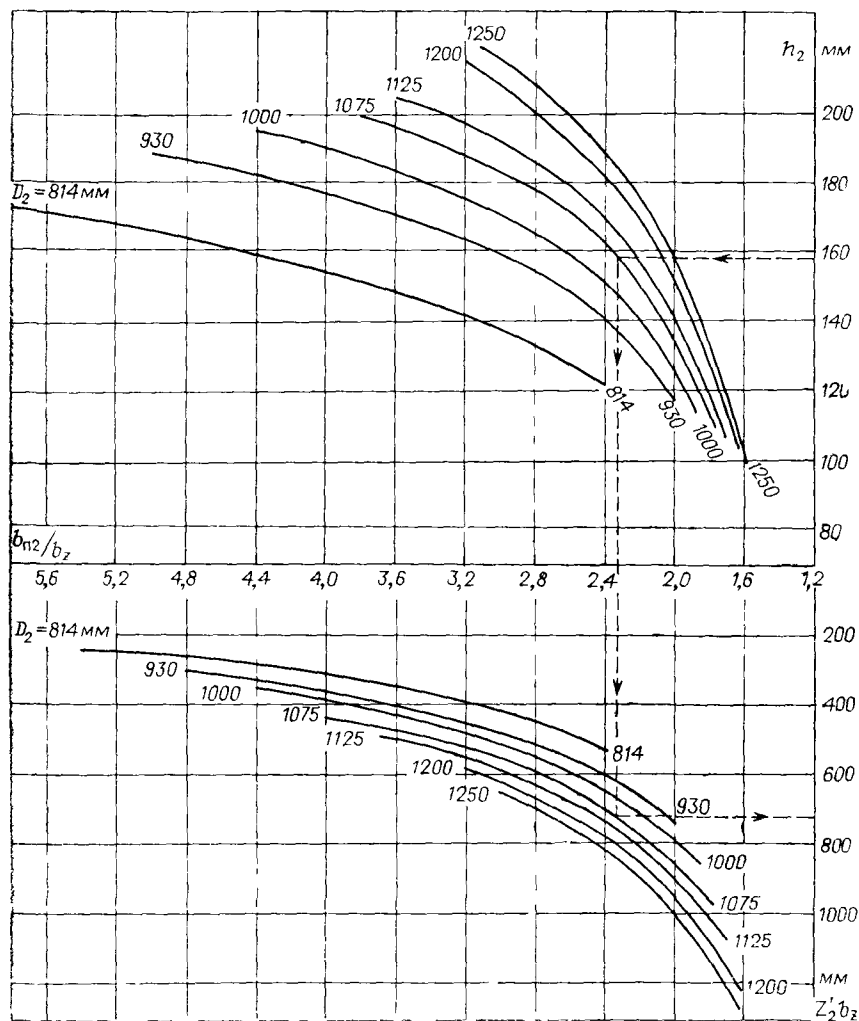
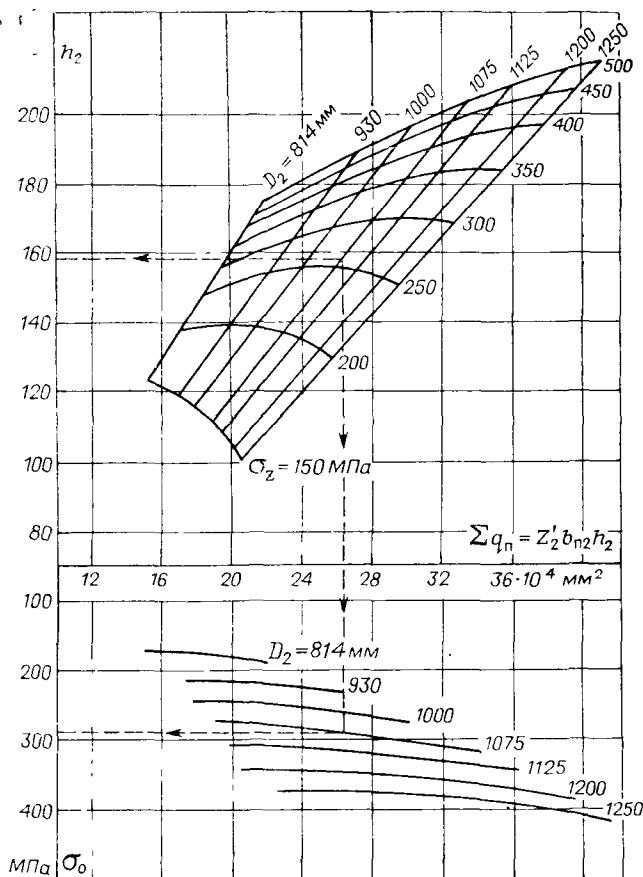


Рис. 6-5. Номограмма для предварительного определения размеров поперечного сечения ротора

При определении поперечного сечения ротора следует помнить также, что диаметр центрального отверстия, если оно выполняется, обычно составляет

$$D_0 \approx 0,12D_2. \quad (6-6)$$

Для определения h_2 , b_{n2}/b_z и $Z_2'b_z$ четырехполюсного турбогенератора можно также воспользоваться рис. 6-4 и 6-5, но за исходную точку взять точку, соответствующую двухполюсному генератору той же мощности. Полученное по данным номо-



речного сечения ротора при непосредственном водородном и водяном охлаждении $p=1$

граммы число пазовых делений Z_2' следует увеличить в $\sqrt{2}$ раз, так как в том же отношении возрастает диаметр D_2 .

6-5. Число пазов и отношение их к числу пазовых делений

Число пазов Z_2 по условию симметрии всегда должно быть кратным $4p$. Рекомендуются следующие числа пазов:

$2p = 2$...	12	16	20	24	28	32	36	40	44	—	—
$2p = 4$...	—	16	—	24	—	32	—	40	—	48	56

Обычно относительная площадь пазовых делений и относительная глубина паза определяются из условий прочности зубца, и в дальнейшем требуется выбрать отношение числа пазов к числу пазовых делений

$$\gamma = Z_2 / Z'_2, \quad (6-7)$$

обеспечивающее необходимое сечение для магнитного потока, заданную плотность тока для принятой системы охлаждения проводников, а также благоприятную форму кривой поля возбуждения.

Обычно оптимальные условия по использованию ротора в электромагнитном отношении с учетом аналогичного использования статора соответствуют отношению числа пазов к числу пазовых делений $\gamma = 0,667 \div 0,750$.

Если возможно выполнение ротора с меньшим и большим γ , то следует предпочесть меньшее значение, обеспечивающее экономию обмоточной меди, изоляции и повышающее производительность труда при изготовлении турбогенератора.

Машина с меньшим γ должна быть «более железной», т. е. у такой машины относительная масса активной стали возрастает, а масса меди падает. Машина с большим γ должна быть «более медной». В соответствии с этим возрастает и линейная нагрузка статора.

Однако произвольно изменять отношение γ даже в указанных границах нельзя, так как оно определено уже сделанным выбором обмотки статора. Действительно, обмоточные данные статора и зазор позволяют достаточно точно найти м. д. с., которую должен развивать ротор [например, по формуле (6-3) или (6-3а)]. В то же время плотность тока в обмотке ротора ограничена (см. § 4-5). Тогда отношение м. д. с. ротора к допустимой плотности тока дает минимальное необходимое сечение меди обмотки ротора на один полюс. Если теперь по рис. 6-4 или 6-5 выбрать высоту паза h_2 , то, разделив на нее суммарное сечение меди, можно получить суммарную ширину пазов на один полюс, но поскольку минимальная ширина зубца также определена по рис. 6-4 или 6-5, то этим определяется ширина обмотанной зоны ротора, т. е. отношение γ .

Практически рекомендуется проверить возможность выполнения ротора с $\gamma = 0,667$. Плотность тока может быть приближенно оценена по формуле

$$j_2 \approx \frac{4pF_2}{k_3 \Sigma q_n \gamma}, \quad (6-8)$$

где k_3 — коэффициент заполнения паза ротора, равный 0,57 для обмотки с косвенным охлаждением и 0,43 — с непосредственным.

Определенная таким образом плотность тока должна находиться в пределах, указанных в § 4-5, и может служить крите-

Таблица 6-1. Отношение обмотанной части поверхности ротора к полной γ

Z_2'/p	Значение γ при Z_2/p , равном								
	12	16	20	24	28	32	36	40	44
15	0,800								
16	0,750								
17	0,706								
18	0,667								
19	0,632								
20	0,600	0,800							
21	0,572	0,762							
22	0,545	0,727							
23	0,522	0,696							
24	0,5	0,667	0,833						
25		0,640	0,800						
26		0,615	0,769						
27		0,592	0,741						
28		0,572	0,714						
29		0,552	0,690	0,828					
30		0,533	0,667	0,800					
31		0,516	0,645	0,774					
32		0,5	0,625	0,750					
33			0,606	0,727	0,848				
34			0,588	0,706	0,824				
35			0,571	0,686	0,800				
36			0,556	0,667	0,778				
37			0,541	0,649	0,757				
38			0,527	0,632	0,737	0,842			
39			0,513	0,615	0,718	0,821			
40			0,5	0,600	0,700	0,800			
41				0,585	0,683	0,780			
42				0,572	0,667	0,762			
43				0,558	0,651	0,744	0,837		
44				0,546	0,636	0,727	0,818		
45				0,534	0,622	0,711	0,800		
46				0,522	0,609	0,696	0,783		
47				0,511	0,597	0,681	0,766		
48				0,5	0,584	0,667	0,750	0,833	
49					0,572	0,653	0,735	0,816	
50					0,56	0,640	0,720	0,800	

Z_2'/p	Значение γ при Z_2/p , равном								
	12	16	20	24	28	32	36	40	44
51					0,55	0,628	0,706	0,784	
52					0,539	0,615	0,692	0,769	
53					0,528	0,604	0,679	0,755	0,83
54					0,519	0,593	0,667	0,741	0,815
55					0,509	0,582	0,655	0,727	0,8
56					0,5	0,572	0,643	0,714	0,786
57						0,562	0,632	0,702	0,772
58						0,552	0,621	0,690	0,758
59						0,543	0,610	0,678	0,745
60						0,534	0,600	0,667	0,733
61						0,525	0,59	0,656	0,722
62						0,517	0,581	0,645	0,71
63						0,508	0,572	0,635	0,699
64						0,5	0,563	0,625	0,688
65							0,554	0,615	0,677
66							0,546	0,606	0,667
67							0,537	0,598	0,657
68							0,53	0,589	0,647
69							0,522	0,58	0,638
70							0,514	0,572	0,628
71							0,507	0,564	0,62
72							0,5	0,556	0,611
73								0,548	0,602
74								0,541	0,594
75								0,533	0,587
76								0,526	0,579
77								0,52	0,572
78								0,513	0,564
79								0,5	0,557
80									0,55
81									0,543
82									0,537
83									0,53
84									0,524
85									0,518
86									0,512
87									0,506
88									0,5

Таблица 6-2. Обмоточные коэффициенты основной волны
м. д. с. роторной обмотки $k_{об2}$

Z_2'/p	Значение $k_{об2}$ при Z_2/p , равном								
	12	16	20	24	28	32	36	40	44
15	0,763								
16	0,788								
17	0,812								
18	0,832								
19	0,849								
20	0,863	0,760							
21	0,873	0,781							
22	0,882	0,799							
23	0,898	0,815							
24	0,904	0,829	0,740						
25		0,842	0,759						
26		0,853	0,776						
27		0,862	0,791						
28		0,872	0,805						
29		0,878	0,817	0,743					
30		0,89	0,829	0,758					
31		0,895	0,839	0,772					
32		0,902	0,848	0,785					
33			0,857	0,797	0,730				
34			0,865	0,808	0,745				
35			0,872	0,819	0,758				
36			0,879	0,828	0,770				
37			0,886	0,837	0,782				
38			0,892	0,845	0,792	0,734			
39			0,898	0,852	0,802	0,746			
40			0,902	0,859	0,811	0,758			
41				0,864	0,820	0,768			
42				0,872	0,828	0,779			
43				0,875	0,835	0,788	0,736		
44				0,884	0,842	0,797	0,747		
45				0,887	0,849	0,805	0,757		
46				0,892	0,855	0,813	0,767		
47				0,896	0,862	0,821	0,776		
48				0,9	0,865	0,828	0,785	0,738	
49					0,872	0,834	0,793	0,748	
50					0,878	0,840	0,801	0,757	

z_2/p	Значение $k_{об2}$ при Z_2/p , равном								
	12	16	20	24	28	32	36	40	44
51					0,883	0,846	0,809	0,766	0,721
52					0,886	0,852	0,816	0,774	0,732
53					0,889	0,857	0,823	0,782	0,74
54					0,896	0,863	0,829	0,790	0,75
55					0,9	0,868	0,836	0,796	0,758
56					0,903	0,872	0,841	0,803	0,765
57						0,878	0,846	0,810	0,773
58						0,881	0,851	0,816	0,779
59						0,884	0,855	0,822	0,787
60						0,888	0,859	0,827	0,792
61						0,893	0,862	0,833	0,802
62						0,896	0,869	0,838	0,804
63						0,901	0,875	0,843	0,814
64						0,905	0,88	0,847	0,819
65							0,882	0,852	0,823
66							0,884	0,856	0,827
67							0,888	0,861	0,832
68							0,89	0,865	0,837
69							0,893	0,867	0,843
70							0,897	0,873	0,845
71							0,9	0,876	0,851
72								0,878	0,853
73								0,882	0,857
74								0,887	0,863
75								0,888	0,866
76								0,891	0,869
77								0,893	0,871
78								0,898	0,873
79								0,899	0,878
80									0,880
81									0,882
82									0,887
83									0,889
84									0,891
85									0,896
86									0,897
87									0,898
88									0,901

рием при выборе отношения числа обмотанных пазов к числу пазовых делений.

Выбор числа обмотанных пазов Z_2 и отношения γ удобно производить с помощью табл. 6-1. В табл. 6-2 приведены значения обмоточного коэффициента для основной волны м. д. с. ротора.

6-6. Размеры паза ротора

Ширина паза ротора может быть определена по допустимой ширине корня зубца b_z .

В табл. 6-3 и 6-4 приведен сортамент обмоточной меди при косвенном охлаждении обмотки и при непосредственном водяном охлаждении. Более «крупная» медь применяется для роторов с большими диаметрами. Размеры проводников при непосредственном водородном охлаждении должны приниматься по сортаменту сплошной меди, так как каналы для прохода газа в обмотке образуются путем механической обработки. Для образования канала внутри витка в лобовой части обмотки (см. рис. 2-14, а, в) каждый виток составляется из двух медных шин сортамента, сложенных широкими сторонами. С целью обеспечения внутри витка достаточного вентиляционного канала суммарная высота витка, как правило, не должна быть менее 10 мм.

При выборе сечения меди, кроме технологических соображений, надо учитывать также напряжение возбуждения на кольцах ротора при номинальной нагрузке генератора: с уменьшением сечения меди напряжение возбуждения увеличивается. Не рекомендуется иметь напряжение возбуждения на кольцах свыше $U_B = 400 \div 500$ В, так как при больших значениях трудно обеспечить электрическую прочность корпусной изоляции обмотки, особенно при переходных процессах.

Номинальный ток возбуждения при косвенном охлаждении обычно составляет $i_H = 250 \div 800$ А. При непосредственном охлаждении из-за повышения плотности тока и более крупных витков ток ротора может быть $i_H = 1500 \div 7500$ А, а в некото-

Таблица 6-3. Сортамент сплошной меди, применяемой для роторов турбогенераторов

Размеры проводника $b_{м2} \times a_{м2}$, мм×мм	Площадь сечения $q'_{в2}$, мм ²
19,5×3,53	67,97
21,5×3,2	68,00
21,5×5,7	120,57
22,5×3,3	73,34
28×5	134,6
28×7	190,60
35×7,9	271,00

Таблица 6-4. Сортамент полый меди, применяемой для роторов с водяным охлаждением

Размеры проводника, мм×мм	Диаметр отверстия, мм	Площадь сечения меди q_{a2} , мм ²
10,5×10,5	6	78,3
21,5×18,5	12	284,1
21,5×21,5	12	337,5

рых случаях и больше. Обычно с возрастанием тока затруднена передача его со щеточного аппарата через контактные кольца к обмотке возбуждения. Большой ток возбуждения требует развитой поверхности контактных колец и большого числа параллельно включенных щеток, в связи с чем при токах больше 4000 А по условиям надежности прибегают к бесщеточной системе возбуждения, при которой якорь возбудителя (обращенной синхронной машины) и выпрямительная система располагаются на валу и выпрямленный ток непосредственно передается к обмотке возбуждения. В этом случае ток возбуждения может достигать 7000—10 000 А.

При непосредственном водяном охлаждении эффективность отвода тепла в сильной степени зависит от длины охлаждаемого участка. Если заданы допустимый нагрев охлаждающей среды и потери на единицу длины участка, то расход охлаждающей среды будет прямо пропорционален длине охлаждаемого участка. Гидравлическое сопротивление канала при турбулентном течении также пропорционально длине участка. Поэтому требуемый напор, равный произведению гидравлического сопротивления и квадрата расхода, будет пропорционален этой длине в кубе, а потери на вентиляцию — в четвертой степени.

При непосредственном водяном охлаждении для обеспечения герметичности желательно соединять по воде все витки каждой катушки последовательно. Таким образом, длина охлаждаемого участка получается равной суммарной длине всех витков катушки, т. е. весьма значительна, что может привести к чрезмерно высокому требуемому напору, затруднить герметизацию и усложнить конструкцию узла водоподвода ротора. Поэтому у мощных турбогенераторов при водяном охлаждении стремятся иметь катушку с минимальным числом витков, что приводит к сильному возрастанию тока возбуждения и сечения витка. В связи с изложенным ток возбуждения роторов с непосредственным водяным охлаждением обмотки может составлять 5000—10 000 А.

При выбранном токе возбуждения число витков в катушке может быть определено выражением

$$S_{п2} = \frac{4pF_2}{Z_2 i_{н}}. \quad (6-9)$$

Таблица 6-5. Нормы на изоляцию пазовой части обмотки ротора
(односторонняя толщина изоляции, мм)

№ п/п	Наименование	Толщина стеклотекстолита *		Толщина миканита **	
		По ширине паза	По высоте паза	По ширине паза	По высоте паза
1	Витковая изоляция	—	1	—	0,3
2	Гильза	2	—	1/1,2	—
3	Прокладка на дне паза	—	0,5	—	0,5
4	Прокладка под клин	—	По рис. 6-6	—	5/6
5	Зазор на укладку	0,5	—	0,2	—

* При непосредственном охлаждении водородом.

** При косвенном охлаждении.

Примечание. Данные в строках 2 и 4 приведены для ширины меди до 25 мм (перед косой чертой) и свыше 25 мм (после черты).

После этого может быть определено число витков обмотки возбуждения на один полюс

$$\omega_2 = \frac{Z_2 s_{п2}}{4pa_2}, \quad (6-10)$$

где a_2 — число параллельных ветвей обмотки возбуждения. Как правило, принимается $a_2 = 1$.

Нормы на изоляцию обмотки ротора представлены в табл. 6-5. Высота паза ротора

$$h_2 = s_{п2} a_{м2} + (s_{п2} - 1) h_{2,1} + h_{2,3} + h_{к2} + h_m, \quad (6-11)$$

где $h_{2,1}$ и $h_{2,3}$ см. в строках 1 и 3 табл. 6-5.

Высота клина $h_{к2}$ может выбираться для роторов с диаметром свыше 800 мм близким к ширине паза или несколько меньшим. Принятый размер проверяется затем при механическом расчете клина. С целью уменьшения массы содержимого паза и механических напряжений клинья выполняются обычно из дюралюминия, а у самых мощных двухполюсных машин из титана. У машины с относительно малым зазором для уменьшения потерь от зубцовых гармоник ротора рекомендуется выполнять клин составленным из магнитного и немагнитного материала. Обмотка с непосредственным охлаждением проводников должна иметь достаточный изоляционный промежуток между открытыми частями меди и телом ротора. Минимальное расстояние h_m , которое должно обеспечиваться с помощью изоляционных прокладок между верхним витком обмотки и клином, показано на рис. 6-6.

После того как размеры паза выбраны окончательно, следует проверить его относительную высоту β_2 по (6-5) и относи-

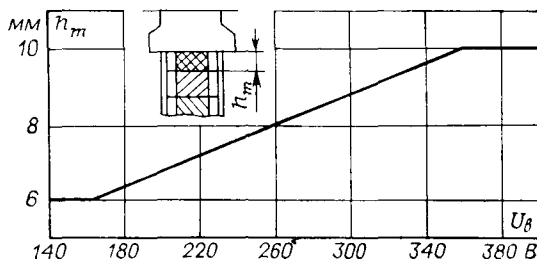


Рис. 6-6. Минимальное расстояние между верхним витком обмотки ротора и клином при непосредственном водородном охлаждении

тельную площадь пазов S_0 по (6-4). Затем, пользуясь графиками рис. 6-2 или 6-3, следует уточнить ожидаемые механические напряжения в корне зубца.

6-7. Сечение вентиляционного канала в полом проводнике

При непосредственном охлаждении в проводниках обмотки предусматривают вентиляционные каналы для охлаждающей среды. Форма канала, определяемая как условиями охлаждения, так и патентными соображениями, может быть самой различной. Оптимальное отношение площади сечения вентиляционного канала к площади сечения всего витка зависит от системы охлаждения обмотки. Различают системы охлаждения, при которых основную роль в нагреве меди обмотки играет нагрев самой охлаждающей среды, а температурный перепад с поверхности относительно мал, и системы охлаждения, в которых заметную роль играет температурный перепад с охлаждаемой поверхностью. Первая из них, например, имеет место, если достаточно длинные проводники охлаждаются водой или водородом, протекающими вдоль проводников.

При коротких каналах и газовом охлаждении наряду с нагревом самой охлаждающей среды заметную роль в общем нагреве меди играет также теплоотдача с поверхности. Соотношение между температурой среды и перепадом температуры с поверхности зависит от конкретного выполнения схемы охлаждения.

Непосредственное охлаждение достаточно интенсивно, однако эта интенсивность обеспечивается за счет уменьшения сечения меди.

Практический интерес может представить вопрос минимальной температуры обмотки или минимальных электрических потерь при принятой схеме охлаждения. При определении оптимальной площади сечения канала существенную роль играют условия, при которых предполагается осуществлять охлажде-

Таблица 6-6. Оптимальная относительная площадь сечения канала в полном проводнике $q_{к2}/q_{в2}$

Условия охлаждения	Значение $q_{к2}/q_{в2}$	
	при минимальном нагреве среды	при минимальной теплоотдаче с поверхности
Постоянна скорость охлаждающей среды	0,5000	0,285
Постоянен напор среды	0,555	0,375
Постоянны потери на вентиляцию	0,455	0,210

ние: постоянная скорость течения охлаждающей среды, постоянный гидравлический напор или постоянные потери на вентиляцию. При водяном охлаждении потери, связанные с перемещением воды, как правило, незначительны.

Оптимальная площадь сечения канала $q_{к2}$ по отношению к площади сечения витка $q_{в2}$ представлена в табл. 6-6.

Большое значение имеют электрические потери в проводниках, т. е. потери на возбуждение. Увеличение потерь на возбуждение снижает к. п. д. машины, усложняет и утяжеляет возбудитель.

В современных машинах почти всегда можно обеспечить достаточное охлаждение обмотки возбуждения при площади сечения канала меньшей, чем это необходимо по условиям минимальной температуры. В этом случае стремятся уменьшить сечение канала и увеличить сечение меди с целью снизить потери на возбуждение.

Обычно с этой целью, а также по технологическим соображениям и соображениям механической прочности витка рекомендуется, чтобы $q_{к2}/q_{в2} = 0,15 \div 0,30$. При этом, как правило, может быть обеспечено достаточно эффективное охлаждение проводников.

Расчетное сечение меди определяется по формуле

$$q_{a2} = q_{в2} (1 - q_{к2}/q_{в2}). \quad (6-12)$$

6-8. Трапецидальные пазы ротора

При выборе конфигурации зубцового слоя, а также задании основных электромагнитных нагрузок предполагалось, что пазы ротора имеют прямоугольную форму. Такая форма обеспечивает наибольшую простоту изготовления проводников обмотки и обработки ротора.

Эффективность использования ротора при любой системе охлаждения может быть повышена за счет применения трапецидальных пазов. Образование трапецидального паза показано на рис. 6-7. Там же приведен коэффициент увеличения

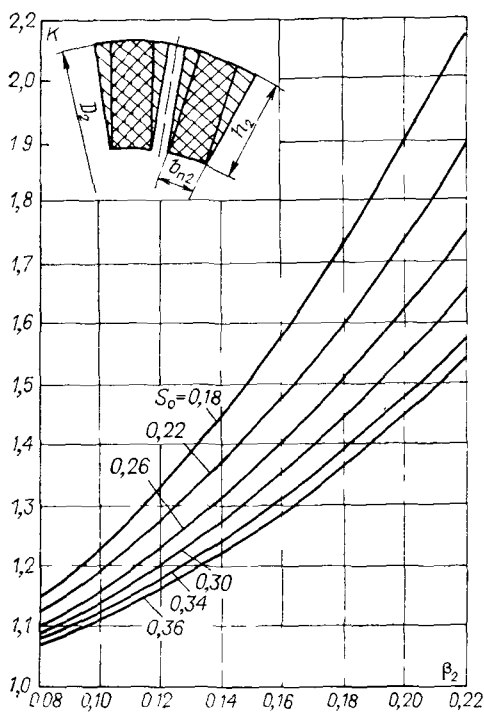


Рис 6-7 Отношение площади трапециевидного паза к площади прямоугольного $K=1+\frac{4\beta_2^2}{S_0}$

площади трапециевидного паза по сравнению с прямоугольным. В среднем это увеличение составляет 15—25 %. Механические напряжения в теле ротора при этом остаются примерно на том же уровне. Однако при этом процесс производства обмотки и пазов усложняется.

Все проводники в пазу теоретически должны иметь разную высоту. На практике иногда имеет место выполнение всех проводников разной высоты, иногда же с целью уменьшения сортамента

применяемой меди ограничиваются двумя-тремя профилями

Все рекомендации, приведенные в данной книге, относятся к ротору с прямоугольными пазами. Переход к трапециевидному пазу позволит или понизить потери на возбуждение и нагрев обмотки при сохранении того же уровня использования, или повысить использование турбогенератора в целом на 7—12 %.

Ступенчатый паз также позволяет несколько повысить использование ротора, однако в этом случае эффект несколько ниже, чем при трапециевидном пазе.

6-9. Длина бочки ротора

Для определения необходимой длины бочки ротора при $p=1$ следует задаться индукцией в ярме ротора B_{a2} по табл. 4-1. Сечение ярма ротора, необходимое для получения заданной индукции,

$$Q_{a2} = \frac{1,15\Phi_0}{B_{a2}}, \quad (6-13)$$

где 1,15 — ориентировочный коэффициент рассеяния.

Необходимая длина бочки ротора составит

$$l_2 = \frac{Q_{a2}}{D_2 - 2h_2 - D_0}. \quad (6-14)$$

Полученное значение l_2 должно находиться в пределах

$$l_1 \leq l_2 \leq l_1 + 150 \text{ мм.} \quad (6-15)$$

В том случае, когда l_2 по (6-14) выходит за указанные пределы, следует центральное отверстие заполнить магнитным материалом и в (6-14) положить $D_0 = 0$.

6-10. Средняя длина витка обмотки ротора и сопротивление

Средняя длина витка обмотки ротора **определяется** по формуле

$$l_{w2} = 2(l_2 + l_{s2}), \quad (6-16)$$

где длина лобовой части может быть принята **равной**

$$l_{s2} = \frac{1,35D_2}{p}. \quad (6-17)$$

Сопротивление обмотки ротора постоянному току при 15 °С

$$r_{2(15)} = \frac{2\rho w_2 l_{w2}}{57q_{a2} a_2} \cdot 10^{-3}. \quad (6-18)$$

Для подсчета к. п. д. в соответствии с действующими нормами сопротивление обмоток приводится к условной температуре 75 °С:

$$r_{2(75)} = 1,24r_{2(15)}. \quad (6-19)$$

Для теплового расчета определяются сопротивления при рабочей температуре («горячие» сопротивления).

Рабочие температуры обмотки возбуждения для различных систем охлаждения неодинаковы.

Для машин с косвенным охлаждением (серии Т и ТВ) рабочая температура равна 130 °С и тогда

$$r_{2(130)} = 1,46r_{2(15)}. \quad (6-20)$$

При непосредственном газовом охлаждении ротора (серии ТВФ и ТВВ) рабочая температура составляет 100 °С и

$$r_{2(100)} = 1,34r_{2(15)}. \quad (6-21)$$

При непосредственном водяном охлаждении ротора рабочая температура принимается 60 °С и

$$r_{2(60)} = 1,18r_{2(15)}. \quad (6-22)$$

Коэффициенты изменения сопротивления от изменения температуры рассчитываются по (5-28).

6-11. Пример выбора обмоточных данных ротора

Продолжим пример, начатый ранее.

По рис. 6-1 определяем ожидаемые напряжения в роторе: для диаметра $D_2=1075$ мм напряжение в зубцах $\sigma_z=260$ МПа, а в бандажном кольце $\sigma_6=540$ МПа.

По номограмме рис. 6-5 для $D_2=1075$ мм и $\sigma_z=260$ МПа находим: $h_2=158,5$ мм; $\Sigma q_{\pi}=26,4 \cdot 10^4$ мм²; $\sigma_0=290$ МПа; $b_{\pi 2}/b_z=2,32$; $Z_2' b_z=720$ мм.

По табл. 6-3 выбираем наиболее часто применяемую в турбогенераторостроении медь шириной $b_{m2}=28$ мм. По табл. 6-5 двухсторонняя толщина изоляции $2b_{i2}=4,5$ мм и, следовательно, ширина паза $b_{\pi 2}=b_{m2}+2b_{i2}=32,5$ мм. Теперь можно найти

$$b_z = \frac{b_{\pi 2}}{b_{\pi 2}/b_z} = \frac{32,5}{2,32} = 14 \text{ мм}; \quad Z_2' = \frac{720}{14} = 51,43.$$

Принимаем $Z_2'=52$.

Предварительно принимаем $\gamma=0,667$; тогда $Z_2=\gamma Z_2'=0,667 \times 52=34,68$.

Окончательно по табл. 6-1 и 6-2 $Z_2'=52$, $Z_2=36$; $\gamma=0,692$; $k_{062}=0,816$.

М. д. с. реакции якоря по прямоугольной волне на один полюс по (6-1)

$$F_a = \frac{1,06}{p} I_n \omega_1 k_{061} = 1,06 \cdot 10 \cdot 870 \cdot 10 \cdot 0,923 = 106 \, 350 \text{ А.}$$

М. д. с. короткого замыкания статора, приведенная к обмотке ротора, по (6-2)

$$F_k = (1,05 \div 1,15) \frac{F_a}{k_{061}} = (1,05 \div 1,15) \cdot \frac{106 \, 350}{0,816} = 136 \, 850 \div 150 \, 000 \text{ А.}$$

Номинальная м. д. с. возбуждения по (6-3а)

$$F_2 = F_k = \sqrt{1,2 + 0, \text{ к. з. (о. к. з. + } 2 \sin \varphi_n)} = \\ = (136 \, 850 \div 150 \, 000) \sqrt{1,2 + 0,6 \cdot (0,6 + 2 \cdot 0,5275)} = \\ = 202 \, 660 \div 222 \, 100 \text{ А.}$$

Ожидаемая плотность тока по (6-8)

$$j_2 = \frac{4pF_2}{k_3 \Sigma q_{\pi} \gamma} = \frac{4 \cdot (202 \, 660 \div 222 \, 100)}{0,43 \cdot 26,4 \cdot 0,692 \cdot 10^4} = 10,3 \div 11,3 \text{ А/мм}^2,$$

что согласуется с рекомендациями § 4-5.

По сортаменту меди в табл. 6-3 для принятой ширины меди $b_{m2}=28$ мм может быть принята медь высотой $a_{m2}=7$ мм с сечением $q'_{в2}=190,6$ мм² и $a_{m2}=5$ мм с сечением $q'_{в2}=134,6$ мм².

Окончательный выбор высоты проводника производится с учетом напряжения возбуждения, значения которого согласно § 6-6 ограничены. Поэтому далее производится расчет для

обоих значений высоты проводника с подробными выкладками для $a_{м2}=7$ мм и с результатами расчета для $a_{м2}=5$ мм, указанными в скобках. Для образования каналов в лобовой части обмотки принимаются по высоте два проводника в одном витке катушки.

По рекомендациям § 6-6 и рис. 6-6 принимаем высоту клина $h_{к2}=34$ мм и толщину подклиновой прокладки $h_m=10$ мм. Материал клина — дюралюминий.

Тогда для размещения меди в пазу остается высота

$$h = h_2 - (h_k + h_m) = 158,5 - (34 + 10) = 114,5 \text{ мм.}$$

При этом возможное число витков в катушке будет

$$s_{п2} = \frac{h}{2a_{м2} + h_{21}} = \frac{114,5}{2 \cdot 7 + 1} = 7,63 (10,4).$$

Здесь $h_{21}=1$ мм — изоляция между витками катушки по табл. 6-5 (строка 1).

Принимаем $s_{п2}=8(10)$.

Число витков обмотки возбуждения на полюс по (6-10)

$$\omega_2 = \frac{s_{п2} Z_2}{4p} = \frac{8 \cdot 36}{4} = 72 (90).$$

Окончательная высота паза ротора по (6-11)

$$h_2 = 2a_{м2}s_{п2} + (s_{п2} - 1)h_{2,1} + h_{2,3} + h_{к2} + h_m = 2 \cdot 7 \cdot 8 + 7 \cdot 1 + 0,5 + 34 + 10 = 163,5 \text{ мм} (153,5),$$

где $h_{2,3}=0,5$ — по табл. 6-5 (строка 3);

окончательная минимальная ширина зубца

$$b_z = \frac{\pi(D_2 - 2h_2)}{Z_2'} - b_{п2} = \frac{\pi \cdot (1075 - 2 \cdot 163,5)}{52} - 32,5 = 12,69 \text{ мм} (13,90),$$

что больше минимальной допустимой ширины по § 6-4.

Номинальный предварительный ток возбуждения

$$i_n = \frac{F_2}{\omega_2} = \frac{202\,660 \div 222\,100}{72} = 2815 \div 3085 \text{ А} (2252 \div 2468),$$

что приемлемо (см. § 6-6).

По табл. 4-1 задаемся индукцией в спинке ротора $B_{a2}=1,6$ Тл.

Необходимое сечение спинки ротора для получения принятой индукции по (6-13)

$$Q_{a2} = \frac{1,15\Phi_0}{B_{a2}} = \frac{1,15 \cdot 5,63}{1,6} = 4,05 \text{ м}^2.$$

Диаметр центрального отверстия по (6-6) $D_0=0,12D_2=129$ мм. Принимаем $D_0=130$ мм.

Необходимая длина бочки ротора по (6-14)

$$l_2 = \frac{Q_{a2}}{D_2 - 2h_2 - D_0} = \frac{4,05 \cdot 10^6}{1075 - 2 \cdot 163,6 - 130} = 6553 \text{ мм} (6348).$$

Таблица 6-7. Выкладка паза ротора

Элемент паза	Размер, мм	
	по высоте паза	по ширине паза
Медь	$7 \times 14 = 98$	28
Прокладка между витками	$6 \times 1 = 6$	—
Изоляция от корпуса (гильза)	—	$2 \times 2 = 4$
Прокладка на дне паза	0,5	—
Прокладка под клин	10	—
Зазор на укладку	—	0,5
Клин	34	—
Итого:	$h_2 = 148,5 \text{ мм}$	$b_{п2} = 32,5 \text{ мм}$

Найденные длины превышают длину сердечника статора более чем на 150 мм, следовательно, центральное отверстие следует заполнить магнитным материалом. Тогда

$$l_2 = \frac{Q_{a2}}{D_2 - 2h_2} = \frac{4,05 \cdot 10^6}{1075 - 2 \cdot 163,5} = 5414 \text{ мм (5273)}.$$

Для высоты меди $a_{м2} = 7 \text{ мм}$ разность между длиной бочки ротора и сердечника статора больше 150 мм. Для уменьшения l_2 на основании (6-14) следует уменьшить высоту паза ротора. Для этого принимаем $s_{п2} = 7$. Тогда получим $\omega_2 = 63$; $h_2 = 148,5 \text{ мм}$; $b_2 = 14,5 \text{ мм}$; $i_H = 3217 \div 3526 \text{ А}$ и $l_2 = 5210 \text{ мм}$. Все полученные значения приемлемы.

Средняя длина лобовой части обмотки ротора на одну сторону по (6-17)

$$l_{s2} = \frac{1,35D_2}{p} = 1,35 \cdot 1075 = 1451 \text{ мм}.$$

Средняя длина витка обмотки ротора по (6-16)

$$l_{w2} = 2(l_2 + l_{s2}) = 2 \cdot (5210 + 1451) = 13\,322 \text{ мм (13\,448)}.$$

Принимаем относительное сечение канала в витке обмотки ротора по § 6-7 $q_{к2}/q_{в2} = 0,18$, где $q_{в2} = 2q'_{в2}$ — сечение витка обмотки ротора.

Расчетное сечение меди по (6-12)

$$q_{a2} = q_{в2}(1 - q_{к2}/q_{в2}) = 2 \cdot 190,6 \cdot (1 - 0,18) = 312,6 \text{ мм}^2 (220,7).$$

Сопротивление обмотки ротора при 15 °С по (6-18)

$$r_{2(15)} = \frac{2\rho\omega_2 l_{w2} \cdot 10^{-3}}{57q_{a2}a_2} = \frac{2 \cdot 63 \cdot 13\,322 \cdot 10^{-3}}{57 \cdot 312,6} = 0,0942 \text{ Ом (0,191);}$$

при 75 °С по (6-19)

$$r_{2(75)} = 1,24r_{2(15)} = 1,24 \cdot 0,0942 = 0,117 \text{ Ом (0,237);}$$

при 100 °С по (6-21)

$$r_{2(100)} = 1,34r_{2(15)} = 1,34 \cdot 0,0942 = 0,126 \text{ Ом } (0,256).$$

Напряжение возбуждения в номинальном режиме

$$\begin{aligned} U_{\text{в}} &= r_{2(100)} i_{\text{н}} + \Delta U_{\text{щ}} = \\ &= 0,126 \cdot (3217 \div 3525) + 2 = \\ &= 407,3 \div 446 \text{ В } (578 \div 632). \end{aligned}$$

Таким образом, на основании § 6-6 вариант с высотой меди $a_{\text{м}2} = 5$ мм не подходит, и окончательно принимаем вариант с $a_{\text{м}2} = 7$ мм и $s_{\text{п}2} = 7$.

Выкладка паза ротора произведена в табл. 67, эскиз паза представлен на рис. 6-8.

Относительная высота паза ротора по (6-5)

$$\beta_2 = \frac{h_2}{D_2} = \frac{148,5}{1075} = 0,138;$$

относительная площадь пазовых делений ротора по (6-4)

$$\begin{aligned} S_0 &= \frac{\Sigma q_{\text{п}}}{\pi D_2^2/4} = \frac{52 \cdot 32,5 \cdot 148,5}{\pi \cdot 1075^2/4} = \\ &= 0,276, \end{aligned}$$

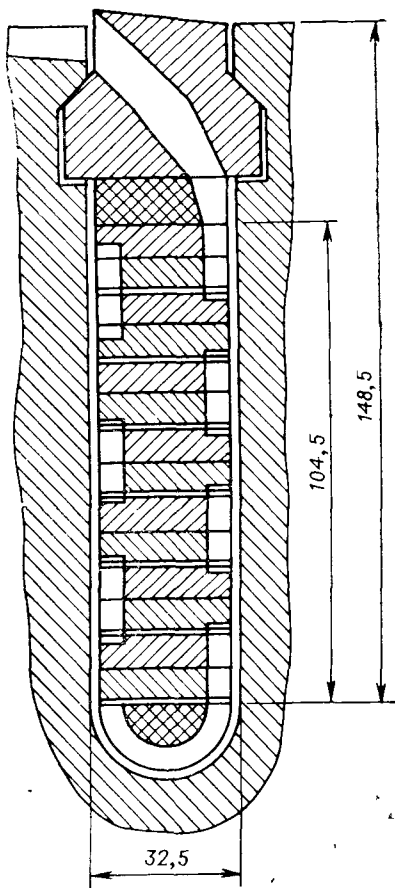


Рис. 6-8. Паз ротора с обмоткой турбогенератора ТВВ-320

что соответствует рекомендациям § 6-4.

Ожидаемые механические напряжения в корне зубца для $\beta_2 = 0,138$ и $S_0 = 0,276$ по рис. 6-3

$$\begin{aligned} \sigma_z/D_2^2 &= 2,2 \cdot 10^{-4}; \\ \sigma_z &= 2,2 \cdot 1075^2 \cdot 10^{-4} = 254 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

что приемлемо и хорошо согласуется с величиной, принятой вначале.

РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ

7-1. Общие замечания

Для поверочных тепловых расчетов необходимо задаться расходом охлаждающей среды в машине. Расход охлаждающей среды определяют из условия поддержания температуры активных частей машины в допустимых пределах.

Выбор расхода охлаждающей среды может быть произведен по ее нагреву. При газовом охлаждении расход обычно выражают в м³/с, а при жидкостном — в дм³/с. Это связано с удобством записи и вычисления.

Если исходить из нагрева охлаждающей среды, то предвзительно должны быть рассчитаны отводимые потери Q . Тогда нагрев среды (°С)

$$\vartheta = \frac{Q}{Lc}.$$

Здесь Q — отводимые потери, кВт; L — расход охлаждающей среды, м³/с для газа и дм³/с для жидкости; c — удельная объемная теплоемкость, кДж/(м³·К) для газа и кДж/(дм³·К) для жидкости.

Удельная объемная теплоемкость наиболее употребительных охлаждающих агентов составляет: 1,1 кДж/(м³·К) у воздуха и водорода (при нормальном атмосферном давлении) и 4,14 и 1,8 кДж/(дм³·К) соответственно у воды и трансформаторного масла.

В машинах с косвенным и непосредственным охлаждением нагрев и расход охлаждающей среды по условиям допустимых температур обмоток могут существенно различаться. Как правило, машины с косвенным охлаждением имеют меньший нагрев охлаждающей среды и больший ее расход.

В некоторых конструкциях расход охлаждающей среды может определяться также по скорости ее течения.

7-2. Турбогенераторы с косвенным охлаждением

Для машин с косвенным воздушным охлаждением нагрев воздуха от полных отводимых воздухом потерь при номинальной нагрузке принимается равным $\vartheta = 25 \div 30$ °С. С целью исключения подогрева воздуха в вентиляторах может быть рекомендована вытяжная схема вентиляции. Подогрев воздуха в вентиляторах составляет $\vartheta_{\text{вен}} = 2 \div 7$ °С.

Для турбогенераторов с косвенным водородным охлаждением при кратности давления $H = 1,05$ по отношению к атмосферному нагрев водорода может быть принят равным $\vartheta = 20 \div 25$ °С.

7-3. Турбогенераторы с непосредственным охлаждением

Здесь можно различать два случая: когда обмотка статора имеет косвенное охлаждение, а обмотка ротора — непосредственное или когда обе обмотки имеют непосредственное охлаждение.

В первом случае обычно применяется один охлаждающий агент — водород. Для достаточно интенсивного охлаждения кратность давления обычно $H=3$. Расход газа в этом случае может быть принят из условия среднего подогрева газа в турбогенераторе около 15—20 °С. В самой роторной обмотке подогрев газа может составить 30—50 °С. Скорость течения газа в полых проводниках обычно составляет 30—50 м/с. Низкий общий подогрев газа в машине обеспечивается не за счет увеличения объемного расхода газа по сравнению с косвенным охлаждением, а за счет повышения давления.

В том случае, когда обмотка статора имеет непосредственное охлаждение водой, а обмотка ротора охлаждается по системе захвата водорода из зазора машины, общий расход газа в турбогенераторе также может быть принят из условия подогрева его на 15—20 °С.

При такой системе охлаждения газом отводится только часть общих потерь, однако для более мощных машин кратность давления принимается большей ($H=4$), так как уровень потерь растет.

При непосредственном охлаждении проводников статора водой подогрев воды может приниматься от 15 до 30 °С при скорости течения воды 1—2 м/с. Падение гидравлического напора внутри статорной обмотки в нормальных схемах может составлять 0,15—0,4 МПа.

Наибольшие трудности встречаются при определении расхода воды через обмотку ротора при непосредственном охлаждении. Здесь нагрев воды принимается равным 25—35 °С. При этом скорость течения воды составит 2—4 м/с или несколько больше. Падение гидравлического напора здесь может доходить до 1—2 МПа.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЙ РАСЧЕТ

8-1. Общие замечания

В задачу электромагнитного расчета входит расчет магнитной цепи и определение тока возбуждения при нагрузке. Электромагнитный расчет производится как проверочный, т. е. по уже выбранным основным размерам и обмоточным данным статора и ротора.

8-2. Магнитная цепь

Магнитная цепь турбогенератора состоит из спинки и зубцов ротора, зубцов и спинки статора и зазора. Высшие гармоники в кривой магнитного потока нежелательны, так как это связано с дополнительными потерями и рассеянием обмоток. Магнитная цепь рассчитывается для потока первой гармоники, и поэтому конструкция магнитной цепи предусматривает форму поля, близкую к синусоидальной.

подавляющее большинство современных турбогенераторов имеет в сечении тела ротора, перпендикулярном оси машины, круг с радиально расположенными пазами (рис. 8-1). При таком выполнении ротора зазор между статором и ротором постоянен.

Приближение формы поля ротора к синусоидальной обеспечивается расположением обмотки возбуждения, распределенной по окружности ротора. В большинстве случаев пазы, в которых располагается обмотка, равномерно размещаются на большей части окружности, оставляя необмотанной часть окружности — большой зуб — для магнитного потока. Магнитная ось потока холостого хода машины совпадает с осью зуба. Для лучшего приближения распределения магнитного потока к синусоидальному обмотанные пазы, ближайшие к большому зубу, часто выполняют укороченными по высоте по сравнению с остальными пазами.

Расчет магнитной цепи может производиться в режиме холостого хода и под нагрузкой. Расчет магнитной цепи под нагрузкой представляет большие трудности и при обычных расчетах турбогенераторов, без использования ЭВМ, не производится. Ток возбуждения под нагрузкой определяют наложением режима холостого хода на режим короткого замыкания, что, как правило, дает вполне приемлемые результаты.

Расчет магнитной цепи состоит в определении зависимости между напряжением на зажимах машины и током возбуждения

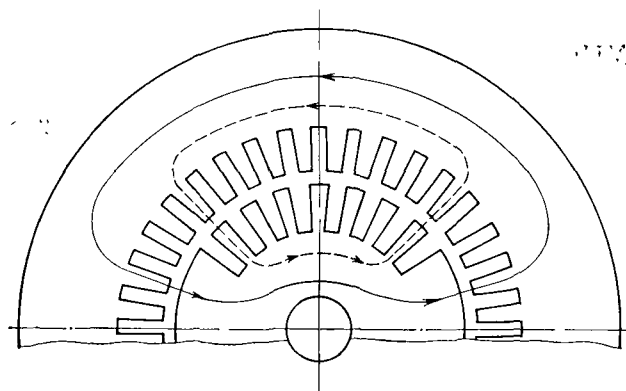


Рис. 8-1. Магнитная цепь двухполюсного турбогенератора

при холостом ходе. При холостом ходе и возбужденном роторе для замкнутого контура интегрирования (показанного на рис. 8-1 сплошной линией) закон полного тока может быть записан в виде

$$F_0 = \oint H dl,$$

где F_0 — полный ток (или м. д. с.), охваченный контуром.

Контур интегрирования обычно разбивают на отдельные характерные участки. В турбогенераторах такими участками являются: зазор (δ), зубцовая зона статора (z_1), ярмо (спинка) статора (a_1), зубцовая зона ротора (z_2), ярмо ротора (a_2). Следовательно,

$$F_0 = F_\delta + F_{z1} + F_{a1} + F_{z2} + F_{a2}.$$

Расчет магнитной цепи турбогенератора осложняется тем обстоятельством, что при интегрировании по контуру, показанному на рис. 8-1 штриховой линией, полный ток (или м. д. с. ротора), охватываемый этим контуром, будет отличаться от полного тока, охватываемого сплошным контуром. Основная особенность магнитной цепи турбогенератора состоит в том, что м. д. с. обмотки возбуждения в нем распределена по окружности ротора. Наиболее часто все пазы ротора выполняются одинаковой высоты, и тогда м. д. с. распределяется по окружности ротора по закону равнобокой ступенчатой трапеции.

Точный расчет такой цепи должен производиться по отдельным параллельным участкам, ограниченным вдоль окружности ротора одним пазовым делением, так как на таком участке м. д. с. ротора остается постоянной. Ручной расчет магнитной цепи по параллельным участкам представляет собой в достаточной мере трудоемкую задачу. Обычно он проводится при определении наивыгоднейшего зубцового слоя или при больших отступлениях от типового выполнения ротора. Такие расчеты обычно выполняются с помощью ЭВМ методами цепей или поля и позволяют найти распределение индукции вдоль полюсного деления и гармонический состав кривой поля.

Для поверочного расчета при типичном выполнении зубцового слоя ротора можно воспользоваться тем или иным методом упрощенного расчета магнитной цепи, обеспечивающим достаточную точность при относительной простоте и незначительной затрате времени.

В практике проектирования турбогенератора наибольшее распространение получил упрощенный метод расчета магнитной цепи, приведенный в [4]. Упрощенный метод расчета основан на приведении неявнополюсной синхронной машины с распределенной м. д. с. ротора к эквивалентной явнополюсной машине с сосредоточенной м. д. с., для которой все элементы магнитопровода соединены последовательно. Кривая поля турбогенератора, как правило, достаточно хорошо приближается к синусоиде. По-

этому упрощенный расчет магнитной цепи производят по первой гармонике поля.

Приведение турбогенератора к эквивалентной явнополюсной машине состоит в том, что первая гармоника потока при холостом ходе замещается потоком прямоугольной формы. Прямоугольная волна выбирается таким образом, чтобы площадь ее была равна площади первой гармоники, а высота, определяемая индукцией в зазоре, была равна амплитуде первой гармоники. Тогда полюсное деление эквивалентной явнополюсной машины, определяемое основанием прямоугольной волны, может быть найдено из условия равенства площади прямоугольника и синусоиды

$$B_{\delta} \tau_z = B_{cp} \tau = \frac{2}{\pi} B_{\delta} \tau$$

и будет составлять

$$\tau_z = \frac{2}{\pi} \tau = \frac{D_1}{p}.$$

Теперь можно вычислить сечение эквивалентного зазора. Оно, очевидно, будет равно произведению расчетной длины машины и эквивалентного полюсного деления, измеренного посередине зазора. Расчетная длина машины определяется активной длиной статора и распором магнитных силовых линий в аксиальном направлении. Обычно принимают, что расчетная длина машины больше ее активной длины на два зазора. Тогда сечение зазора (m^2)

$$Q_{\delta} = \frac{D_2 + \delta}{p} (l_1 + 2\delta) \cdot 10^{-6}. \quad (8-1)$$

Напряженность магнитного поля в зубцах статора обычно принято рассчитывать на высоте одной трети зуба от расточки статора. Диаметр в этом сечении

$$D_{z1/3} = D_1 + \frac{2}{3} h_1, \quad (8-2)$$

а ширина зуба

$$b_{z1/3} = \frac{\pi D_{z1/3}}{Z_1} - b_{п1}. \quad (8-3)$$

На одно полюсное деление реальной машины приходится $m q$ пазов статора, где q — число пазов на полюс и фазу;

$$q = \frac{Z_1}{2 p m}. \quad (8-4)$$

В эквивалентной явнополюсной машине на полюсное деление будет приходится, очевидно, в $\pi/2$ раза меньше зубцов, т. е. $\frac{2}{\pi} m q$. Таким образом, при $m=3$ расчетное сечение зубцов статора может быть определено выражением (м²)

$$Q_z \text{ }_{1/3} = \frac{6}{\pi} q b_z \text{ }_{1/3} l_e \cdot 10^{-6}. \quad (8-5)$$

Расчетное сечение ярма статора на основании (5-22)

$$Q_{a1} = h_{a1} l_e \cdot 10^{-6}. \quad (8-5a)$$

Ввиду того что напряженность магнитного поля в зубцовой зоне ротора обычно значительно больше, чем в зубцовой зоне статора, для повышения точности рекомендуется производить расчет зубцовой зоны ротора в двух сечениях. Первое сечение принимается на расстоянии 0,2 глубины паза, считая от его дна, а второе — на расстоянии 0,7 глубины паза. Тогда соответствующие расчетные диаметры будут:

$$D_{z \text{ }_{0.2}} = D_2 - 1,6 h_2; \quad (8-6)$$

$$D_{z \text{ }_{0.7}} = D_2 - 0,6 h_2. \quad (8-7)$$

Относительно расчетных сечений зубцов ротора следует заметить, что полюсное деление эквивалентной двухполюсной машины можно рассматривать, как проекцию полуокружности ротора на поперечную ось (диаметр ротора). Поэтому расчетное сечение реальных зубцов ротора также может быть определено, как проекция сечения зубцов на этот диаметр.

Как следует из рис. 8-2, необмотанная часть ротора (большой зубец) имеет проекцию на диаметр, равную $\cos \gamma \frac{\pi}{2}$, а обмотанная часть имеет проекцию, равную $1 - \cos \gamma \frac{\pi}{2}$.

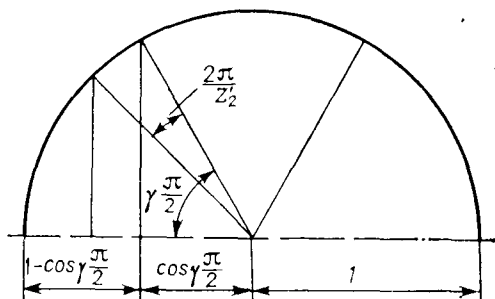


Рис. 8-2. К определению расчетного сечения зубцов ротора при $p=1$

Таблица 8-1. Проекция обмотанной части ротора
на поперечную ось $\Sigma \sin \alpha$

Z_2' p	Проекция, о. е., при Z_2/p , равном							
	12	16	20	24	28	32	36	40
15	3,32							
16	3,14							
17	3,01							
18	2,88							
19	2,75							
20	2,63	4,42						
21		4,26						
22		4,11						
23		3,97						
24		3,83	5,68					
25		3,70	5,51					
26		3,58	5,35					
27			5,20					
28			5,06					
29			4,92	6,77				
30			4,78	6,61				
31			4,66	6,45				
32			4,53	6,30				
33			4,42	6,15	8,04			
34				6,01	7,87			
35				5,87	7,71			
36				5,74	7,55			
37				5,61	7,40			
38				5,49	7,25	9,14		
39				5,39	7,10	8,97		
40				5,25	6,96	8,81		
41					6,82	8,65		
42					6,69	8,49		
43					6,56	8,34	10,23	
44					6,44	8,20	10,07	
45					6,32	8,05	9,91	
46					6,20	7,91	9,75	
47						7,78	9,59	
48						7,64	9,44	11,33
49						7,52	9,29	11,17
50						7,39	9,15	11,00
51						7,29	8,99	10,85
52						7,14	8,84	10,69
53						7,02	8,72	10,54
54							8,60	10,39
55							8,48	10,24
56							8,30	10,10

$\frac{z_2'}{p}$	Проекция, о. е., при Z_2/p , равном							
	12	16	20	24	28	32	36	40
57							8,18	9,96
58							8,11	9,82
59							8,00	9,69
60							7,87	9,55
61								9,43
62								9,30
63								9,18
64								9,06
65								8,94
66								8,93

Здесь радиус окружности принят за единицу. При расчете удобно принять за единицу зубцовый шаг ротора. Тогда проекция обмотанной части ротора будет (табл. 8-1)

$$\sum_{i=1}^{(Z_2-2p)/4} \sin \alpha_i = \frac{1 - \cos \frac{\pi}{2}}{\sin \frac{\pi p}{Z_2'}}$$

Здесь α_i — угол между поперечной осью и осью каждого малого зубца; в дальнейшем, как это принято, для краткости индекс и пределы суммирования опускаем.

Теперь находим расчетные сечения ротора по зубцам (м^2)

$$Q_{z0,2} = \left[\frac{D_{z0,2}}{p} - b_{п2} \Sigma \sin \alpha \right] l_2 \cdot 10^{-6}; \quad (8-8)$$

$$Q_{z0,7} = \left[\frac{D_{z0,7}}{p} - b_{п2} \Sigma \sin \alpha \right] l_2 \cdot 10^{-6} \quad (8-9)$$

и сечение спинки ротора

$$Q_{a2} = (D_2 - 2h_2 - D_0) l_2 \cdot 10^{-6}. \quad (8-10)$$

8-3. Расчет характеристики холостого хода

Расчет м. д. с. магнитной цепи производится на один полюс.

Расчетные значения индукции в зазоре, зубцах статора и ротора, ярме статора и ротора могут быть определены путем деления соответствующего магнитного потока на площадь расчетного сечения. Характеристику холостого хода турбогенератора можно рассчитать по шести точкам, соответствующим долям номинального напряжения: 0,7; 1,0; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4.

При холостом ходе обмотка статора не обтекается током, и поэтому на участках зазора и сердечника статора будет действовать магнитный поток, определенный по (5-6). Обмотка ротора в этом режиме будет обтекаться током, и поэтому к основному потоку, рассчитанному по (5-6), добавится поток рассеяния. Поток рассеяния ротора определяется как геометрическими размерами самого ротора, так и током возбуждения, протекающим по обмотке в этом режиме.

Индукция в зазоре (Тл)

$$B_{\delta} = \frac{\Phi_0}{Q_{\delta}}; \quad (8-11)$$

м. д. с. на зазор (А)

$$F_{\delta} = \frac{B_{\delta}}{\mu_0} \delta k_c \cdot 10^{-3} = 0,8 B_{\delta} \delta k_c \cdot 10^3, \quad (8-12)$$

где $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м — магнитная проницаемость воздуха; k_c — коэффициент зазора (коэффициент Картера).

Коэффициент зазора, определяемый зубчатостью статора, можно найти по приближенному выражению

$$k_{c1} = 1 + \frac{b_{n1}^2}{t_1(5\delta + b_{n1}) - b_{n1}^2}. \quad (8-13)$$

Для ротора соответственно

$$k_{c2} = 1 + \frac{b_{n2}^2}{t_2(5\delta + b_{n2}) - b_{n2}^2} \frac{\gamma}{2}, \quad (8-14)$$

причем здесь учтено, что обмотанная часть занимает не всю окружность ротора; $t_2 = \pi D_2 / Z_2'$ — шаг по пазам ротора.

Наличие вентиляционных каналов статора учитывается коэффициентом

$$k_{ck} = 1 + \frac{k}{(b_p + b_k)(5\delta + b_k) - b_k^2}, \quad (8-15)$$

а рифление бочки ротора — коэффициентом

$$k_{cr} = 1 + \frac{b_r^2}{t_r(5\delta + b_r) - b_r^2}, \quad (8-16)$$

где t_r — шаг рифления; b_r — ширина канавки.

Рифление, т. е. система кольцевых канавок на наружной поверхности бочки ротора, служит для уменьшения добавочных потерь на поверхности ротора и увеличения поверхности охлаждения. Оно применяется в турбогенераторах с косвенным охлаждением. Обычно $t_r = 12$ мм и $b_r = 6$ мм.

Суммарный коэффициент зазора

$$k_c = k_{c1} + k_{c2} - 1 + k_{ck} - 1 + k_{cr} - 1. \quad (8-17)$$

Индукция в зубцах статора (Тл)

$$B_{z13} = \frac{\Phi_0}{Q_{z13}}; \quad (8-18)$$

в ярме статора (Тл)

$$B_{a1} = \frac{\Phi_0}{2Q_{a1}}. \quad (8-19)$$

Напряженность магнитного поля для зубцов статора H_{z1} определяется по расчетной индукции с помощью кривой намагничивания электротехнической стали. По достижении индукции в зубцах статора 1,8 Тл происходит ответвление части магнитного потока в паз параллельно зубцу. Это учитывается коэффициентом ответвления

$$k_{13} = \frac{(b_{n1} + b_{z1/3}) l_1}{b_{z1/3} l_e} - 1. \quad (8-20)$$

Кривые намагничивания электротехнических сталей приведены на рис. 8-3 и 8-4 и в табл. 8-2, 8-3 и 8-4. Напряженность магнитного поля в таблицах дана в амперах на сантиметр.

За расчетную длину магнитных силовых линий в зубце принимается его высота. М. д. с. на зубцы статора определяется как произведение напряженности магнитного поля и длины силовых линий (А)

$$F_{z1} = H_{z1} h_1 \cdot 10^{-1}. \quad (8-21)$$

В ярме статора индукция распределяется неравномерно вдоль окружности: изменяется от нуля (на оси большого зубца) до максимального значения (на поперечной оси), определяемого формулой (8-19). Поэтому для определения напряженности магнитного поля вычисляется расчетная индукция

$$B'_{a1} = k B_{a1},$$

где поправочный коэффициент к индукции в спинке статора $k = \frac{18 - 10\gamma}{18 - 9\gamma}$ имеет следующие значения:

γ	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69	0,70	0,71
k	0,947	0,946	0,945	0,943	0,942	0,941	0,939	0,938
γ	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,78	
k	0,937	0,935	0,934	0,933	0,932	0,931	0,929	

По индукции B'_{a1} с помощью основных кривых намагничивания (см. табл. 8-2—8-4) определяется напряженность магнитного поля в спинке статора H_{a1} .

Расчетная длина силовых линий в ярме статора (мм)

$$l_{a1} = \pi D_{a0} \frac{\gamma}{4\rho}, \quad (8-22)$$

где $D_{a0} = D_a - h_{a1}$ — средний диаметр спинки статора.

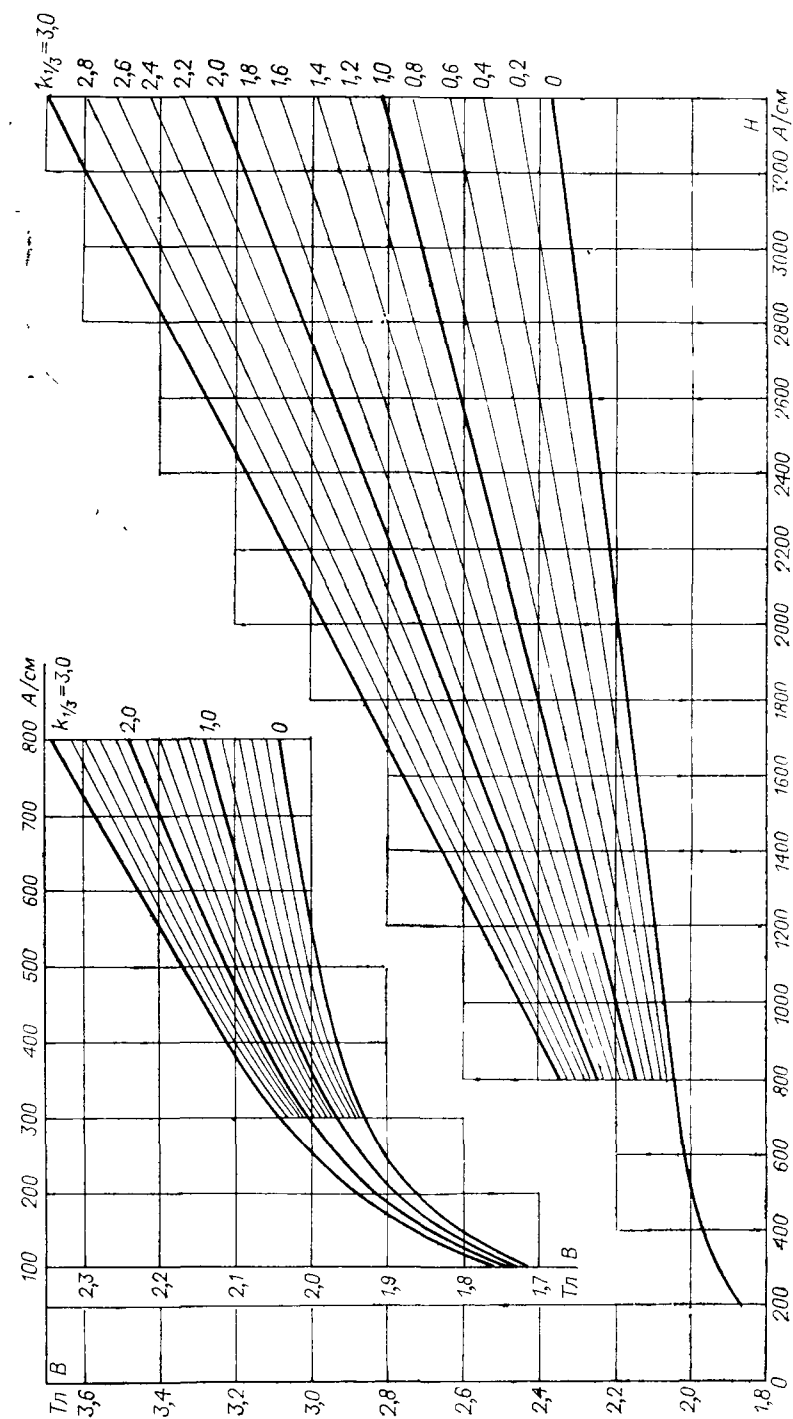


Рис. 8-3. Кривые намагничивания листовой электротехнической стали марок 1511, 1512 и 1513 (для зубцов)

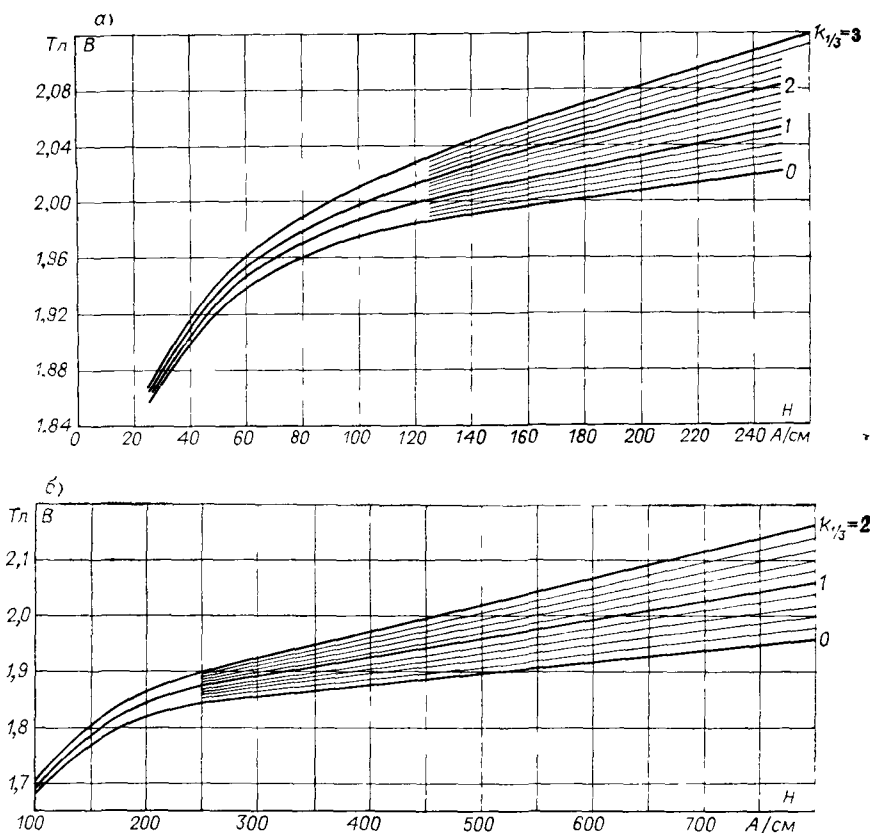


Рис 8-4. Кривые намагничивания холоднокатаной электротехнической стали марок 3413 и 3414 (для зубцов): а — вдоль проката; б — поперек проката

М. д. с. на ярмо (А)

$$F_{a1} = H_{a1} l_{a1} \cdot 10^{-1}. \quad (8-23)$$

Теперь может быть найдена м. д. с., необходимая для определения потока рассеяния (переходная м. д. с.),

$$F' = F_{\delta} + F_{z1} + F_{a1}. \quad (8-24)$$

Проводимость потока рассеяния зубцовой зоны, проходящего поперек пазов (Гн), определяется выражением

$$\begin{aligned} \lambda_s &= \mu_0 \frac{l_2 \cdot 2l_2 \cdot 10^{-3}}{Z_2} \left(\frac{h}{2b_{п2}} + \frac{h_{к2} + h_m}{b_{п2}} \right) = \\ &= \frac{l_2 \rho}{Z_2} \left(\frac{h}{2b_{п2}} + \frac{h_{к2} + h_m}{b_{п2}} \right) \cdot 10^{-8}, \end{aligned} \quad (8-25)$$

где $h = h_2 - (h_{к2} + h_m)$ — высота меди и межвитковых прокладок в пазу ротора.

**Таблица 8-2 Основная кривая намагничивания листовых
электротехнической стали марок 1511 и 1512**

<i>B</i> , Тл	0	0,01	0 02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,1	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49
0,2	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,58	0,59
0,3	0,60	0,61	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
0,4	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79
0,5	0,85	0,87	0,89	0,91	0,94	0,98	1,00	1,01	1,05	1,09
0,6	1,10	1,15	1,18	1,21	1,25	1,27	1,30	1,34	1,37	1,40
0,7	1,45	1,50	1,53	1,56	1,60	1,65	1,70	1,73	1,78	1,80
0,8	1,85	1,90	1,94	2,00	2,05	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30
0,9	2,35	2,41	2,50	2,54	2,60	2,70	2,77	2,80	2,90	2,96
1,0	3,00	3,10	3,20	3,30	3,40	3,48	3,54	3,65	3,75	3,85
1,1	3,95	4,09	4,20	4,34	4,45	4,60	4,75	4,90	5,04	5,15
1,2	5,40	5,56	5,75	5,95	6,15	6,40	6,65	6,90	7,1	7,4
1,3	7,70	8,10	8,40	8,80	9,20	9,70	10,2	10,8	11,5	12,1
1,4	13,0	13,8	14,7	15,8	16,8	18,3	20,0	21,5	23,5	24,6
1,5	27,5	30,0	32,0	34,0	36,0	38 5	41,0	43,5	46,0	48,5
1,6	51,5	55,5	58,5	62,0	66,0	69,5	73,5	77,0	81,0	85,5
1,7	89	94,0	100	105	110	116	122	127	133	140
1,8	147	154	161	170	180	189	200	210	220	230
1,9	245	260	275	295	320	345	375	410	455	500
2,0	540	610	690	770	840	925	1000	1080	1160	1240
2,1	1320	1400	1480	1560	1640	1720	1800	1880	1960	2040
2,2	2120	2200	2280	2380	2440	2520	2600	2680	2760	2840
2,3	2920	3000	3080	3160	3240	3320	3400	3480	3560	3640
2,4	3720	3800	3880	3960	4040	4120	4200	4280	4360	4440
2,5	4520	4600	4680	4760	4840	4920	5000	5080	5160	5240

Поток рассеяния ротора (*B*б)

$$\Phi_s = \lambda_s F'. \quad (8-26)$$

Полный поток в роторе при холостом ходе

$$\Phi_2 = \Phi_0 + \Phi_s. \quad (8-27)$$

Индукция в зубцах ротора и ярме (*T*л)

$$B_{z\ 0,2} = \frac{\Phi_2}{Q_{z\ 0,2}}; \quad (8-28)$$

$$B_{z\ 0,7} = \frac{\Phi_2}{Q_{z\ 0,7}}; \quad (8-29)$$

$$B_{a2} = \frac{\Phi_2}{Q_{a2}}. \quad (8-30)$$

Таблица 8-3. Основная кривая намагничивания холоднокатаной электротехнической стали марки 3413 (вдоль проката)

В, Тл	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,6	0,81	0,83	0,85	0,87	0,89	0,91	0,93	0,95	0,97	0,99
0,7	1,1	1,12	1,14	1,16	1,18	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28
0,8	1,3	1,32	1,34	1,36	1,38	1,4	1,42	1,44	1,46	1,49
0,9	1,52	1,55	1,58	1,61	1,64	1,67	1,70	1,73	1,76	1,79
1,0	1,82	1,85	1,88	1,92	1,95	1,98	2,01	2,04	2,07	2,1
1,1	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,28	2,31	2,34	2,37	2,4
1,2	2,43	2,46	2,49	2,52	2,55	2,58	2,61	2,64	2,67	2,71
1,3	2,75	2,79	2,83	2,87	2,91	2,95	3,0	3,05	3,1	3,15
1,4	3,20	3,26	3,32	3,38	3,44	3,50	3,58	3,66	3,74	3,82
1,5	3,90	4,02	4,14	4,26	4,38	4,50	4,64	4,78	4,92	5,06
1,6	5,2	5,44	5,66	5,88	6,1	6,32	6,65	6,98	7,32	7,66
1,7	8,0	8,4	8,9	9,4	9,9	10,4	11,32	12,24	13,16	14,08
1,8	15	15,92	17,0	19,22	21,44	23,66	25,88	28,2	30,8	34,5
1,9	38,25	42,0	46,0	52,0	58	70	82,0	94	109	134,0
2,0	160	200	250	300	—	—	—	—	—	—

Таблица 8-4. Основная кривая намагничивания холоднокатаной электротехнической стали марки 3413 (поперек проката)

В, Тл	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,5	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18
0,6	1,20	1,22	1,24	1,26	1,28	1,30	1,32	1,34	1,36	1,38
0,7	1,40	1,43	1,46	1,49	1,52	1,55	1,58	1,61	1,64	1,67
0,8	1,70	1,74	1,78	1,82	1,86	1,90	1,94	1,98	2,02	2,06
0,9	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30	2,35	2,40	2,45	2,50	2,55
1,0	2,60	2,66	2,72	2,78	2,84	2,91	2,98	3,05	3,13	3,21
1,1	3,30	3,40	3,50	3,61	3,73	3,86	4,00	4,15	4,31	4,49
1,2	4,70	4,93	5,18	5,45	5,64	5,95	6,28	6,63	7,00	7,39
1,3	7,80	8,25	8,80	9,45	10,2	11,0	11,9	13,0	14,3	15,6
1,4	17,0	18,7	20,7	23,0	25,5	29,0	30,5	33,0	35,5	38,0
1,5	40,0	42,7	45,6	48,5	51,5	54,5	57,6	60,7	63,8	66,9
1,6	70	73,5	77,5	81,5	85,5	90,0	94,5	99,0	103,5	108

Для нахождения напряженностей служит рис. 8-5 и табл. 8-5. Если индукция в зубах ротора превосходит 1,8 Тл, то следует воспользоваться коэффициентами отвлечения потока в паз

$$k_{0,2} = \frac{b_{п2}}{b_{z\ 0,2}}; \quad k_{0,7} = \frac{b_{п2}}{b_{z\ 0,7}}, \quad (8-31)$$

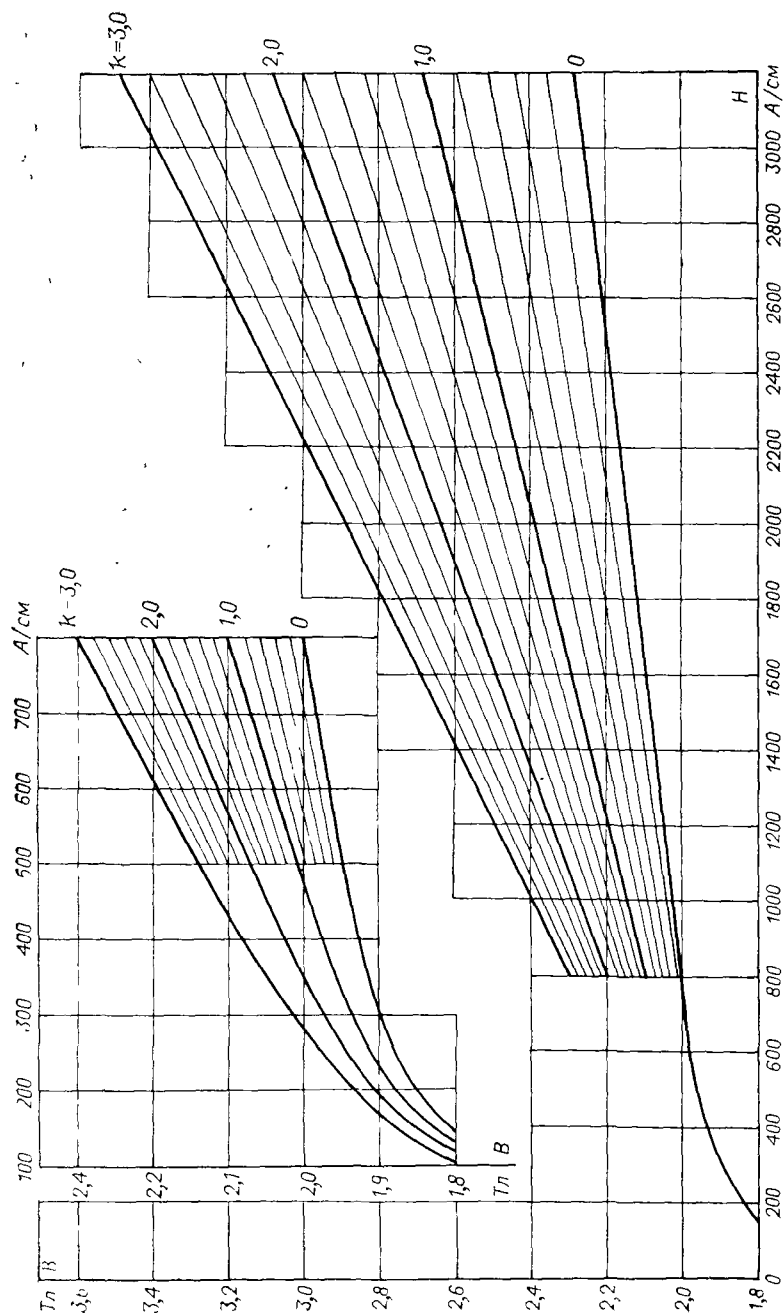


Рис. 8-5. Кривые намагничивания роторных полюсов

где

$$b_{z\,0,2} = \frac{\pi D_{z\,0,2}}{Z'_2} - b_{п2}; \quad b_{z\,0,7} = \frac{\pi D_{z\,0,7}}{Z'_2} - b_{п2}.$$

За расчетную длину силовых линий для зубцов принимается половина высоты самого зубца, а для ярма

$$l_{a2} = \frac{D_2 - 2h_2}{2} \sin \frac{\pi}{2p}. \quad (8-32)$$

Теперь могут быть найдены м. д. с. на зубцы и ярмо ротора

$$F_{z2} = \frac{h_2}{2} (H_{z\,0,2} + H_{z\,0,7}) \cdot 10^{-1}; \quad (8-33)$$

$$F_{a2} = H_{a2} l_{a2} \cdot 10^{-1}, \quad (8-34)$$

а также м. д. с. ротора при холостом ходе

$$F_0 = F' + F_{z2} + F_{a2}. \quad (8-35)$$

Ток холостого хода при номинальном напряжении

$$i_0 = \frac{F_0}{\omega_2}. \quad (8-36)$$

Характеристика холостого хода в осях U и i_b показана на рис. 8-6. Обычно напряжение машины наносят в относительных единицах, а ток возбуждения в амперах. Кроме этой характеристики на рисунок наносят характеристику холостого хода ненасыщенной машины — прямую зазора. Ток холостого

Таблица 8-5. Основная кривая намагничивания роторных поковок турбогенераторов

B , Тл	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,5	9,0	9,09	9,18	9,27	9,36	9,45	9,54	9,63	9,72	9,81
0,6	9,9	9,99	10,08	10,17	10,26	10,35	10,44	10,53	10,62	10,71
0,7	10,8	10,89	10,98	11,07	11,16	11,25	11,34	11,43	11,52	11,61
0,8	11,7	11,79	11,88	11,97	12,06	12,15	12,24	12,33	12,42	12,51
0,9	12,6	12,69	12,78	12,87	12,96	13,05	13,14	13,23	13,32	13,41
1,0	13,5	13,59	13,68	13,77	13,87	13,95	14,04	14,13	14,22	14,31
1,1	14,4	14,49	14,58	14,67	14,76	14,85	14,94	15,03	15,12	15,21
1,2	15,3	15,48	15,66	15,84	16,02	16,20	16,44	16,68	16,92	17,16
1,3	17,4	17,96	18,52	19,08	19,64	20,20	20,76	21,30	21,88	22,44
1,4	23,0	24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	29,0	30,0	31,3	32,6
1,5	34	35,4	36,8	38,2	39,6	41,0	42,8	44,6	46,4	48,2
1,6	50	53	56	59	62	65	68	71	74	77
1,7	80	83	86	90	94	99	104	109	114	120
1,8	128	135	142	150	160	170	180	200	220	240

М. д. с. реакции якоря по прямоугольной волне при номинальной нагрузке определяется формулой (6-1).

При определении тока возбуждения, соответствующего м. д. с. реакции якоря, следует учитывать, что обмотка возбуждения распределена по окружности ротора и, следовательно, для нее должен быть введен обмоточный коэффициент распределения, аналогичный коэффициенту распределения для статорной обмотки, расположенной в пазах. Поскольку зона обмотки ротора занимает $Z_2/(2p)$ пазов, обмоточный коэффициент для первой гармоники обмотки ротора будет (см. табл. 6-2):

$$k_{об2} = \frac{2p \sin \frac{\pi}{2} \gamma}{Z_2 \sin \frac{\pi p}{Z_2'}}.$$

Теперь может быть определен ток возбуждения, эквивалентный реакции якоря,

$$i_a = \frac{F_a}{\omega_2 k_{об2}}. \quad (8-38)$$

После того как найден ток i_a , строится диаграмма Потье (рис. 8-6). Вектор номинального напряжения U_n удобно принять за единицу и направить вертикально. Вектор тока статора также принимается за единицу. Он должен отставать от вектора напряжения на угол φ_n . Перпендикулярно вектору тока из конца вектора U_n откладывается падение напряжения, равное $jx_p I_n$, где x_p — в относительных единицах.

Сумма этих векторов составит э. д. с. E . Величину E откладывают на оси ординат и, пользуясь кривой холостого хода, определяют ток i_E . Вектор этого тока проводят из начала координат перпендикулярно вектору E . Из конца вектора i_E проводят вектор i_a параллельно току статора.

Сумма векторов i_E и i_a даст номинальный ток возбуждения при нагрузке i_n .

Плотность тока ротора (A/mm^2)

$$j_2 = \frac{I_n}{q_{a2}}. \quad (8-39)$$

Теперь может быть определено напряжение возбуждения ротора при номинальном токе возбуждения в горячем состоянии (см. § 6-10)

$$U_B = i_n r_{2гор} + \Delta U_{щ}, \quad (8-40)$$

где $\Delta U_{щ} = 2B$ — падение напряжения в щеточном контакте.

8-5. О.к.з. и статическая перегружаемость

Магнитная цепь в режиме установившегося трехфазного короткого замыкания ненасыщена. Поэтому ток возбуждения, соответствующий номинальному току статора при установившемся трехфазном коротком замыкании (А),

$$i_k = i_a + i_\delta \frac{x_p}{100}. \quad (8-41)$$

Здесь i_δ — ток холостого хода при номинальном напряжении по спрямленной части характеристики.

После этого может быть найдено отношение короткого замыкания

$$\text{О. к. з.} = \frac{i_0}{i_k}. \quad (8-42)$$

Статическая перегружаемость представляет собой отношение максимальной активной электромагнитной мощности, которую может развивать генератор при номинальном напряжении на своих зажимах и номинальном токе возбуждения, к номинальной активной мощности. Она определяется выражением (1-1).

Если у турбогенератора, находящегося под номинальной нагрузкой, происходит сброс нагрузки, то возникающее при этом повышение напряжения ΔU может быть найдено по номинальному току возбуждения и характеристике холостого хода, как это показано на рис. 8-6.

8-6. Регулировочная характеристика

Аналогично току возбуждения при номинальной нагрузке могут быть найдены токи возбуждения i_b при любых других нагрузках и коэффициентах мощности. Обычно рекомендуется построить регулировочную характеристику при коэффициенте мощности, равном номинальному, для определения к. п. д. при различных нагрузках.

Регулировочная характеристика рассчитывается при значениях коэффициента нагрузки $k_{нг} = I/I_n = 1/4, 2/4, 3/4, 4/4$ и $5/4$. При определении токов возбуждения при этих частичных нагрузках на диаграмме Потье следует откладывать соответствующие доли падения напряжения $x_p I$ и тока i_a .

Для каждой нагрузки построение диаграммы Потье ведется обычным образом. После нахождения токов возбуждения следует построить регулировочную характеристику, т. е. зависимость $i_b = f(I)$ при постоянном коэффициенте мощности и номинальном напряжении.

8-7. Весовые характеристики

В этой части расчета полезно также произвести подсчет масс активных частей машины. Удельные массы, т. е. массы активных материалов, приходящиеся на один киловольт-ампер мощности, характеризуют степень использования этих материалов в данной конструкции. Массы отдельных частей машины необходимы также для механического расчета и расчета потерь. Они определяются в килограммах.

Масса меди обмотки статора находится по формуле

$$G_{m1} = 3q_{a1}l_{w1}w_1a\gamma_m, \quad (8-43)$$

а масса меди обмотки ротора

$$G_{m2} = 2pq_{a2}l_{w2}w_2\gamma_m. \quad (8-44)$$

Здесь $\gamma_m = 8,9 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³ — плотность **меди**.

Масса спинки сердечника статора

$$G_{a1} = S_a l_e \cdot 10^{-3} \gamma_s, \quad (8-45)$$

где площадь спинки (м²)

$$S_a = \pi D_{a0} h_{a1} \cdot 10^{-6}. \quad (8-46)$$

Масса зубцов сердечника статора

$$G_{z1} = S_z l_e \cdot 10^{-3} \gamma_s, \quad (8-47)$$

где площадь зубцов (м²)

$$S_z = [\pi (D_1 + h_1) h_1 - \Sigma q_{n1}] \cdot 10^{-6}, \quad (8-48)$$

а площадь пазов статора (мм²)

$$\Sigma q_{n1} = Z_1 b_{n1} h_1. \quad (8-49)$$

Здесь $\gamma_s = 7,6 \cdot 10^3$ кг/м³ — плотность электротехнической стали.

Удельные расходы материалов (в кг/(кВ·А) соответственно будут:
меди

$$g_m = \frac{G_{m1} + G_{m2}}{S_H \cdot 10^3}, \quad (8-50)$$

электротехнической стали

$$g_c = \frac{G_{a1} + G_{z1}}{S_H \cdot 10^3}. \quad (8-51)$$

8-8. Пример электромагнитного расчета

Все дальнейшие расчеты удобно проводить в табличной форме (табл. 8-6).

Расчет характеристики холостого хода представлен в табл. 8-7. Зависимость $U = f(i_0)$ приведена на рис. 8-6.

Таблица 8-6. Расчет точки холостого хода при номинальном напряжении

Обозначение	Источник	Действия	Значение
$D_{z1/3}$, мм	(8-2)	$1295 + 220 \cdot 2/3$	1442
$D_{z0,2}$, мм	(8-6)	$1075 - 1,6 \cdot 148,5$	837,4
$D_{z0,7}$, мм	(8-7)	$1075 - 0,6 \cdot 148,5$	986
$b_{z1/3}$, мм	(8-3)	$\pi \cdot 1442/60 - 31$	44,5
$b_{z0,2}$, мм	См. (8-31)	$\pi \cdot 837,4/52 - 32,5$	18,1
$b_{z0,7}$, мм	См. (8-31)	$\pi \cdot 986/52 - 32,5$	27,07
$\Sigma \sin \alpha$	Табл. 8-1	—	8,84
Q_{a1} , м ²	(5-22)	$500 \cdot 4139 \cdot 10^{-6}$	2,07
Q_{z1} , м ²	(8-5)	$\frac{6}{\pi} \cdot 10 \cdot 44,5 \cdot 4139 \cdot 10^{-6}$	3,518
Q_{δ} , м ²	(8-1)	$(1075 + 110)(5180 + 2 \cdot 110) \cdot 10^{-8}$	6,4
$Q_{z0,2}$, м ²	(8-8)	$(837,4 - 32,5 \cdot 8,84) \cdot 5210 \cdot 10^{-6}$	2,866
$Q_{z0,7}$, м ²	(8-9)	$(986 - 32,5 \cdot 8,84) \cdot 5210 \cdot 10^{-6}$	3,640
Q_{a2} , м ²	(8-10)	$(1075 - 2 \cdot 148,5) \cdot 5210 \cdot 10^{-6}$	4,053

На основании расчетов § 6-11 центральное отверстие заполнено магнитным материалом

k_{C1}	(8-13)	$1 + 31^2/[67,81 \cdot (5 \cdot 110 + 31) - 31^2]$	1,025
k_{C2}	(8-14)	$1 + \frac{32,5^2}{64,95 \cdot (5 \cdot 110 + 32,5) - 32,5^2} \cdot \frac{0,692}{2}$	1,01
k_{CK}	(8-15)	$1 + 10^2/[(60 + 10)(5 \cdot 110 + 10) - 10^2]$	1,00256
k_{Cr}	(8-16)	Рифления бочки ротора не предусмотрено	1,0
k_C	(8-17)	$1,025 + 0,01 + 0,00256$	1,037
$k_{1/3}$	(8-20)	$\frac{(31 + 44,5) \cdot 5180}{44,5 \cdot 4139} - 1$	1,123
$k_{n,2}$	(8-31)	$32,5/18,1$	1,8
$k_{0,7}$	(8-31)	$32,5/27,07$	1,2
k	Стр. 139	—	0,941
B_{a1} , Тл	(8-19)	$5,63/(2 \cdot 2,07)$	1,36
B_{a1}' , Тл	§ 8-3	$0,941 \cdot 1,36$	1,28
$B_{z1/3}$, Тл	(8-18)	$5,63/3,518$	1,6
B_{δ} , Тл	(8-11)	$5,63/6,4$	0,88

Обозначение	Источник	Действия	Значение
Полученные значения индукции лежат в пределах, указанных в табл. 4-1			
H_{a1} , А/см	Табл. 8-3	—	2,67
H_{z1} , А/см	Табл. 8-4	—	70
D_{a0} , мм	§ 5-14	—	2235
l_{a1} , мм	(8-22)	$\frac{\pi}{4} \cdot 2235 \cdot 0,692$	1215
l_{a2} , мм	(8-32)	$(1075 - 2 \cdot 148,5)/2$	389
F_{a1} , А	(8-23)	$2,67 \cdot 1215 \cdot 10^{-1}$	324
F_{z1} , А	(8-21)	$70 \cdot 220 \cdot 10^{-1}$	1540
F_{δ} , А	(8-12)	$0,8 \cdot 0,88 \cdot 110 \cdot 1,037 \cdot 10^3$	80 305
F' , А	(8-24)	$324 + 1540 + 80 305$	82 169
h , мм	§ 8-3	$148,5 - 34 - 10$	104,5
λ_s , Гн	(8-25)	$\frac{5210}{36} \cdot \left(\frac{104,5}{2 \cdot 32,5} + \frac{34 + 10}{32,5} \right) \cdot 10^{-6}$	$4,286 \cdot 10^{-6}$
Φ_s , Вб	(8-26)	$4,286 \cdot 10^{-6} \cdot 82 169$	0,352
Φ_2 , Вб	(8-27)	$5,63 + 0,352$	5,98
$B_{z 0,2}$, Тл	(8-28)	$5,98/2,866$	2,09
$B_{z 0,7}$, Тл	(8-29)	$5,98/3,640$	1,64
B_{a2} , Тл	(8-30)	$5,98/4,053$	1,47
$H_{z 0,2}$, А/см	Рис 8-5	—	575
$H_{z 0,7}$, А/см	Табл. 8-5	—	62
H_{a2} , А/см	Табл. 8-5	—	30
F_{z2} , А	(8-33)	$\frac{148,5}{2} \cdot (575 + 62) \cdot 10^{-1}$	4730
F_{a2} , А	(8-34)	$30 \cdot 389 \cdot 10^{-1}$	1167
F_{δ} , А	(8-35)	$82 169 + 4730 + 1167$	88 066
i_0 , А	(8-36)	$88 066/63$	1400
i_{δ} , А	§ 8-3	$80 305/63$	1275
k_{μ}	§ 8-3	$1400/1275$	1,098

Таблица 8-7. Расчет характеристики холостого хода

U/U_H	0,7	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
Φ_0 , Вб	3,94	5,63	6,19	6,76	7,32	7,88
B_{a1} , Тл	0,896	1,28	1,41	1,54	1,66	1,79
$B_{z'1}$, Тл	1,12	1,60	1,76	1,92	2,08	2,24
B_δ , Тл	0,616	0,88	0,968	1,056	1,144	1,23
H_{a1} , А/см	1,5	2,67	3,26	4,38	6,65	14,08
H_{z1} , А/см	3,5	70	135	375	820	1250
F_{a1} , А	182	324	396	532	808	1711
F_{z1} , А	77	1540	2970	8250	18 040	27 500
F_δ , А	56 213	80 305	88 335	96 366	104 396	112 427
F' , А	56 472	82 169	91 701	105 148	123 244	141 638
Φ_s , Вб	0,242	0,352	0,393	0,451	0,528	0,607
Φ_2 , Вб	4,18	5,98	6,58	7,21	7,85	8,49
$B_{z0,2}$, Тл	1,46	2,09	2,30	2,51	2,74	2,96
$B_{z0,7}$, Тл	1,15	1,64	1,81	1,98	2,16	2,33
B_{a2} , Тл	1,03	1,47	1,62	1,78	1,94	2,09
$H_{z0,2}$, А/см	29	575	1160	1780	2440	3080
$H_{z0,7}$, А/см	14,85	62	130	375	950	1600
H_{a2} , А/см	13,77	30	56	114	455	1590
F_{z2} , А	325	4730	9578	16 000	25 171	34 750
F_{a2} , А	536	1167	2178	4435	17 700	61 850
F_0 , А	57 333	88 066	103 457	125 583	166 115	238 238
i_0 , А	910	1400	1642	1993	2637	3781
i_0 , о. е.	0,651	1	1,17	1,42	1,88	2,70

Расчет тока возбуждения в номинальном режиме приведен в табл. 8-8.

На основании дополнительных построений на рис. 8-6 рассчитана регулировочная характеристика $i_b = f(I/I_H)$, изображенная на рис. 8-7:

I/I_H , о. е.	0	$\frac{1}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{5}{4}$
i_b , А	1383	1780	2260	2850	3440	4080

Весовые характеристики. Масса меди обмотки статора $G_{M1} = 8783$ кг (см. § 5-14).

Масса меди обмотки ротора по (8-44) $G_{M2} = 2pq_{a2}l_{w2}\omega_2\gamma_M = 2 \cdot 312,6 \cdot 13.322 \cdot 63 \cdot 8,9 \cdot 10^{-6} = 4670$ кг.

Таблица 8-8. Расчет тока возбуждения в номинальном режиме

Обозначение	Источник	Действия	Значение
h_{31} , мм	§ 9-2	$25 + 1 + 7,5$	33,5
h_{11} , мм	§ 9-2	$220 - (33,5 + 1 + 7,5)$	178
$x_{п}$, %	(9-1)	$0,407 \cdot \left(\frac{10}{10}\right)^2 \cdot \frac{10\,870 \cdot 5180}{20 \cdot 60} \cdot 2 \cdot \frac{3 \cdot 0,833 + 1}{4} \times$ $\times \frac{178 + 3 \cdot 33,5}{3 \cdot 31} \cdot 10^{-4}$	10,0
x_s , %	(9-3)	$0,407 \cdot \left(\frac{10}{10}\right)^2 \cdot \frac{10\,870 \cdot 1295}{20 \cdot 3} \cdot 0,923^2 \cdot 10^{-4}$	8,13
x_l , %	(9-5)	$10,0 + 8,13$	18,13
x_p , %	(9-6)	$18,13 + 2,5$	20,63
i_a , А	(8-38)	$106\,350 / (63 \cdot 0,816)$	2069
i_n , А	Рис. 8-6	—	3440

Это находится в пределах, рассчитанных в § 6-11

Окончательно:

j_2 , А/мм ²	(8-39)	$3440 / 312,6$	11,0
U_B , В	(8-40)	$3440 \cdot 0,126 + 2$	435

Обе величины находятся в пределах, указанных в § 4-5 и 6-6

i_K , А	(8-41)	$2069 + 1275 \cdot 20,63 / 100$	2332
о.к.з	(8-42)	$1400 / 2332$	0,6
$W_{п}$	(1-1)	$3440 / (2332 \cdot 0,85)$	1,735

Обе величины удовлетворяют требованию ГОСТ 533—85

ΔU , %	Рис. 8-6	—	37
----------------	----------	---	----

Масса спинки сердечника статора $G_{a1} = 110\,400$ кг (см. § 5-14). Масса зубцов сердечника статора $G_{z1} = 20\,070$ кг (см. § 5-14). Удельный расход материалов: меди

$$g_m = \frac{G_{m1} + G_{m2}}{S_n \cdot 10^3} = \frac{8783 + 4670}{376,5 \cdot 10^3} = 0,036 \text{ кг/(кВ} \cdot \text{А)};$$

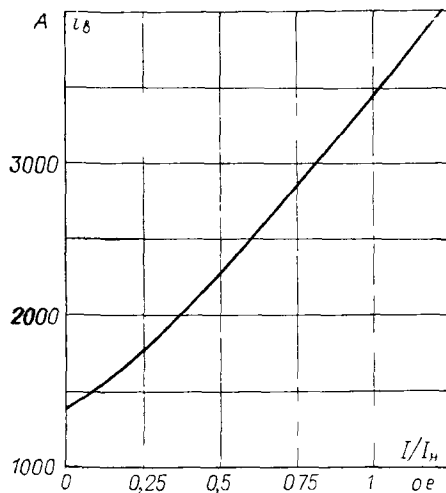


Рис 8-7 Регулировочная характеристика турбогенератора ТБВ-320 ($p=1$)

электротехнической стали

$$g_c = \frac{G_{a1} + G_{z1}}{S_n 10^3} = \frac{110\,400 + 20\,070}{376,5 \cdot 10^3} = 0,35 \text{ кг/кВ} \cdot \text{А),}$$

что соответствует рекомендации рис. 3-10.

Машинная постоянная Арнольда

$$C_A = \frac{D_1^2 I_1 n_n}{S_n} = \frac{1295^2 \cdot 5180 \cdot 3000}{376,5} = 6,92 \cdot 10^{10} \frac{\text{мм}^3}{\text{мин МВ} \cdot \text{А}}.$$

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

РАСЧЕТ ИНДУКТИВНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ И ПОСТОЯННЫХ ВРЕМЕНИ

9-1. Общие замечания

Как известно, турбогенератор в установившемся симметричном режиме работы в продольной и поперечной осях может быть замещен эквивалентными схемами, представленными на рис. 9-1 и 9-2. В переходном и сверхпереходном режимах схемы замещения приведены на рис. 9-1, б и в и 9-2, б. Здесь приняты обозначения: x_l — индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора; x_{ad} и x_{aq} — индуктивные сопротивления

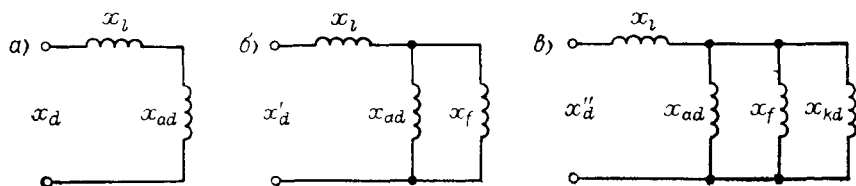


Рис. 9-1. Схемы замещения турбогенератора по продольной оси в режимах: а — установившемся; б — переходном; в — сверхпереходном

реакции якоря по продольной и поперечной осям; x_f — индуктивное сопротивление рассеяния обмотки возбуждения; x_{kd} и x_{kq} — индуктивные сопротивления рассеяния демпферной обмотки по продольной и поперечной осям.

Все индуктивные сопротивления, как правило, рассчитываются для ненасыщенного состояния машины. Это обстоятельство связано главным образом с большими теоретическими и расчетными трудностями при учете насыщения. Там, где учет насыщения необходим, он обычно производится с помощью экспериментальных коэффициентов (например, при расчете токов внезапных коротких замыканий).

Индуктивные сопротивления вычисляются в относительных единицах или в процентах. За базисный ток статора принимается номинальный фазный ток, за базисное напряжение — номинальное фазное напряжение. За базисную мощность принимается полная мощность машины S_n .

Тогда базисным сопротивлением будет

$$z_{\text{баз}} = \frac{U_{\text{ф. н}}}{I_{\text{ф. н}}},$$

где при соединении обмоток в звезду $U_{\text{ф. н}} = \frac{U_n}{\sqrt{3}}$, $I_{\text{ф. н}} = I_n$.

За базисное напряжение возбуждения принимается напряжение

$$U_{\text{баз 2}} = \sqrt{2} U_{\text{ф. н}} \frac{2p\omega_2 k_{\text{об 2}}}{w_1 k_{\text{об 1}}};$$

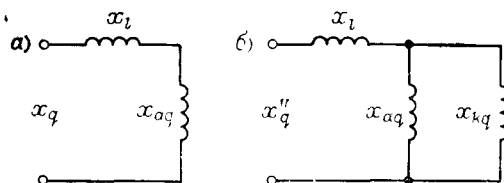


Рис. 9-2. Схемы замещения турбогенератора по поперечной оси в режимах: а — установившемся; б — сверхпереходном

базисный ток возбуждения

$$i_{\text{баз } 2} = \frac{m \sqrt{2}}{2} I_{\text{ф. н}} \frac{\omega_1 k_{\text{об } 1}}{2 p \omega_2 k_{\text{об } 2}};$$

базисное сопротивление цепи возбуждения

$$z_{\text{баз } 2} = \frac{U_{\text{баз } 2}}{I_{\text{баз } 2}}.$$

Приведенная система относительных единиц в литературе называется системой $x_{\text{ад}}$.

Для токов обратного следования фаз турбогенератор может быть замещен сопротивлением x_2 , а для токов нулевого следования фаз — сопротивлением x_0 . Ниже индуктивные сопротивления вычисляются в процентах.

9-2. Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора

Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора состоит из трех слагаемых: рассеяния пазовой части $x_{\text{п}}$, рассеяния лобовой части $x_{\text{л}}$ и дифференциального рассеяния $x_{\text{д}}$.

Пазовое рассеяние рассчитывается при предположении бесконечной магнитной проницаемости сердечника и равномерном распределении тока по сечению стержней обмотки. У двухслойной обмотки характерным является то обстоятельство, что при шаге обмотки, меньшем единицы, в одном пазу могут оказаться активные стороны катушек, принадлежащие различным фазам. В таком случае объем тока в пазу будет меньше, чем в случае, когда обе стороны катушки в пазу принадлежат одной и той же фазе. Это вызывает снижение индуктивного сопротивления рассеяния паза.

Можно показать, что индуктивное сопротивление рассеяния пазовой части обмотки будет находиться в линейной зависимости от относительного шага.

Выражение для индуктивного сопротивления рассеяния пазовой части обмотки при соединении фаз в звезду и пренебрежении некоторыми членами, не имеющими существенного значения, можно записать в виде:

при $1 \geq \beta \geq 2/3$

$$x_{\text{п}} = 0,407 \left(\frac{\omega_1}{10} \right)^2 \frac{I_{\text{н}}}{U_{\text{н}}} \frac{l_1}{Z_1} \cdot 2 \frac{3\beta + 1}{4} \frac{h_{11} + 3h_{31}}{3b_{\text{п1}}} \cdot 10^{-4}; \quad (9-1)$$

при $2/3 \geq \beta \geq 1/3$

$$x_{\text{п}} = 0,407 \left(\frac{\omega_1}{10} \right)^2 \frac{I_{\text{н}}}{U_{\text{н}}} \frac{l_1}{Z_1} \cdot 2 \frac{6\beta - 1}{4} \frac{h_{11} + 3h_{31}}{3b_{\text{п1}}} \cdot 10^{-4}. \quad (9-2)$$

Размеры, входящие в формулы, показаны на рис. 9-3:

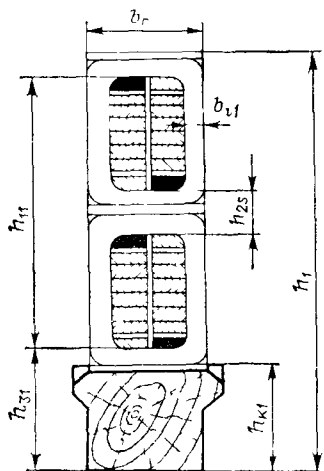
$$h_{31} = h_{\text{к1}} + h_{\text{л}} + h_{\text{ic}};$$

$$h_{11} = h_1 - (h_{31} + h_{\text{л}} + h_{\text{ic}}),$$

Рис 9-3 К определению сопротивления x_n

где h_{1c} — односторонняя толщина изоляции стержня по высоте; h_3 — толщина прокладки под клин (см. п. 12 табл. 5-5); h_5 — толщина прокладки на дне паза (см. п. 10 табл. 5-5).

Индуктивное сопротивление лобового рассеяния обмотки в основном определяется вылетом лобовой части и сокращением шага. Это сопротивление может быть представлено следующим приближенным выражением для корзиночной обмотки при немагнитном бандаже ротора:



$$x_s = 0,407 \left(\frac{\omega_1}{10} \right)^2 \frac{I_n}{U_n} \cdot \frac{1}{3} \frac{D_1}{\rho^2} k_{об1}^2 \cdot 10^{-4}. \quad (9-3)$$

Если бандаж роторной обмотки выполнен из магнитного материала, то можно принять, что

$$x_{sm} = 1,5x_s. \quad (9-4)$$

При соединении фаз в треугольник коэффициент 0,407 в формулах (9-1), (9-2) и (9-3) следует заменить на 0,137.

Дифференциальным называется рассеяние, которое определяется разностью потока в зазоре и потока первой гармоники обмотки статора. Нормально в турбогенераторах число пазов на полюс и фазу составляет 5 и более, и при этом дифференциальное рассеяние часто может не учитываться. Вследствие этого сопротивление рассеяния статорной обмотки можно принять равным

$$x_l = x_n + x_s. \quad (9-5)$$

9-3. Индуктивное сопротивление Потье

При определении тока возбуждения турбогенератора под нагрузкой было приведено построение диаграммы Потье. Индуктивное сопротивление x_p кроме сопротивления рассеяния обмотки статора должно также учитывать то обстоятельство, что рассеяние обмотки возбуждения под нагрузкой больше, чем при холостом ходе, характеристикой которого пользуются при построении диаграммы. Обычно можно считать, что индуктивное сопротивление Потье (в процентах)

$$x_p = x_l + 2,5. \quad (9-6)$$

Индуктивное сопротивление Потье мощных турбогенераторов может быть также определено по выражению

$$x_p = 0,80x'_d,$$

где x'_d — переходное индуктивное сопротивление по продольной оси.

9-4. Индуктивное сопротивление реакции якоря

Индуктивное сопротивление реакции якоря для ненасыщенной машины определяется как отношение м. д. с. реакции якоря при номинальном токе к м. д. с. холостого хода обмотки возбуждения по спрямленной характеристике, т. е.

$$x_{ad} = \frac{i_a}{i_\delta}. \quad (9-7)$$

Продольное синхронное индуктивное сопротивление

$$x_d = x_l + x_{ad}. \quad (9-8)$$

При таком определении x_d между ним и о. к. з. машины будет существовать зависимость

$$x_d = \frac{1}{o \ k \ z} k_\mu.$$

9-5. Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки возбуждения

Для расчета индуктивного сопротивления рассеяния обмотки возбуждения следует вычислить коэффициент рассеяния этой обмотки, который с учетом приведения к обмотке статора равен

$$\sigma = 1 + \frac{\mu_0 l \delta s_{п2} \cdot 2l_2}{\Phi_0 k_{об2}} \lambda_f = 1 + \frac{0,25 l \delta s_{п2} l_2}{\Phi_0 k_{об2}} \lambda_f \cdot 10^{-8}, \quad (9-9)$$

где коэффициент магнитной проводимости, определенный по потокоцеплению,

$$\lambda_f = \frac{h + 3(h_{к2} + h_m)}{3b_{п2}} = \frac{h_2 + 2(h_{к2} + h_m)}{3b_{п2}}.$$

Тогда полное индуктивное сопротивление **рассеяния обмотки возбуждения**

$$x_f = x_{ad}(\sigma - 1). \quad (9-10)$$

9-6. Индуктивные сопротивления x_d' , x_d'' , x_2 и x_0

Переходное индуктивное сопротивление по продольной оси определяется в соответствии со схемой рис. 9-1, б:

$$x_d' = x_l + \frac{x_{ad}x_f}{x_{ad} + x_f}. \quad (9-11)$$

Сверхпереходное сопротивление по продольной оси должно учитывать также сопротивление рассеяния демпферной обмотки, роль которой выполняет массив бочки ротора. Точное определение этого сопротивления встречает значительные трудности, и поэтому приближенно может быть принято, что

$$x_d'' = x_l + 2,5. \quad (9-12)$$

Демпфирование магнитного поля вихревыми токами в роторе без специальной демпферной обмотки в поперечной оси менее интенсивно, так как вихревые токи протекают по большому зубцу бочки ротора с большим электрическим сопротивлением. Приближенно сверхпереходное сопротивление по поперечной оси таких турбогенераторов может быть рассчитано как

$$x_q'' \approx 1,5x_d''.$$

Так как при двухфазном коротком замыкании

$$x_2 = \sqrt{x_d''x_q''},$$

то можно принять, что

$$x_2 = 1,22x_d''. \quad (9-13)$$

В мощных турбогенераторах обычно устанавливается специальная демпферная клетка в большом зубце в виде медных шин, располагаемых в неглубоких пазах. Эти шины замыкаются между собой медными кольцами, располагаемыми под бандажными кольцами ротора. Для таких турбогенераторов можно принимать

$$x_q'' = (1,1 \div 1,2) x_d''$$

и

$$x_2 = (1,05 \div 1,1) x_d''.$$

Расчет индуктивного сопротивления для токов нулевого следования фаз при соединении фаз в звезду производится по формулам (см. рис. 9-3):

для относительного шага $1 \geq \beta \geq 2/3$

$$x_0 = 0,407 \left(\frac{w_1}{10} \right)^2 \frac{I_H}{U_H} \frac{l_1}{Z_1} \frac{2}{b_{\text{п1}}} \left[(3\beta - 2) h_{31} + (9\beta - 5) \frac{h_{11}}{12} - \right. \\ \left. - (9\beta - 8) \frac{h_{25}}{12} \right] \cdot 10^{-4} + 2x_{ad} \left(\beta - \frac{2}{3} \right) \frac{k_{o62}}{k_{o61}^2} \left[\left(\frac{2}{Z_1} \right)^2 + \right. \\ \left. + 0,037 + 0,39 \left(\beta - \frac{2}{3} \right) - \left(\beta - \frac{2}{3} \right)^2 \right]; \quad (9-14)$$

для шага $2/3 \geq \beta \geq 1/3$

$$x_0 = 0,407 \left(\frac{w_1}{10} \right)^2 \frac{I_H}{U_H} \frac{l_1}{Z_1} \frac{2}{b_{\text{п1}}} \left[(2 - 3\beta) h_{31} + (7 - 9\beta) \frac{h_{11}}{12} - \right. \\ \left. - (4 - 9\beta) \frac{h_{25}}{12} \right] \cdot 10^{-4} + 2x_{ad} \left(\frac{2}{3} - \beta \right) \frac{k_{o62}}{k_{o61}^2} \left[\left(\frac{2}{Z_1} \right)^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \left(\frac{2}{3} - \beta \right) - \left(\frac{2}{3} - \beta \right)^2 \right], \quad (9-15)$$

где $h_{25} = 2h_{1c} + h_7$; h_7 — см. строку 11 табл. 5 5; h_{1c} — см. § 9-2.

Здесь при соединении фаз в треугольник коэффициент 0,407 следует заменить на 0,137.

9-7. Постоянные времени

Постоянная времени обмотки возбуждения (в секундах) при разомкнутой обмотке статора определяется по формуле

$$T_{0B} = \frac{2\rho w_2 k_{o62} \sigma \Phi_0}{l \delta r_{2(75)}}. \quad (9-16)$$

Демпферная клетка в виде массивного тела ротора и клиновое устройство увеличивают постоянную времени при разомкнутой обмотке статора. Обычно можно принимать, что

$$T_0 = \frac{T_{0B}}{0,75}. \quad (9-17)$$

Постоянная переходной составляющей тока при трехфазном коротком замыкании обмотки статора рассчитывается по формуле

$$T'_d = T_0 \frac{x'_d}{x_d} \quad (9-18)$$

Для сверхпереходной составляющей тока постоянная времени, как показывает эксперимент, может приниматься близкой к величине

$$T''_d = (0,02 \div 0,03) T'_d. \quad (9-19)$$

Наконец, аperiodическая составляющая тока статора затухает с постоянной времени

$$T_a = \frac{x_2 U_{\Phi.н} \cdot 10}{2\pi f_{н'}(75) I_{\Phi.н}}. \quad (9-20)$$

9-8. Токи и моменты при коротких замыканиях

Сверхпереходный, переходный и установившийся токи при трехфазном коротком замыкании, которому предшествовал режим холостого хода при напряжении $1,05U_n$ в относительных единицах, будут (в процентах)

$$I_d'' = \frac{1,05}{x_d'} \cdot 100; \quad (9-21)$$

$$I_d' = \frac{1,05}{x_d''} \cdot 100; \quad (9-22)$$

$$I_d = \frac{1,05}{x_d} \cdot 100. \quad (9-23)$$

Таким образом, установившийся ток трехфазного короткого замыкания при токе возбуждения, соответствующем холостому ходу с номинальным напряжением (в относительных единицах), численно равен о. к. з.

Для внезапного двухфазного короткого замыкания

$$I_2' = \frac{\sqrt{3} \cdot 1,05}{x_d'' + x_2} \cdot 100; \quad (9-24)$$

для внезапного однофазного короткого замыкания

$$I_0'' = \frac{3 \cdot 1,05}{x_d'' + x_2 + x_0} \cdot 100. \quad (9-25)$$

Токи короткого замыкания существующими нормами не ограничиваются. Требование к конструкции заключается в том, чтобы турбогенератор выдерживал без повреждений и остаточных деформаций внезапное короткое замыкание на своих зажимах при напряжении, равном $1,05U_n$.

При внезапном коротком замыкании возникают большие пульсирующие моменты, которые передаются на фундамент и ротор. При трехфазном коротком замыкании амплитуда пульсирующего с основной частотой момента будет

$$M_3 = \frac{1,05^2 \cdot 100}{x_d''} M_n. \quad (9-26)$$

При двухфазном коротком замыкании будет иметь место момент, пульсирующий с основной частотой,

$$M_2 = \frac{2 \cdot 1,05^2 \cdot 100}{x_d'' + x_2} M_n$$

и момент, пульсирующий с двойной частотой,

$$M_{22} = \frac{1,05^2 \cdot 100}{x_d'' + x_2} M_H.$$

Здесь номинальный вращающий момент (в ньютон-метрах)

$$M_H = 9,55 \frac{S_H}{n_H} \cdot 10^6. \quad (9-27)$$

9-9. Пример расчета параметров

Таблица 9-1

Обозначение	Источ-ник	Действие	Значение
$x_l, \%$	§ 8-8	—	18,13
$x_p, \%$	§ 8-8	—	20,63
$x_{ad}, \%$	(9-7)	2069/1275	162,3
$x_d, \%$	(9-8)	18,13 + 162,3	180,4
λ_f	§ 9-5	$[148,5 + 2 \cdot (34 + 10)] / (3 \cdot 32,5)$	2,456
σ	(9-9)	$1 + \frac{0,25 \cdot 1275 \cdot 7 \cdot 5210 \cdot 2,456}{5,63 \cdot 0,816 \cdot 10^8}$	1,061
$x_f, \%$	(9-10)	$162,3 \cdot (1,061 - 1)$	9,9
$x_d', \%$	(9-11)	$18,13 + 162,3 \cdot 9,9 / (162,3 + 9,9)$	27,5
$x_d'', \%$	(9-12)	$18,13 + 2,5$	20,6
$x_q'', \%$	(9-12)	$1,5 \cdot 20,6$	30,9
$x_3, \%$	(9-13)	$1,22 \cdot 20,6$	25,1
$h_{2s}, \text{мм}$	§ 9-6	$2 \cdot 7,5 + 5$	20
$x_0, \%$	(9-14)	$0,407 \cdot \left(\frac{10}{10}\right)^2 \cdot \frac{10 \cdot 870 \cdot 5180}{20 \cdot 60} \cdot \frac{2}{31} \times$ $\times [(3 \cdot 0,833 - 2) \cdot 33,5 + (9 \cdot 0,833 - 5) \times$ $\times \frac{178}{12} - (9 \cdot 0,833 - 8) \cdot \frac{20}{12}] \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 162,3 \times$ $\times (0,833 - 2/3) \frac{0,816}{0,923^2} \left[\left(\frac{2}{60}\right)^2 + 0,037 + \right.$ $\left. + 0,39 \cdot (0,833 - 2/3) - (0,833 - 2/3)^2 \right]$	10,6
$T_{об}, \text{с}$	(9-16)	$2 \cdot 63 \cdot 0,816 \cdot 1,061 \cdot 5,63 / (1275 \cdot 0,117)$	4,12
$T_0, \text{с}$	(9-17)	$4,12 / 0,75$	5,5
$T_d', \text{с}$	(9-18)	$5,5 \cdot 27,5 / 180,4$	0,838
$T_d'', \text{с}$	(9-19)	$0,02 \cdot 0,838$	0,168
$T_a, \text{с}$	(9-20)	$25,1 \cdot 20 \cdot 10 / (2\pi \cdot 50 \cdot 0,00187 \cdot \sqrt{3} \cdot 10 \cdot 870)$	0,454
$I_d'', \text{о. е.}$	(9-21)	$1,05 \cdot 100 / 20,6$	5,1

Обозначение	Источник	Действие	Значение
$I'_d, \text{ о. е.}$	(9-22)	$1,05 \cdot 100/27,5$	3,82
$I_d, \text{ о. е.}$	(9-23)	$1,05 \cdot 100/180,4$	0,582
$I''_2, \text{ о. е.}$	(9-24)	$\sqrt{3} \cdot 1,05 \cdot 100/(20,6 + 25,1)$	3,98
$I''_0, \text{ о. е.}$	(9-25)	$3 \cdot 1,05 \cdot 100/(20,6 + 25,1 + 10,6)$	5,59
$M_H, \text{ Н} \cdot \text{м}$	(9-27)	$9,55 \cdot 376,5 \cdot 10^6/3000$	$1,2 \cdot 10^6$
$M_3, \text{ Н} \cdot \text{м}$	(9-26)	$1,05^2 \cdot 100 \cdot 1,2 \cdot 10^6/20,6$	$6,42 \cdot 10^6$
$M_2, \text{ Н} \cdot \text{м}$	§ 9-8	$2 \cdot 1,05^2 \cdot 100 \cdot 1,2 \cdot 10^6/(20,6 + 25,1)$	$5,78 \cdot 10^6$
$M_{22}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	§ 9-8	$1,05^2 \cdot 100 \cdot 1,2 \cdot 10^6/(20,6 + 25,1)$	$2,89 \cdot 10^6$

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

РАСЧЕТ ПОТЕРЬ И К.П.Д.

10-1. Общие замечания

Расчет потерь в турбогенераторе производится с целью определения к. п. д. машины и нагрева ее активных частей. Потери в турбогенераторе принято разделять на электромагнитные и механические. Механические потери возникают вследствие трения вращающегося ротора о газ, заполняющий корпус машины, трения в подшипниках и потерь на вентиляцию.

Электромагнитные потери разделяются на основные и добавочные. Под основными принято понимать потери, возникающие в результате основных физических процессов в машине, обуславливающих ее нормальную работу. Вследствие этого к основным относятся потери в активной стали, вызванные перемагничиванием сердечника статора основным потоком, и потери в обмотках, определяемые по сопротивлению, рассчитанному без учета поверхностного эффекта в обмотках (омические потери). К добавочным относятся потери, вызванные полями рассеяния.

Полные электромагнитные потери в машине при номинальной нагрузке определяются как сумма электромагнитных потерь холостого хода и короткого замыкания. Исключение составляют потери на возбуждение, которые рассчитываются по току возбуждения при номинальной нагрузке.

Ниже потери рассчитываются в киловаттах.

10-2. Потери холостого хода

Основные электромагнитные потери холостого хода определяются в спинке сердечника статора и его зубцах.

Расчет потерь принято вести по удельным потерям q_0 (см. табл. 5-8). Масса сердечника статора определяется по формуле (8-45), масса зубцов сердечника статора определяется по (8-47).

Потери в спинке (кВт)

$$Q_{ca} = 1,3q_0 B_{a1}^2 G_{a1} \cdot 10^{-3}; \quad (10-1)$$

потери в зубцах (кВт)

$$Q_{cz} = 1,5q_0 B_{z1}^2 G_{z1} \cdot 10^{-3}. \quad (10-2)$$

Здесь коэффициенты 1,3 и 1,5 учитывают неравномерное распределение индукции и технологические отступления в производстве, связанные с заусенцами, неравномерной толщиной листов стали и пр.

Удельные потери q_0 при применении холоднокатаной стали для спинки и зубцов различны (см. § 5-11).

Добавочные потери холостого хода зависят от гармонического состава поля ротора, пульсации потока в зубцах статора, потоков рассеяния в лобовом пространстве. Точный расчет этих потерь в большинстве случаев весьма затруднителен. Добавочные потери холостого хода ориентировочно могут быть оценены по приближенной зависимости

$$Q_{d0} = \frac{(30 \div 40)}{p^{1,5}} B_0^2 \left(\frac{D_1}{1000} \right)^3 \frac{l_1}{1000}. \quad (10-3)$$

Сумма потерь холостого хода

$$Q_c = Q_{ca} + Q_{cz} + Q_{d0}. \quad (10-4)$$

10-3. Потери короткого замыкания

Основными электромагнитными потерями в режиме короткого замыкания считаются омические потери в меди проводников статора всех трех фаз

$$Q_m = 3I_{\phi n}^2 r_{1(75)} \cdot 10^{-3}. \quad (10-5)$$

Добавочные потери в проводниках обмотки статора связаны с существованием поперечного поля рассеяния в пазу, возбуждаемого током статора. Обусловленные этими полями вихревые токи в отдельных проводниках будут тем больше, чем дальше проводник от дна паза.

В случае если рабочий ток в пазу имеет во всех проводниках одинаковое значение и направление, средний коэффициент добавочных потерь, или коэффициент Фильда, будет

$$k_{\Phi} = 1 + \frac{4}{45} \xi^4 + \frac{(s_{n1} m_1)^2 - 1}{9} \xi^4$$

(где ξ — приведенная высота проводника, определяемая по формуле

$$\xi = a_{m1} \sqrt{\frac{n_1 b_{m1}}{b_{п1}} \frac{\omega \mu_0 \gamma_{гор}}{2}}.$$

При достаточном числе элементарных проводников по высоте паза (обычно больше 10) приведенная формула может быть заменена более удобной для расчета формулой (5-9). Следует отметить, что в части пазов статора при двухслойной обмотке токи в верхнем и нижнем стержне будут сдвинуты на 60° относительно друг друга. При этом коэффициент Фильда в этих пазах и, следовательно, добавочные потери будут меньше, чем в остальных пазах. Однако при расчете к. п. д. потери для всех пазов рассчитываются обычно по (5-9).

При выполнении всех проводников полыми коэффициент k_Φ рассчитывается по формуле (5-10).

В том случае, когда стержень состоит из комбинированных проводников, частично полых, частично сплошных, коэффициент k_Φ может быть определен следующим образом. Будем считать, что по каждому элементарному проводнику протекает один и тот же рабочий ток. Такое допущение достаточно строго, если сечения проводников мало разнятся. Тогда следует вычислить коэффициент $k_{\Phi,с}$ по (5-9) для случая, когда в пазу уложены только сплошные проводники, причем число их по высоте, очевидно, будет

$$m' = m_c \frac{N + a_{м.п}/a_{м.с}}{N}, \quad (10-6)$$

где $a_{м.п}/a_{м.с}$ — отношение высоты полого к высоте сплошного проводника; m_c — число сплошных проводников по высоте в реальном стержне; $m_c = \frac{m_r}{n_1} N$.

Затем вычисляют коэффициент $k_{\Phi,п}$ по (5-10) для случая, когда в пазу находятся только полые проводники. Число проводников по высоте в этом случае следует принять равным

$$m'' = m_n (1 + N a_{м.с}/a_{м.п}), \quad (10-7)$$

где m_n — число полых проводников по высоте в реальном стержне; $m_n = m_r/n_1$.

При сделанных оговорках относительно распределения тока по элементарным проводникам для эквивалентного коэффициента получим

$$k_\Phi = \frac{N k_{\Phi,с} + k_{\Phi,п}}{N + 1}. \quad (10-8)$$

Таким образом, добавочные потери в **меди проводников** обмотки статора вычисляются по формуле

$$Q_{м.Ф} = (k_\Phi - 1) Q_{м.} \quad (10-9)$$

Остальные добавочные потери в режиме короткого замыкания выделяются в зубцах сердечника статора, на поверхности ротора, в нажимных плитах, щитах и прочих конструктивных элементах, окружающих лобовые части обмотки. Точный расчет этих потерь встречает известные трудности. Ориентировочно суммарные добавочные потери короткого замыкания в лобовом пространстве машины могут быть оценены по выражению (3-4). Добавочные потери в активной зоне машины

$$Q_{\kappa z} = \frac{25 \div 30}{p^2} \left(\frac{A_1}{1000} \right)^2 \left(\frac{D_1}{1000} \right)^3 \frac{l_1}{1000}. \quad (10-10)$$

Суммарные потери короткого замыкания

$$Q_{\kappa \Sigma} = Q_m + Q_{m.\Phi} + Q_{\kappa.\kappa} + Q_{\kappa z}. \quad (10-11)$$

10-4. Потери на возбуждение

Потери на возбуждение определяются по формуле

$$Q_b = (i_n^2 r_{2(75)} + i_n \Delta U_{щ}) \cdot 10^{-3}, \quad (10-12)$$

где $\Delta U_{щ} = 2$ В — падение напряжения под щетками на контактных кольцах.

Если турбогенератор имеет возбудитель, непосредственно присоединенный к валу, то при расчете к. п. д. турбогенератора должен быть также учтен к. п. д. возбудителя. В этом случае потери на возбуждение

$$Q_{b\eta} = Q_b / \eta_b. \quad (10-13)$$

Значение η_b можно принимать равным 0,85—0,95.

10-5. Механические потери

К механическим потерям относятся потери на трение в подшипниках, на трение вращающейся бочки ротора о газ (воздух или водород) и на вентиляцию.

Для расчета потерь в подшипниках необходимо знать массу ротора (в килограммах), которая может быть приближенно найдена по формуле

$$G_{рот} \approx (1,3 \div 1,5) \frac{\pi}{4} D_{22}^2 \gamma_c, \quad (10-14)$$

где плотность материала поковки $\gamma_c = 7,85 \cdot 10^{-6}$ кг/мм².

Диаметр $d_{ц}$ и длина $l_{ц}$ шейки вала зависят от требуемой площади опорной поверхности, которая определяется средним давлением в подшипнике. Обычно рекомендуется $p_{ц} = 1,2 \div 1,6$ МПа. Тогда

$$d_{ц} l_{ц} = \frac{G_{рот} g}{2 p_{ц}}. \quad (10-15)$$

Обычно принимают $l_{\text{ц}} = (0,8 \div 1,2) d_{\text{ц}}$ и потери в двух подшипниках определяют по формуле

$$Q_m = 255 \sqrt{\frac{G_{\text{рот}} l_{\text{ц}}}{2 \cdot 10^3 d_{\text{ц}}}} d_{\text{ц}}^2 \left(\frac{n_{\text{н}}}{3000} \right)^{1,5} \cdot 10^{-6}. \quad (10-16)$$

Потери на трение бочки ротора и бандажей о воздух могут быть определены по зависимости

$$Q_2 = 57,3 \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{D_2}{1000} \right)^4 \frac{l_2 + 250}{1000}.$$

В случае наполнения машины водородом потери на трение будут меньше, так как плотность водорода значительно меньше, чем воздуха. Если давление водорода внутри корпуса атмосферное, то потери на трение уменьшаются в 10 раз (плотность водорода в 14 раз меньше плотности воздуха, однако в машине чистота водорода составляет 95—97 % и, таким образом, плотность этой смеси примерно в 10 раз меньше плотности воздуха).

При давлении водорода в корпусе в H раз выше атмосферного потери на трение будут составлять

$$Q_{2H} = Q_2 \frac{H}{10}. \quad (10-17)$$

Для расчета потерь на вентиляцию необходимо знать расход охлаждающего газа и гидравлическое сопротивление всей системы. Расход может быть определен в соответствии с рекомендациями, приведенными в гл. 7. Расход газа (в м³/с)

$$L = \frac{Q}{c (\vartheta - \vartheta_{\text{вен}})}, \quad (10-18)$$

где ϑ — нагрев водорода в машине;

$$Q = Q_c + Q_{\kappa \Sigma} + Q_{\text{в}} + Q_2. \quad (10-19)$$

Если обмотка статора охлаждается водой, то отводимые газом потери Q должны быть уменьшены на потери в этой обмотке, т. е.

$$Q = Q_c + Q_{\kappa. \kappa} + Q_{\kappa \Sigma} + Q_{\text{в}} + Q_2. \quad (10-19a)$$

В (10-18) подогрев газа в вентиляторах для нагнетательной системы принят равным $\vartheta_{\text{вен}} = 2 \div 7^\circ \text{C}$ (см. § 7-2).

Гидравлическое сопротивление может быть определено только при вентиляционном расчете. Приближенно можно принимать, что для машин, работающих при воздушном охлаждении, напор вентилятора составляет $h_{\text{в}} = 2000 \div 3500$ Па.

При водородном охлаждении напор вентилятора составит в тех же единицах

$$h_{\text{вн}} = (5000 \div 7000) \frac{H}{10}.$$

Потери на вентиляцию рассчитываются по формуле

$$Q_n = \frac{Lh_{вн}}{\eta_{вн}} \cdot 10^{-3}. \quad (10-20)$$

Здесь $\eta_{вн}$ — к. п. д. вентилятора, который может быть принят при центробежном вентиляторе равным 0,3, а при аксиальном 0,5.

Если машина помимо газового имеет также жидкостное охлаждение, то, как показывают расчеты, потери на циркуляцию жидкости достаточно малы и в первом приближении могут не учитываться.

Сумма механических потерь для машины с водородным охлаждением

$$Q_{m\Sigma} = Q_m + Q_{2H} + Q_n. \quad (10-21)$$

При воздушном охлаждении вместо Q_{2H} следует подставить Q_2 .

10-6. Сумма потерь и к.п.д. при номинальной нагрузке

Сумма потерь при номинальной нагрузке

$$Q_{\Sigma} = Q_c + Q_{к\Sigma} + Q_{m\Sigma} + Q_v. \quad (10-22)$$

Коэффициент полезного действия при **номинальной** нагрузке (%)

$$\eta_n = \left(1 - \frac{Q_{\Sigma}}{P_n \cdot 10^3 + Q_{\Sigma}}\right) \cdot 100. \quad (10-23)$$

Потери при нагрузках, отличающихся от номинальной, могут быть получены простым пересчетом потерь при номинальной нагрузке. При этом следует иметь в виду, что механические потери и потери холостого хода не зависят от нагрузки, потери короткого замыкания пропорциональны квадрату нагрузки, потери на возбуждение пропорциональны квадрату тока возбуждения [ток возбуждения при различных нагрузках определяется по регулировочной характеристике (см. рис. 8-7)]. Мощность машины пропорциональна нагрузке. В соответствии с указанными замечаниями производится расчет к. п. д. машины при различных нагрузках и строится графическая зависимость $\eta = f(I/I_n)$.

10-7. Пример расчета к.п.д.

Результаты расчета к. п. д. **при различных нагрузках** представлены в табл. 10-2, **графическая зависимость** приведена на рис. 10-1.

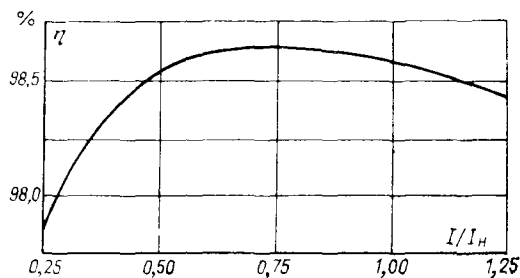
Таблица 10-1. Расчет к. п. д. в номинальном режиме

Обозначение	Источник	Действия	Значение
Q_{ca} , кВт	(10-1)	$1,3 \cdot 0,8 \cdot 1,36^2 \cdot 110 \cdot 400 \cdot 10^{-3}$	212,4
Q_{cz} , кВт	(10-2)	$1,5 \cdot 0,8 \cdot 1,6 \cdot 1,6^2 \cdot 20 \cdot 070 \cdot 10^{-3}$	98,6
Q_{d0} , кВт	(10-3)	$35 \cdot 0,88^2 \left(\frac{1295}{1000} \right)^3 \cdot \frac{5180}{1000}$	305
Q_c , кВт	(10-4)	$212,4 + 98,6 + 305$	616
Q_m , кВт	(10-5)	$3 \cdot 10 \cdot 870^2 \cdot 0,00187 \cdot 10^{-3}$	663
m'	(10-6)	$18 \cdot (3 + 5/2)/3$	33
m_c	(10-6)	$(12/2) \cdot 3$	18
$k_{\Phi, c}$	(5-9)	$1 + 0,107 \cdot \left(\frac{2 \cdot 8,5}{31} \right)^2 (2 \cdot 33)^2 \cdot 24 \cdot 10^{-4}$	1,224
m''	(10-7)	$6 (1 + 3 \cdot 2/5)$	13,2
m_{Π}	(10-7)	12/2	6
k_m	Табл. 5-6	—	0,741
f_k	Табл. 5-6	—	0,958
$k_{\Phi, \Pi}$	(5-10)	$1 + 0,107 \cdot \left(\frac{2 \cdot 8,5}{31} \right)^2 (2 \cdot 13,2)^2 \cdot 54 \times$ $\times 0,741 \cdot 0,958 \cdot 10^{-4}$	1,995
k_{Φ}	(10-8)	$(3 \cdot 1,224 + 1,995)/(3 + 1)$	1,417
$Q_{m, \Phi}$, кВт	(10-9)	$(1,417 - 1) \cdot 663$	276
$Q_{k, k}$, кВт	(3-4)	$50 \cdot (1603/1000)^2 (1295/1000)^2$	215
Q_{kz} , кВт	(10-10)	$28 \cdot (1603/1000)^2 (1295/1000)^3 \cdot 5180/1000$	809
$Q_{k\Sigma}$, кВт	(10-11)	$663 + 276 + 215 + 809$	1963
Q_v , кВт	(10-12)	$(3440^2 \cdot 0,117 + 3440 \cdot 2) \cdot 10^{-3}$	1391
$Q_{в\eta}$, кВт	(10-13)	$1391/0,95$	1464
$G_{пот}$, кг	(10-14)	$1,4 \frac{\pi}{4} \cdot 1075^2 \cdot 5210 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6}$	51 970
$p_{ц}$, МПа	§ 10-5	—	1,4
$d_{ц} l_{ц}$, мм ²	(10-15)	$51 \cdot 970 \cdot 9,81/(2 \cdot 1,4)$	182 100
$l_{ц}$, мм	§ 10-5	Принимаем $l_{ц} = 1,2 d_{ц}$	460
$d_{ц}$, мм	§ 10-5	—	400
Q_m , кВт	(10-16)	$255 \sqrt{\frac{51 \cdot 970 \cdot 460}{2 \cdot 10^3 \cdot 400}} \cdot 400^2 \cdot 10^{-6}$	223
Q_2 , кВт	§ 10-5	$57,3 \cdot (1075/1000)^4 (5210 + 250)/1000$	418
Q_{2H} , кВт	(10-17)	$418 \cdot 4/10$	167
H , о. е.	§ 7-3	—	4
Q , кВт	(10-19a)	$616 + 809 + 215 + 1464 + 167$	3271
L , м ³ /с	(10-18)	$3271/[1,1 \cdot 4 (17,5 - 2)]$	48,0

Обозначение	Источник	Действия	Значение
$\phi_{\text{вен}}, ^\circ\text{C}$	§ 7-2	Для нагнетательной системы вентиляции	2
$\phi, ^\circ\text{C}$	§ 7-3	—	17,5
$c, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	Стр. 130	1,1·4	4,4
$h_{\text{вн}}, \text{Па}$	§ 10-5	4·6000/10	2400
$Q_H, \text{кВт}$	(10-20)	48·2400/(0,5·10 ³)	230
$\eta_{\text{вн}}, \text{о.е.}$	§ 10-5	Для пропеллерного вентилятора	0,5
$Q_{m\Sigma}, \text{кВт}$	(10-21)	223 + 167 + 230	620
$Q_\Sigma, \text{кВт}$	(10-22)	616 + 1963 + 1464 + 620	4663
$\eta_n, \%$	(10-23)	$1 - \frac{4663}{320 \cdot 10^3 + 4663} \cdot 100$	98,56

Таблица 10-2. Зависимость к. п. д. от нагрузки для турбогенератора 320 МВт, $p = 1$

I/I_H	$1/4$	$2/4$	$3/4$	$4/4$	$5/4$
$Q_c, \text{кВт}$	616	616	616	616	616
$Q_{m\Sigma}, \text{кВт}$	620	620	620	620	620
$Q_{k\Sigma}, \text{кВт}$	123	491	1 104	1 963	3 067
$Q_{вн}, \text{кВт}$	394	634	1 006	1 464	2 059
$Q_\Sigma, \text{кВт}$	1 753	2 361	3 346	4 663	6 362
$P, \text{кВт}$	80 000	160 000	240 000	320 000	400 000
$\eta, \%$	97,85	98,54	98,62	98,56	98,43

Рис. 10-1 Зависимость к. п. д. от коэффициента нагрузки турбогенератора ТВВ-320 ($p = 1$)

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

11-1. Общие замечания

Тепловой расчет турбогенератора производится с целью определения температуры обмоток, активной стали статора, бочки ротора, а при необходимости и отдельных конструктивных деталей, непосредственно соприкасающихся с изоляцией обмоток.

Турбогенераторы предназначены для эксплуатации в продолжительных режимах с нагрузкой, близкой к номинальной. Перегрузки обычно имеют место при нарушениях и различного рода отклонениях в режимах работы энергосистемы. Основной тепловой расчет производится для установившегося режима, когда все тепло, выделяющееся в машине, отводится охлаждающей средой. Неустановившиеся тепловые режимы проверяются с целью определения допустимых кратковременных перегрузок турбогенератора.

При установившемся режиме температура обмоток не должна превосходить допустимых значений для данного класса изоляции. В турбогенераторах обычно применяется изоляция класса F или B. Предельной температурой изоляции этих классов является 155 и 130 °C соответственно.

Помимо температуры, которая ограничивается классом изоляции, для турбогенераторов большое значение имеет разность температур между различными частями машины. Это связано с тем, что при различных температурах различные части машины будут иметь неодинаковую деформацию, тем более, что и температурные коэффициенты линейного расширения материалов, соприкасающихся между собой, могут значительно различаться. Так, например, температурный коэффициент линейного расширения для меди составляет $17 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, для стали $12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ и для изоляции $10 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Различие в температурных коэффициентах линейного расширения может привести в ряде неблагоприятных случаев к недопустимой неравномерной деформации отдельных элементов машины, соприкасающихся друг с другом.

При косвенном охлаждении обмоток температура меди будет выше, чем температура стали. В этих условиях произойдет смещение меди относительно стали. В известных условиях такое перемещение может привести к повреждению изоляции обмоток. Температурный перепад между медью и сталью при такой системе охлаждения должен лежать в соответствующих пределах. При установлении этих пределов известную роль может играть длина активных частей машины. Для обмотки ротора отмеченные обстоятельства усугубляются еще и боль-

шими механическими усилиями от центробежных сил при вращении. Возникающие при этом напряжения в меди могут вызывать остаточные деформации в обмотке.

При непосредственном охлаждении температура отдельных частей машины может поддерживаться в более правильных соотношениях. Так, при непосредственном охлаждении обмотки статора водой температура меди может быть ниже температуры активной стали.

Ограничения, налагаемые допустимой разностью температур отдельных частей машины, учитываются в действующих нормах на турбогенераторы посредством нормирования максимального превышения температуры обмоток над температурой охлаждающей среды. Для машин с косвенным охлаждением наибольшее превышение температуры обмотки ротора составит 90 °С, а обмотки статора 65 °С. При этом температура холодного газа в машине нормально принимается равной 40 °С. Если по каким-либо обстоятельствам температура холодного газа в машине может оказаться ниже 40 °С, это само по себе еще не является причиной для повышения нагрузки, хотя температура обмоток будет ниже, чем при нормальных условиях. Условия эксплуатации, отличные от номинальных, строго оговариваются в специальных инструкциях по эксплуатации.

Помимо сказанного, в машине с косвенным охлаждением не следует иметь разность температур между медью обмотки и сердечником статора больше 40—50 °С. Для обмотки ротора такой предельный перепад обычно составляет не более 30—35 °С относительно зубцов бочки ротора.

Следует отметить, что измерение температуры в обмотках носит до некоторой степени условный характер, поскольку в эксплуатации трудно осуществить такое измерение в самой нагретой точке машины. В этом смысле наиболее характерным элементом является обмотка ротора, измерение температуры которой в эксплуатации всегда производится по сопротивлению, т. е. определяется средняя температура обмотки.

При непосредственном охлаждении местные пики температур несущественно отличаются от тех, какие имели место в машинах прежних конструкций, однако они могут быть определены в зависимости от схемы охлаждения с большей или меньшей точностью как расчетным, так и опытным путем при специальных испытаниях. В связи с тем что пиковые превышения могут быть достаточно точно указаны для принятой системы непосредственного охлаждения, а также с целью повышения надежности конструкции для машин с непосредственным охлаждением, допустимая температура по сопротивлению указывается с учетом того, чтобы пиковые температуры не превосходили значений, допустимых для данного класса изоляции.

С учетом этого требования допустимые температуры активных частей турбогенераторов и методы их измерения регла-

Таблица 11-1. Допустимые температуры (°С) для изоляции классов В и F (по ГОСТ 533—85)

Часть турбогенератора или охлаждающая среда	Метод измерений					
	сопротивления	термометров сопротивле- ния между катушками в пазу, на дне паза и под клином	термометра	сопротивления	термометров сопротивле- ния между катушками в пазу, на дне паза и под клином	термометра
	Класс В			Класс F		
Охлаждающая жидкость, выходящая из обмоток статора и ротора и сер- дечника статора	—	—	85	—	—	85
Охлаждающий газ, выхо- дящий из сердечника и обмотки статора	—	—	110	—	—	130
Обмотка статора при кос- венном охлаждении и не- посредственном охлаж- дении газом или жидкостью	—	120	—	—	140	—
Обмотка ротора:						
при косвенном охлаж- дении	130	—	—	145	—	—
при непосредственном охлаждении; с выпу- ском не более чем в двух зонах	100	—	—	115	—	—
с выпуском в 3—4 зо- нах	105	—	—	120	—	—
с выпуском в 5—7 зо- нах	110	—	—	125	—	—
с выпуском в 8 зонах и более по длине ротора	115	—	—	130	—	—
Активная сталь сердечни- ка статора	—	120	—	—	140	—

ментируются ГОСТ 533—85. Выдержка из этого стандарта при-
ведена в табл. 11-1.

11-2. Расчет нагрева отдельных частей машины методом тепловых схем

Для расчета нагрева отдельных частей машины в практике проектирования турбогенераторов с большим успехом приме-
няется метод тепловых схем, который в принципе обеспечи-
вает необходимую точность при определении температуры
в любой точке машины.

Метод состоит в том, что рассматриваемая область машины
разбивается на отдельные участки, выделившиеся внутри ко-
торых распределенные по объему потери замещаются сосре-

доточенными источниками тепла; распределенные тепловые со-
противления также замещаются сосредоточенными. Расчет та-
кой тепловой схемы с сосредоточенными параметрами произ-
водится как расчет аналогичных электрических схем с сосре-
доточенными э. д. с. и параметрами. Если распределение
потерь в машине, а также коэффициент теплоотдачи и тепло-
проводность известны, то необходимая точность расчета дости-
гается за счет разбивки активной зоны машины на то или иное
число элементов с сосредоточенными параметрами.

Точные, но достаточно трудоемкие тепловые расчеты произ-
водятся, как правило, в тех случаях, когда проверяются новые
конструктивные и вентиляционные схемы, или для определе-
ния местных нагревов, которые могут быть опасны в отдель-
ных режимах. В простых случаях производят более упрощен-
ные расчеты, которые являются в основном оценочными. Такие
расчеты не требуют значительного времени и в то же время
могут служить для оценки теплового состояния отдельных ча-
стей машины. Применение таких приближенных методов рас-
чета допустимо для типовых конструкций и схем охлаж-
дения.

Обычно оказывается достаточным производить отдельно
тепловой расчет статора и ротора. Статор разбивают на сле-
дующие элементы: обмотку, зубцы и сердечник. Ротор разби-
вают на обмотку и зубцы. В зависимости от системы охлажде-
ния при составлении тепловых схем могут быть допущены те
или иные упрощения, которые не должны влиять на достовер-
ность результата.

Далее приведены упрощенные методы расчета, построен-
ные на основе тепловых схем, для некоторых систем охлажде-
ния турбогенераторов.

11-3. Плотность теплового потока (удельная тепловая нагрузка)

Для теплового расчета обмоток удобно пользоваться поня-
тием удельной тепловой нагрузки, которая равна отношению
теплового потока к площади теплопередающей поверхности.
Представленная в таком виде тепловая нагрузка позволяет во
многих случаях без дальнейшего расчета судить о тепловом
состоянии машины.

С некоторым приближением можно считать, что потери в об-
мотках статора и ротора отводятся равномерно по всей охлаж-
даемой поверхности. В этом случае для статорной обмотки
с косвенным охлаждением за охлаждаемую поверхность ус-
ловно принимаются боковые поверхности паза (без клина).
Тогда удельная тепловая нагрузка для обмотки статора
(Вт/м²) может быть определена следующим выражением:

$$W_{n1} = \frac{11,9 I_n j_1 s_{n1} k \Phi}{(h_1 - h_{к1}) a}. \quad (11-1)$$

Для обмотки ротора с косвенным охлаждением за поверхность охлаждения также условно принимается боковая поверхность паза (без клина). В этом случае

$$W_{п2} = \frac{12,8 i_{п2} s_{п2}}{h_2 - h_{к2}}. \quad (11-2)$$

Для обмотки с непосредственным охлаждением удельная тепловая нагрузка определяется по аналогичным формулам, причем в этом случае периметр охлаждения равен периметру охлаждающих каналов внутри обмотки.

Как уже отмечалось, по удельной тепловой нагрузке можно ориентировочно судить о тепловом состоянии машины. Особенно это относится к машинам с косвенным охлаждением обмоток, где допустимые изменения удельных нагрузок невелики.

При косвенном охлаждении обмотки статора воздухом удельная тепловая нагрузка, как правило, находится в пределах $W_{п1} = 800 \div 1100 \text{ Вт/м}^2$, а при водородном охлаждении $W_{п1} = 1000 \div 1500 \text{ Вт/м}^2$.

Обмотка ротора с косвенным воздушным охлаждением обычно имеет удельную тепловую нагрузку $W_{п2} = 2500 \div 3000 \text{ Вт/м}^2$, а при косвенном водородном охлаждении $W_{п2} = 3500 \div 4000 \text{ Вт/м}^2$.

11-4. Теплопроводность

При стационарном течении теплового потока через пластину толщиной b от поверхности, где оно генерируется, к охлаждаемой поверхности закон теплопроводности можно представить в следующем виде:

$$\vartheta = W \frac{b}{\lambda},$$

где ϑ — разность температур между поверхностями; W — удельная тепловая нагрузка; λ — теплопроводность.

Теплопроводность λ является одним из важнейших физических свойств материалов. В табл. 11-2 приведены значения λ для основных материалов, применяемых в турбогенераторах.

Часто встречаются случаи, когда один и тот же тепловой поток проходит через последовательно соединенные тепловые сопротивления. Если последовательно соединены две пластины толщиной b_1 и b_2 с теплопроводностью λ_1 и λ_2 , то эквивалентная теплопроводность слоя

$$\lambda_0 = \frac{(b_1 + b_2) \lambda_1 \lambda_2}{b_1 \lambda_2 + b_2 \lambda_1}.$$

Примером такого случая может служить тепловое сопротивление изоляции обмотки, уложенной в паз и состоящей из основной изоляции и технологических промежутков между изолированной катушкой и стенками паза. Эти зазоры оказываются

Таблица 11-2. Теплопроводность и удельная теплоемкость материалов

Материал	Теплопроводность λ , Вт/(м·К)	Удельная тепло- емкость c , Дж/(кг·К)
Медь электротехническая	385	388
Алюминий	223	920
Сталь электротехническая:		
марка 3413	25	480
марка 1512	20	486
Изоляция термореактивная	27	—
Сталь роторная	56	436
Изоляция обмотки ротора	27	—
Воздух	0,029	—
Водород	0,21	—

Таблица 11-3. Теплопроводность изоляции в пазу

Односторонняя толщина изоля- ции, мм	Ротор		Статор				
	1,0	1,2	3	4	5	6	7
λ_i , Вт/(м·К)	0,15	0,16	0,14	0,16	0,16	0,17	0,17

заполненными воздухом или водородом. Для обмотки статора односторонний зазор между катушкой и стенкой паза обычно составляет 0,2 мм, а для обмотки ротора — примерно 0,1 мм. В табл. 11-3 приведены эквивалентные теплопроводности пазовой изоляции в зависимости от толщины основной изоляции при наполнении машины воздухом.

Эквивалентная теплопроводность пазовой изоляции при водородном охлаждении выше, чем при воздушном охлаждении, для роторной обмотки в среднем в 1,25 раза, а для статорной — в 1,1 раза. Это повышение происходит за счет того, что теплопроводность водорода практически в 7,1 раза выше, чем воздуха.

Комбинированное тепловое сопротивление представляют также листы статорной стали, шихтованные в направлении оси машины. Здесь последовательно чередуются активная сталь, лак и воздушные промежутки. Теплопроводность поперек шихтовки сердечника в 10—12 раз меньше теплопроводности самой активной стали.

11-5. Теплоотдача с поверхности

В турбогенераторах практически всегда приходится иметь дело с принудительной системой охлаждения, т. е. с такой системой, при которой охлаждение нагретых частей машины про-

исходит за счет принудительного движения охлаждающей среды под действием вентиляторов, насосов и пр. При такой системе охлаждения теплоотдача от нагретого тела осуществляется в основном за счет конвекции.

При передаче тепла с поверхности нагретого тела к охлаждающей среде разность температуры охлаждаемой поверхности тела и температуры охлаждающей среды ($^{\circ}\text{C}$)

$$\vartheta_{\alpha} = W \frac{1}{\alpha},$$

где α — коэффициент теплоотдачи с поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Коэффициент теплоотдачи α зависит от свойств охлаждающей среды и характера ее движения, температуры, формы и состояния охлаждаемой поверхности, направления теплового потока и скорости движения среды.

Коэффициент α всегда определяется опытным путем на лабораторных установках. Если для данных условий охлаждения возможно его опытное определение, то, как правило, для α можно написать приближенное выражение в зависимости от скорости движения охлаждающей среды как определяющего фактора охлаждения. Например, коэффициент теплоотдачи для узких вентиляционных каналов сердечника статора при воздушном охлаждении $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$ определяется по формуле

$$\alpha_{\kappa. \text{в}} = \frac{1 + 0,25v}{0,045}, \quad (11-3)$$

где v — скорость движения охлаждающей среды, $\text{м}/\text{с}$.

Для каналов типа трубок с круглым или прямоугольным сечением при воздушном охлаждении коэффициент α может быть найден по приближенному выражению

$$\alpha_{\text{св}} = 165 \left(\frac{v}{40} \right)^{0,8}. \quad (11-4)$$

Наконец, для определения теплоотдачи с поверхности вращающегося ротора, имеющего окружную скорость v_2 , $\text{м}/\text{с}$, можно воспользоваться выражением

$$\alpha_{2\text{в}} = \frac{1 + 0,125v_2}{0,045}. \quad (11-5)$$

При переходе на водородное охлаждение с давлением водорода в корпусе, в H раз превышающем атмосферное, приведенные формулы примут вид

$$\alpha_H = 1,5\alpha_{\text{в}} H^{0,8}. \quad (11-6)$$

Увеличение коэффициента α при водородном охлаждении по сравнению с воздушным происходит за счет того, что теплопроводность водорода, как уже отмечалось, выше, чем у воздуха, в 7,1 раза. Приведенные выражения для определения коэффициента теплоотдачи справедливы для газовых систем ох-

лаждения. При водяном охлаждении в первом приближении коэффициент α часто может быть принят бесконечно большим.

Более точный и общий способ определения α может быть получен с помощью метода подобия. Этот метод нашел широкое применение в теплотехнике и других отраслях техники, где основным источником информации служат результаты эксперимента. Указанный метод состоит в том, что полученные экспериментальные данные обрабатываются в относительных безразмерных критериях, которые позволяют обобщить полученные данные для целого класса подобных явлений. Для этого необходимо только, чтобы безразмерные критерии у рассматриваемого явления и у обработанного эксперимента совпадали.

Критерий Рейнольдса, определяющий характер движения среды,

$$Re = vd/\nu,$$

где v — скорость течения охлаждающей среды, см/с; ν — кинематическая вязкость, см²/с; d — определяющий размер, см.

При $Re < 2300$ движение носит ламинарный характер. При этом скорость по сечению канала распределяется по параболическому закону, направление скорости параллельно стенкам канала. При достаточно длинных каналах (отношение длины канала к определяющему размеру больше 50) числу Рейнольдса, равному 10 000 и более, соответствует турбулентное движение. Распределение скорости по сечению канала равномерное, направление движения частиц носит хаотический характер. При числе Re между 2300 и 10 000 имеет место неустойчивый режим движения, при котором то или иное состояние движения будет зависеть от второстепенных факторов (состояние поверхности, изогнутость канала и пр.).

В практических случаях, когда каналы бывают относительно небольшой длины с шероховатой поверхностью или изгибами, как это имеет место, например, при транспозиции статорных стержней, можно считать, что устойчивое турбулентное движение будет существовать при $Re \geq 5000$.

Критерий Нуссельта, связывающий коэффициент теплоотдачи с геометрическими размерами и свойствами среды,

$$Nu = \alpha d/\lambda,$$

где λ — теплопроводность среды.

Критерий Прандтля, определяющий свойства охлаждающей среды,

$$Pr = \nu/a,$$

где a — температуропроводность охлаждающей среды.

Обычно по результатам эксперимента определяют зависимости числа Нуссельта от других критериев. При турбулентном движении среды в канале эта связь записывается в виде

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (11-7)$$

Отсюда может быть непосредственно вычислен коэффициент теплоотдачи. Определяющий размер d для канала с площадью поперечного сечения S и периметром Π вычисляется по формуле $d=4S/\Pi$ и называется эквивалентным диаметром.

Физические свойства важнейших газов и жидкостей, нашедших применение при охлаждении турбогенераторов, представлены в [3].

11-6. Тепловой расчет статора с косвенным охлаждением

Тепловой расчет статора с косвенным охлаждением обмотки обычно выполняется для одного пакета статора. При этом исходят из того положения, что наиболее нагретой частью будет обмотка в зоне горячего газа. Лобовые части обмотки при правильно выполненной вентиляционной схеме интенсивно охлаждаются холодными потоками и оказываются менее нагретыми, чем части обмотки, заложенные в пазы сердечника.

В расчете принимается, что потери, выделившиеся в обмотке и сердечнике на ширине одного пакета и канала, целиком отводятся через торцевые поверхности пакета и обмотки в радиальные вентиляционные каналы.

Тепловые сопротивления вдоль и поперек листов активной стали и теплоотдача от пакета в зазор и на спинку по наружной поверхности не учитываются. Расход газа ($\text{м}^3/\text{с}$) через один вентиляционный канал рассчитывается по формуле

$$L_{\Pi} = \frac{L}{n_{\kappa}} \left(2 - \frac{1}{n_c} \right), \quad (11-8)$$

где n_c — число струй горячего газа (см. § 5-12).

Средняя скорость газа в зоне спинки ($\text{м}/\text{с}$)

$$v_a = \frac{L_{\Pi} 10^6}{\pi b_{\kappa} D_{a0}} \quad (11-9)$$

и в зубцовой зоне

$$v_z = \frac{L_{\Pi} 10^6}{b_{\kappa} [\pi (D_1 + h_1) - Z_1 b_{\Pi}]}. \quad (11-10)$$

По этим скоростям можно определить коэффициенты теплоотдачи для спинки статора α_a , зубцов α_z в радиальном вентиляционном канале, пользуясь, например, выражениями (11-3) с поправкой для водородного охлаждения по (11-6).

Поверхности охлаждения сердечника статора в вентиляционном канале определяются для спинки по (8-46), а для зубцов по (8-48).

Суммарная поверхность охлаждения сердечника статора

$$S_{a,z} = S_a + S_z. \quad (11-11)$$

Средний коэффициент теплоотдачи сердечника в вентиляционном канале

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{\alpha_a S_a + \alpha_z S_z}{S_{a,z}}. \quad (11-12)$$

Потери в меди на длине одного пакета и канала (Вт)

$$Q_{\text{м.п}} = 2(Q_{\text{м}} + Q_{\text{м.ф}}) \frac{b_p + b_k}{l_{\text{вл}}} \cdot 10^3, \quad (11-13)$$

потери в сердечнике на длине одного пакета и канала

$$Q_{\text{с.п}} = \frac{Q_{\text{с}} + Q_{\text{кз}}}{n_k + 1} \cdot 10^3. \quad (11-14)$$

Теперь может быть определен перепад температуры на изоляции статорной обмотки ($^{\circ}\text{C}$)

$$\vartheta_i = W_{\text{н1}} \frac{b_{i1}}{\lambda_i} \cdot 10^{-3}, \quad (11-15)$$

где b_{i1} — односторонняя толщина изоляции по ширине паза, мм.

Превышение температуры активной стали над температурой холодного газа определится по формуле

$$\vartheta_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{м.п}} + Q_{\text{с.п}}}{2\alpha_{\text{ср}} S_{a,z}} + 0,8\vartheta. \quad (11-16)$$

Здесь принято, что нагрев охлаждающего газа в районе обмотки статора составляет 0,8 полного нагрева газа в машине (см. § 7-2).

Превышение температуры меди обмотки над температурой охлаждающего газа, входящего в машину из газоохладителя,

$$\vartheta_{\text{м1}} = \vartheta_i + \vartheta_{\text{с}}. \quad (11-17)$$

11-7. Тепловой расчет ротора с косвенным охлаждением

Тепловой расчет обмотки ротора выполним также для пазовой части. Потери, выделившиеся в обмотке возбуждения при косвенной системе охлаждения, проходят через корпусную изоляцию, сталь зубцов и снимаются с наружной поверхности ротора охлаждающим газом, циркулирующим в зазоре машины.

Следует отметить, что в роторе, кроме потерь, выделяющихся в меди обмотки, имеются также механические потери, связанные с трением поверхности бочки ротора о газ в зазоре, и электрические потери, выделяющиеся на поверхности ротора и обусловленные несинхронно вращающимися полями. Для упрощения расчета все эти потери, кроме потерь в меди обмотки, не учитываются.

Окружная скорость ротора (м/с) при $f_n = 50$ Гц определяется по формуле (см. § 3-2)

$$v_2 = 0,1 \frac{\pi D_2}{2\rho} \cdot \quad (11-18)$$

После этого может быть вычислен коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности ротора α_2 по (11-5) с учетом (11-6) для водородного охлаждения.

Температурный перепад на изоляции паза с односторонней толщиной b_{i2} ($^{\circ}\text{C}$)

$$\vartheta_{i2} = W_{п2} \frac{b_{i2}}{\lambda_i} \cdot 10^{-3}. \quad (11-19)$$

Температурный перепад по зубцу может быть определен выражением

$$\vartheta_{z2} = 0,5 \frac{W_{п2}}{\lambda_c} \frac{(h_2 - h_{к2})^2}{b_{1/2}} \cdot 10^{-3}. \quad (11-20)$$

Здесь $b_{1/2} = \frac{b_z + b_2}{2}$ — средняя ширина зубца, мм; $b_z = \frac{\pi(D_2 - 2h_2)}{Z_2'} - b_{п2}$ — ширина зубца в корне, мм; $b_2 = \frac{\pi D_2}{Z_2'} - b_{п2}$ — ширина зубца на наружной поверхности, мм.

Величина λ_c находится по табл. 11-2.

Условно принимая, что с бочки ротора тепло снимается только с наружной поверхности зуба, получаем выражение для температурного перепада между охлаждаемой поверхностью и газом ($^{\circ}\text{C}$)

$$\vartheta_{\alpha} = W_{п2} \frac{h_2 - h_{к2}}{\alpha_2 b_2}. \quad (11-21)$$

Среднее превышение температуры меди обмотки ротора будет

$$\vartheta_{м2} = \vartheta_{i2} + \vartheta_{z2} + \vartheta_{\alpha} + 0,5\vartheta. \quad (11-22)$$

Здесь принято, что нагрев газа в зазоре составляет 0,5 полного его нагрева в машине.

11-8. Тепловой расчет статора с непосредственным водяным охлаждением обмотки

При расчете принимается, что вода, циркулирующая в обмотке статора, отводит потери, выделяющиеся только в меди; потери же в зубцах и спинке сердечника отводятся водородом или воздухом, циркулирующим в радиальных вентиляционных каналах сердечника. При таком допущении картина распределения тепловых потоков достаточно близка к действительной и расчет температуры статора заметно упрощается.

Расход охлаждающей воды в обмотке может быть определен (дм³/с) по известному выражению

$$L_{\text{вод}} = \frac{Q_m + Q_{m.\Phi}}{c\vartheta_{\text{вод}}}, \quad (11-23)$$

причем нагрев воды в обмотке $\vartheta_{\text{вод}}$ согласно § 7-3 принимается обычно равным 15—30 °С.

Удельная объемная теплоемкость c равна 4,14 кДж/(дм³ × К), см. стр. 130.

Если стержень обмотки выполнен только из полых проводников, то превышение температуры меди, как это отмечалось, практически не будет отличаться от превышения температуры воды в ней. В том случае, если стержень выполнен из комбинированных проводников, превышение температуры меди (°С)

$$\vartheta_{m1} \approx \vartheta_{\text{вод}} + (4 \div 10). \quad (11-24)$$

Здесь добавкой (4 ÷ 10)°С учитывается перепад температуры на собственной изоляции элементарных проводников.

Скорость воды в обмотке статора (м/с)

$$v_{\text{вод}} = \frac{L_{\text{вод}} \cdot 10^3}{2n_{\text{вп}} m_{\text{п}} a_{\text{к1}} b_{\text{к1}}}, \quad (11-25)$$

где $2m_{\text{п}} a_{\text{к1}} b_{\text{к1}}$ — сечение каналов в стержне, мм²; $n_{\text{вп}}$ — число впусков воды в обмотку.

Если по воде соединяются последовательно два стержня, то очевидно, что число впусков воды $n_{\text{вп}}$ равно числу пазов статора Z_1 . Если охлаждаются параллельно все стержни, то $n_{\text{вп}} = 2Z_1$.

Полученное значение $v_{\text{вод}}$ следует сравнить с рекомендациями § 7-3. Скорость воды, меньшая рекомендованной, нежелательна, так как течение воды может принять ламинарный характер, что сопровождается заметным снижением коэффициента теплоотдачи. Повышение скорости по сравнению с рекомендованной приводит к увеличению требуемого напора, а также может вызвать эрозию стенок канала.

Превышение температуры сердечника может быть определено по формуле (11-16) для косвенного охлаждения, причем $Q_{\text{м.п}}$ следует принять равным нулю.

11-9. Тепловой расчет ротора с непосредственным водородным охлаждением

Если обмотка ротора имеет непосредственное охлаждение водородом с захватом газа из зазора машины, то может быть рекомендован следующий порядок теплового расчета.

Обмотка ротора по длине пазовой части разбивается на отсеки с забором и выпуском газа из расчета, что каждый отсек

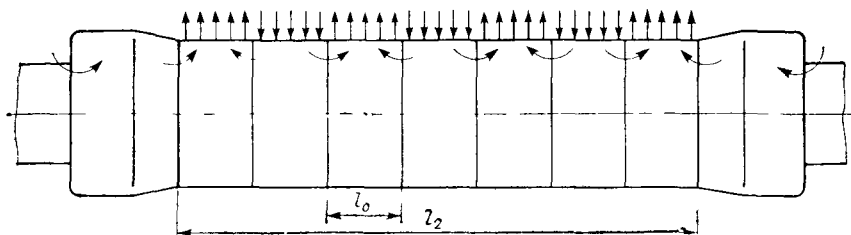


Рис 11-1 Схема разбивки ротора на отсеки

имеет длину $l_0 = 400 \div 600$ мм. Тогда число горячих отсеков будет

$$n_{c2} = \frac{1}{2} \left(\frac{l_2}{l_0} + 1 \right) \quad (11-26)$$

Если при этом сердечник статора также имеет многоструйную систему охлаждения, то рекомендуется, чтобы $n_c = n_{c2}$.

Схема разбивки ротора на отсеки с забором водорода из зазора машины показана на рис. 11-1, из которого видно, что число выходных отсеков на 1 больше, чем входных, и общее число отсеков $(2n_{c2} - 1)$ будет всегда нечетным. Поэтому при подборе числа отсеков можно поступить следующим образом: задавая значение $2n_{c2} - 1$ последовательно равным 3, 5, 7 и т. д., найдем подходящее значение

$$l_0 = \frac{l_2}{2n_{c2} - 1} \approx (400 \div 600) \text{ мм.} \quad (11-27)$$

При указанных значениях l_0 каждый отсек с забором газа обычно снабжается $n_{отв} = 14$ заборными отверстиями. Вентиляционные каналы внутри обмотки обычно имеют поперечное сечение $b_{к2} \cdot a_{к2} = 16 \cdot 5 \text{ мм}^2$. Скорость водорода в этих каналах, как показал опыт, составляет примерно 0,2 окружной скорости ротора v_2 . Если в клиньях обмотки статора устанавливаются специальные, выступающие в зазор между статором и ротором барьеры, то скорость в каналах может составить 0,3 окружной скорости ротора,

$$v_k = (0,2 \div 0,3) v_2. \quad (11-28)$$

Расход газа через один отсек и паз ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$L_{п2} = n_{отв} b_{к2} a_{к2} v_k \cdot 10^{-6} = 1,12 v_k \cdot 10^{-3}. \quad (11-29)$$

Потери в пазу обмотки возбуждения на длине **двух** смежных отсеков (Вт)

$$Q_{в.о} = i_n^2 r_{20}, \quad (11-30)$$

где сопротивление обмотки возбуждения на длине **двух** смежных отсеков

$$r_{20} = 1,34 \frac{s_{п2} 2l_0 10^{-3}}{q_{a2} 57}.$$

Теперь может быть определен нагрев газа внутри обмотки (°C)

$$\vartheta_2 = \frac{Q_{в.о}}{cL_{п2}} \cdot 10^{-3}, \quad (11-31)$$

причем c принимается по рекомендациям гл. 7.

Коэффициент теплоотдачи в канале может быть определен по формуле (11-4) с учетом (11-6).

Площадь поверхности охлаждения каналов в пределах двух смежных отсеков (m^2)

$$S_K = \Pi_K \sqrt{(l_0/2)^2 + h^2} \cdot 10^{-6}, \quad (11-32)$$

где Π_K — периметр охлаждения канала.

При боковых каналах катушки

$$\Pi_K = 2(b_{K2} + 2a_{K2}) n_{отв} = 2 \cdot (16 + 2 \cdot 5) \cdot 14 = 728 \text{ мм};$$

при внутренних каналах

$$\Pi_K = 2(2b_{K2} + 2a_{K2}) n_{отв} = 4 \cdot (16 + 5) \cdot 14 = 1176 \text{ мм}.$$

Температурный перепад между медью и газом в канале

$$\vartheta_{\alpha 2} = \frac{Q_{в.о}}{\alpha_{K2} S_K}. \quad (11-33)$$

Среднее превышение температуры меди обмотки над температурой входящего охлаждающего газа

$$\vartheta_{м2} = \vartheta_{\alpha 2} + 0,5\vartheta_2 + 0,5\vartheta. \quad (11-34)$$

При этом, как и ранее, нагрев газа в зазоре принят равным 0,5 полного нагрева газа в машине ϑ .

Превышение температуры обмотки ротора рекомендуется иметь не более 60—70 °C (см. § 11-1).

11-10. Тепловой расчет ротора с непосредственным водяным охлаждением

При непосредственном водяном охлаждении обмотки ротора также можно принимать, что водой отводятся потери, выделившиеся в меди. Потери на поверхности бочки, связанные с трением и полями рассеяния статорной обмотки, отводятся газом, циркулирующим в зазоре машины.

В этом случае расход охлаждающей воды (dm^3/c) определяется выражением

$$L_{вод2} = \frac{Q_{в}}{c\vartheta_{вод2}}, \quad (11-35)$$

где $Q_{в}$ рассчитывается для 60 °C (см. § 6-10).

Нагрев воды $\vartheta_{вод2}$ следует принимать согласно § 7-3 равным 25—35 °C.

Скорость воды в обмотке (м/с)

$$v_{\text{вод2}} = \frac{L_{\text{вод2}} \cdot 10^3}{n_{\text{вп2}} q_{\text{к2}}}, \quad (11-36)$$

где $n_{\text{вп2}}$ — число впусков воды в обмотку.

Обычно число впусков воды равно числу катушек обмотки $Z_2/2$. Для машин большой мощности с целью снижения скорости воды осуществляют дополнительно несколько впусков воды в катушку.

Так же как и в случае статорной обмотки, температура меди может приниматься равной температуре воды:

$$\vartheta_{\text{м2}} = \vartheta_{\text{вод2}}. \quad (11-37)$$

11-11. Пример теплового расчета

Таблица 11-4

Обозначение	Источник	Действия	Значение
-------------	----------	----------	----------

Сердечник статора

В § 5-14 принята одноструйная система вентиляции с числом горячих струй $n_c = 1$. По воде соединяются два стержня последовательно, т. е. $n_{\text{вп}} = Z_1 = 60$

L , м ³ /с	§ 10-7	—	48,0
n_k	§ 5-14	—	73
$L_{\text{п}}$, м ³ /с	(11-8)	$48 \cdot (2-1)/73$	0,657
v_a , м/с	(11-9)	$0,657 \cdot 10^3 / (10\pi \cdot 2235)$	9,36
D_{a0} , мм	§ 5-14	—	2235
v_z , м/с	(11-10)	$0,657 \cdot 10^3 / \{10 [\pi (1295 + 220) - 60 \cdot 31]\}$	22,66
α_a , Вт/(м ² ·К)	(11-3)	$(1 + 0,25 \cdot 9,36) \cdot 1,5 \cdot 4^{0,8} / 0,045$	337
α_z , Вт/(м ² ·К)	(11-6)	$(1 + 0,25 \cdot 22,66) \cdot 1,5 \cdot 4^{0,8} / 0,045$	673
S_a , м ²	§ 8-8	—	3,51
S_z , м ²	§ 8-8	—	0,638
$S_{a,z}$, м ²	(11-11)	$3,51 + 0,638$	4,148
$\alpha_{\text{ср}}$, Вт/(м ² ·К)	(11-12)	$(337 \cdot 3,51 + 673 \cdot 0,638) / 4,148$	389
$Q_{\text{с. п}}$, Вт	(11-14)	$(616 + 809) \cdot 10^3 / (73 + 1)$	19 260
$\vartheta_{\text{с}}$, °С	(11-16)	$\frac{19 260}{2 \cdot 389 \cdot 4,148} + 0,8 \cdot 17,5$	20,0

Обмотка статора

$\vartheta_{\text{вод}}$, °С	§ 7-3	—	20
$L_{\text{вод}}$, дм ³ /с	(11-23)	$(662 + 276) / (4,14 \cdot 20)$	11,33

Обозначение	Источник	Действия	Значение
$\vartheta_{м1}, ^\circ\text{C}$	(11-24)	$20 + 4$	24
$a_{k1}, \text{мм}$	} Табл. 5-6	—	2
$b_{k1}, \text{мм}$		—	5,5
$m_{п}$	Табл. 10-1	—	6
$v_{вод}, \text{м/с}$	(11-25)	$11,33 \cdot 10^3 / (2 \cdot 60 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 5,5)$	1,43

Это соответствует рекомендации § 7-3

Обмотка ротора

$l_0, \text{мм}$		Предварительно принимаем по § 11-9	400
$n_{с2}$	(11-26)	$\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{5210}{400} + 1 \right)$	7

Окончательно принимаем

$n_{с2}$			7
$l_0, \text{мм}$		$5210 / (2 \cdot 7 - 1)$	400
$v_2, \text{м/с}$	(11-18)	$\pi \cdot 1075 / (2 \cdot 10)$	169
$v_k, \text{м/с}$	(11-28)	$0,2 \cdot 169$	33,8
$L_{п2}, \text{м}^3/\text{с}$	(11-29)	$1,12 \cdot 33,8 \cdot 10^{-3}$	0,0378
$r_{20}, \text{Ом}$	§ 11-9	$1,34 \cdot 7 \cdot 2 \cdot 400 / (312,6 \cdot 57 \cdot 10^3)$	0,000421
$Q_{в, 0}, \text{Вт}$	(11-30)	$3440^2 \cdot 0,000421$	4982
$\vartheta_2, ^\circ\text{C}$	(11-31)	$4982 / (4,4 \cdot 0,0378 \cdot 10^3)$	30
$\alpha_{к2}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	(11-4) и (11-6)	$165 \left(\frac{33,8}{40} \right)^{0,8} \cdot 1,5 \cdot 4^{0,8}$	656
$S_k, \text{м}^2$	(11-32) и рис. 6-8	$728 \sqrt{\left(\frac{400}{2} \right)^2 + 104,5^2 \cdot 10^{-6}}$	0,164
$\vartheta_{a2}, ^\circ\text{C}$	(11-33)	$4982 / (656 \cdot 0,164)$	46,2
$\vartheta_{м2}, ^\circ\text{C}$	(11-34)	$46,2 + 0,5 \cdot 30 + 0,5 \cdot 17,5$	70

Это находится в пределах, указанных в § 11-9.

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

12-1. Общие замечания

Механический расчет производится с целью определения прочности отдельных узлов машины.

При вращении ротора на его элементы действуют центробежные силы от собственной массы и массы удерживаемых ими деталей. В аварийных случаях (внезапный сброс нагрузки) частота вращения ротора может возрасти до $(1,1 \div 1,15)n_n$. Для проверки прочности изготовленный ротор подвергается испытанию в течение двух минут на повышенной частоте вращения, называемой разгонной, равной в соответствии с ГОСТ $n_p = 1,2 n_n$. Для этой частоты вращения производится расчет напряжений и деформаций ротора от центробежных сил.

Большие механические напряжения возникают в элементах статора и ротора при аварийных коротких замыканиях. Существенное значение имеют собственные (критические) частоты валопровода ротора, сердечника статора и пр.

Ниже изложена методика механического расчета наиболее нагруженных узлов турбогенератора.

На основании расчетных напряжений и запасов прочности, установленных практикой электромашиностроения, можно произвести выбор материалов для деталей генератора. Коэффициенты запаса прочности вычисляются относительно предела текучести материала σ_s и для каждого конкретного случая указаны в § 6-2. Предельные свойства материалов, применяемых в настоящее время, приведены в табл. 12-1.

Таблица 12-1. Механические свойства материалов

Деталь	σ_s , МПа	σ_B , МПа	δ , %	Материал
Вал ротора	650	800	16	Турбороторная сталь
Бандажное кольцо	1050	1150	20	Аустенитная немагнитная сталь
Центрирующее кольцо	850	980	12	Сталь
Клинья ротора	320	450	10	Дюралюминий
	750	900	10	Титановый сплав
Нажимные кольца статора	160	360	15	Немагнитная сталь
Нажимные пальцы	300	550	12	Немагнитная сталь
Ребра крепления стали статора	420	630	16	Сталь

Примечание. Здесь σ_B — временное сопротивление разрыву; δ — относительное удлинение.

12-2. Расчет зубца и клина ротора

Зубцы ротора нагружены собственными центробежными силами и центробежными силами обмотки и пазовых клиньев. Если через C_n обозначить центробежную силу содержимого паза, а через β угол наклона клина, который обычно принимается равным 45° (рис. 12-1), то из условия равновесия клина на зубец будет действовать сила $C_n/(2 \cos \beta)$, направленная перпендикулярно к плоскости 1—1.

С другой стороны зубца через плоскость 2—2 на него действует такая же сила. На рис. 12-1 видно, что обе силы приложены симметрично относительно оси зубца и составляют с ней угол $\beta - \gamma$, где $\gamma = 180^\circ/Z_2'$ — половина угла между осями соседних пазов. Равнодействующая сила, растягивающая зубец,

$$C'_n = C_n \frac{\cos(\beta - \gamma)}{\cos \beta}. \quad (12-1)$$

Кроме того, зубец в любом сечении растягивается центробежной силой части зубца, расположенной выше этого сечения. Поэтому наиболее опасным в отношении прочности является корень зубца шириной b_z . При больших заплечиках клина опасным может оказаться сечение головки зубца шириной b_s . В сечениях шириной b_z и b_s вычисляются средние напряжения растяжения.

Центробежная сила обмотки ротора, действующая на клин, вызывает в нем касательные напряжения среза и нормальные напряжения изгиба и сжатия. Как показали испытания, для турбогенераторов с прямоугольным пазом прочность клина определяется только напряжением среза в хвосте клина. Эти на-

пряжения достигают своего максимального значения на площадке 3—3 (рис. 12-1), расположенной под углом $\beta/2$ к оси паза. Для роторов с форсированным охлаждением принимается, что часть клина, имеющая вентиляционные отверстия, нагрузки не несет.

Головка зубца, так же как и клин, рассчитывается на срез.

Для определения напряжений в зубце и клине помимо размеров ротора и обмоточных данных необходимо вычислить дополнительные величины (расчет производится на 1 мм длины

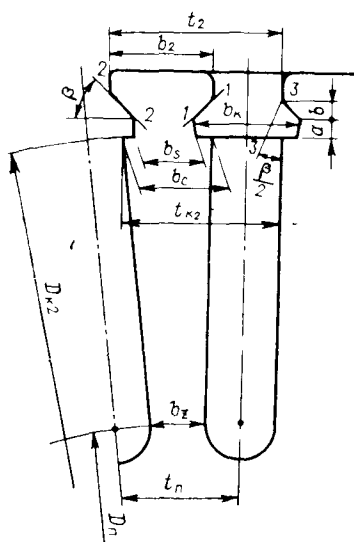


Рис. 12-1. Зубец и клин ротора

Таблица 12-2. Формулы для расчета размеров на рис. 12-1

Уровень	Диаметр	Шаг	Размер зубца и клина
По верху зубца	D_2	$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z'_2}$	$b_2 = t_2 - b_{п2}$
По основанию клина	$D_{к2} = D_2 - 2h_{к2}$	$t_{к2} = \frac{\pi D_{к2}}{Z'_2}$	$b_{к} = b_{п2} + (10 \div 15);$ $b_s = t_{к2} - b_{к};$ $b_c = t_{к2} - b_{п2}$
По дну паза	$D_{п} = D_2 - 2h_2$	$t_{п} = \frac{\pi D_{п}}{Z'_2}$	$b_z = t_{п} - b_{п2}$

пазовой части ротора, геометрические размеры выражаются в миллиметрах).

Формулы для расчета размеров, обозначенных на рис. 12-1, приведены в табл. 12-2.

Диаметры центров тяжести головки зубца и клина

$$d_{к} = D_2 - h_{к2}; \quad (12-2)$$

меди и изоляции

$$d_{м} = d_{к} - h_2; \quad (12-3)$$

зубца

$$d_z = D_2 - \frac{2}{3} h_2 \frac{b_2 + 2b_z}{b_2 + b_z}. \quad (12-4)$$

Массы элементов ротора, необходимые для расчета, представлены в табл. 12-3.

Как известно, центробежная сила

$$C = Gr_{и} \omega^2 = Gr_{и} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2,$$

где G — масса детали; $r_{и}$ — радиус инерции.

Формула для C может быть представлена в виде

$$C = AGD_{и},$$

где коэффициент (c^{-2})

$$A = \frac{(2\pi)^2 n_p^2}{60^2 \cdot 2 \cdot 10^3} = 5,5 \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2.$$

Диаметр инерции кольца определяется как

$$D_{и} = \frac{D_{и} + D_{вн}}{2} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{1 - \alpha}{1 + \alpha} \right)^2 \right],$$

Таблица 12-3. Масса элементов ротора, приходящаяся на миллиметр длины, и плотность материалов

Элементы	Удельная масса, кг/мм	Плотность, кг/мм ³
Медь в пазу	$G'_m = \gamma_m q_{a2} s_{п2}$	$\gamma_m = 8,9 \cdot 10^{-6}$
Медь лобовой части обмотки на одну сторону	$G'_л = 1,3 \gamma_m q_{a2} s_{п2} \frac{Z_2}{2p}$	
Изоляция	$G'_i = \gamma_i [b_{п2} (h_2 - h_{к2}) - q_{в2} s_{п2}]$	$\gamma_i = 2,5 \cdot 10^{-6}$
Клин	$G'_к = \gamma_k b_{п2} h_{к2}$	Дюралюминий $\gamma_k = 2,8 \cdot 10^{-6}$; титановый сплав $\gamma_k = 3,6 \cdot 10^{-6}$
Головка зубца	$G'_г = \gamma_c b_2 h_{к2}$	
Зубец, включая головку	$G'_z = \gamma_c h_2 \frac{b_2 + b_z}{2}$	$\gamma_c = 7,85 \cdot 10^{-6}$

где D_n и $D_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры кольца, а $\alpha = D_{вн}/D_n$.

В дальнейших расчетах, когда это не вызывает заметной погрешности, диаметр инерции заменен диаметром центра тяжести сечения.

Центробежная сила при разгонной частоте вращения ротора:
содержимого паза

$$C_n = A [(G'_m + G'_i) d_m + G'_к d_k]; \quad (12-5)$$

головки зубца

$$C_r = A G'_г d_k; \quad (12-6)$$

зубца

$$C_z = A G'_z d_z. \quad (12-7)$$

Сила, растягивающая зубец, вызываемая центробежными силами содержимого паза, вычисляется по формуле (12-1).

Напряжения растяжения в корне зубца от центробежных сил зубца и обмотки

$$\sigma_z = \frac{C'_n + C_z}{b_z}. \quad (12-8)$$

Напряжения растяжения в ослабленном сечении головки зубца

$$\sigma_r = \frac{C'_n + C_r}{b_s}. \quad (12-9)$$

Максимальные напряжения среза в головке зубца

$$\tau_r = \frac{C_n + C_r}{2(h_{к2} - a)} \frac{1}{1 - \operatorname{tg}^2(\beta/2)}. \quad (12-10)$$

Напряжения среза в клине

$$\tau_k = \frac{C_n}{2(a + b)} \frac{1}{1 - \operatorname{tg}^2(\beta/2)} k, \quad (12-11)$$

где a и b см. на рис. 12-1; обычно $a = 0,45 h_{к2}$; $b = 0,2 h_{к2}$.

В формуле (12-11) коэффициент k характеризует увеличение напряжений в клине за счет вентиляционных отверстий в нем. Для роторов с форсированным охлаждением по принципу забора газа из зазора коэффициент k вычисляется по формуле

$$k = \frac{l}{l - l_{ок}}, \quad (12-12)$$

где l — расстояние между отверстиями клина по длине ротора; $l_{ок}$ — осевая ширина отверстия в клине.

Для того чтобы унифицировать производство клиньев, подклиновой изоляции и фрезерование меди, обычно расстояния между отверстиями в клиньях принимаются равными $l = 27$ мм, а отверстие в клине в осевом направлении $l_{ок} = 14$ мм. Тогда по (12-12)

$$k = \frac{27}{27 - 14} = 2,08.$$

Для роторов с другими системами охлаждения $k = 1$.

Расчетные напряжения на основании опыта эксплуатации генераторов должны составлять:
для зубца

$$\sigma_z, \sigma_r \leq 0,5\sigma_s;$$

для клина

$$\tau_k \leq 0,4\sigma_s.$$

12-3. Расчет тела бочки ротора

Бочка ротора подвергается действию собственных центробежных сил и распределенных по периферии центробежных сил зубцовой зоны. Прочность ее определяется тангенциальными напряжениями, которые достигают максимального значения на поверхности центрального отверстия и уменьшаются по направлению к наружной поверхности. Радиальные напряжения, вызываемые центробежными силами, малы и спадают к центральному отверстию до нуля.

Тангенциальные напряжения на поверхности центрального отверстия вычисляются по формуле

$$\sigma_0 = \eta_1 \frac{C_p}{2\pi h_p} + \eta_{12} \frac{C_{pz}}{2\pi h_p}. \quad (12-13)$$

Центробежная сила спинки бочки ротора

$$C_p = 4,1A \cdot 10^{-6} D_n^3 (1 - \alpha_p^3). \quad (12-14)$$

Центробежная сила, действующая на спинку бочки ротора от зубцовой зоны,

$$C_{pz} = (C'_n + C_z) Z'_2; \quad (12-15)$$

высота спинки бочки ротора

$$h_p = \frac{D_n - D_0}{2}; \quad (12-16)$$

отношение диаметра центрального отверстия к диаметру бочки ротора по дну паза

$$\alpha_p = D_0/D_n. \quad (12-17)$$

Здесь и в дальнейшем формулы для центробежных сил деталей представлены в расчетном виде. Масса деталей определяется как произведение плотности материала и объема детали. Величины $C_p/(2\pi h_p)$ и $C_{pz}/(2\pi h_p)$ представляют собой средние напряжения, возникающие в теле ротора. Коэффици-

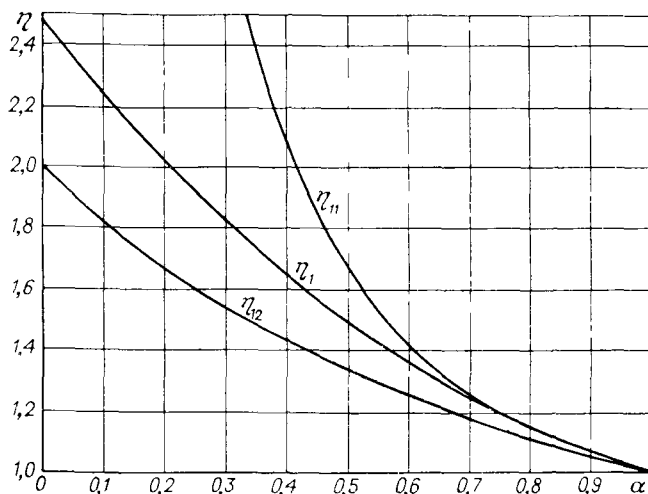


Рис. 12-2. Вспомогательные кривые для расчета напряжений в толстостенном цилиндре (коэффициент Пуассона $\mu=0,3$)

$$\eta_1 = \frac{3}{4} \frac{3+\mu+\alpha^2(1-\mu)}{1+\alpha+\alpha^2}; \quad \eta_{11} = \frac{1+\alpha^2}{\alpha(1+\alpha)}; \quad \eta_{12} = \frac{2}{1+\alpha}$$

енты η_1 и η_{12} характеризуют отношение максимальных напряжений, возникающих в бочке, к средним. Значения η_1 и η_{12} в зависимости от α_p определяются по рис. 12-2.

Напряжения на поверхности центрального отверстия не должны превышать $(0,5 \div 0,6) \sigma_s$.

12-4. Расчет бандажного узла

Бандажный узел ротора турбогенератора (рис. 12-3) является наиболее напряженным в механическом отношении. Бандажное кольцо при вращении ротора удерживает лобовую часть обмотки от радиальных перемещений и нагружается центробежными силами: собственной и лобовой части обмотки. Центрирующее кольцо испытывает деформации от центробежных сил собственной массы.

Для того чтобы деформированные центробежными силами бандажное и центрирующее кольца вследствие усилий не могли сместиться вдоль оси ротора, а также для предотвращения коррозии следует обеспечить надежное соединение деталей. Это достигается посадкой бандажного кольца в горячем состоянии с начальной разницей посадочных диаметров (натягом) на центрирующее кольцо и бочку ротора или только на центрирующее кольцо. Центрирующее кольцо может быть посажено на вал также с натягом. Натяг должен выбираться из условия, чтобы в номинальном режиме работы генератора от-

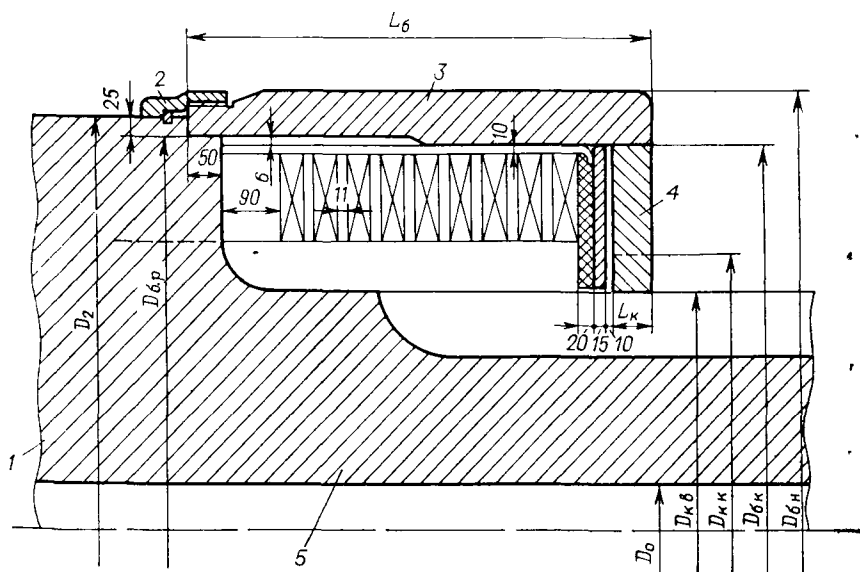


Рис. 12-3. К расчету бандажного узла

1 — бочка ротора, 2 — гайка, 3 — бандажное кольцо; 4 — центрирующее кольцо, 5 — вал

существовала возможность сдвига элементов бандажного узла относительно друг друга. Для этого частота вращения, при которой натяг обращается в ноль, называемая разъединительной частотой n_0 , должна быть выше номинальной.

Горячая посадка бандажного кольца на центрирующее и бочку ротора и центрирующего кольца на вал вызывает в них дополнительные напряжения.

Таким образом, для бандажного узла необходимо рассчитать напряжения от центробежных сил и посадочных усилий и определить натяги.

Для упрощения расчета ниже рассматривается случай с жестким центрирующим кольцом (обычно для крупных турбогенераторов применяются однопосадочные конструкции с посадкой только на бочку ротора (см. рис. 2-14, а) и реже — эластичные центрирующие кольца).

Для выполнения указанных выше расчетов необходимо определить все размеры элементов бандажного узла. На рис. 12-3 представлены размеры изоляции, шайб и промежутков, обычно применяемых для бандажных узлов роторов с непосредственным водородным охлаждением. Прочие размеры обычно берутся из чертежа, так как при механических расчетах основная конструктивная проработка узлов должна быть уже произведена. Однако для предварительной оценки размеров могут быть рекомендованы следующие приближенные соотношения (для роторов с непосредственным водородным охлаждением):

h_6 — средняя радиальная толщина бандажного кольца, приблизительно определяется по рис. 6-1;

$L_k = 50 \div 80$ мм — осевая длина центрирующего кольца;

$L_6 = \frac{Z_2}{4p} (b_{m2} + 11) + L_k + (150 \div 200)$ — осевая длина бандажного кольца;

$D_{6.k} = D_2 - 2h_{k2} - 4$ — диаметр посадки бандажного кольца на центрирующее;

$D_{6.n} = D_{6.k} + 2h_6 + 20$ — наружный диаметр бандажного кольца;

$D_{6.p} = D_2 - 2 \cdot 25$ — диаметр посадки бандажного кольца на заточку ротора;

$D_{к.в} = D_{6.k} - 2h - 100 \div 200$ — диаметр посадки центрирующего кольца на вал; формулу h см, на стр. 141.

Кроме того, для дальнейших расчетов необходимо вычислить диаметры центров тяжести и площади радиальных сечений элементов бандажного узла, а также отношения внутренних диаметров элементов к наружным. Формулы для расчета этих величин сведены в табл. 12-4. Для лобовой части обмотки диаметр центра тяжести можно приблизительно определить как

$$D_{л} = D_{6.k} - 2 \cdot 10 - h. \quad (12-18)$$

Тангенциальные напряжения от центробежных

Таблица 12-4. Диаметры центров тяжести и площади радиальных сечений элементов бандажного узла

Элемент бандажного узла	Диаметр центра тяжести, мм	Площадь радиального сечения, мм ²	Отношение внутреннего диаметра к наружному
Бандажное кольцо	$D_6 = \frac{D_{б.н} + D_{б.к}}{2}$	$F_6 = h_6 L_6$	$\alpha_6 = \frac{D_{б.к}}{D_{б.н}}$
Центрирующее кольцо	$D_k = \frac{D_{к.к} + D_{к.в}}{2}$	$F_k = \frac{D_{к.к} - D_{к.в}}{2} L_k$	$\alpha_k = \frac{D_{к.в}}{D_{к.к}}$
Вал на длине центрирующего кольца	$D_v = \frac{D_{к.в} + D_0}{2}$	$F_v = \frac{D_{к.в} - D_0}{2} L_k$	$\alpha_v = \frac{D_0}{D_{к.в}}$

сил вычисляются на внутренних поверхностях, где они достигают своих максимальных значений, определяемых по формулам, аналогичным (12-13). При расчете напряжений бандажное и центрирующее кольца рассматриваются как толстостенные цилиндры. Центробежная сила лобовой части обмотки считается равномерно распределенной по длине и окружности бандажного кольца. Формулы для расчета центробежных сил приведены в табл. 12-5.

Тангенциальные напряжения при разгонной частоте вращения при этом будут:

для бандажного кольца

$$\sigma_6 = \frac{\eta_1 C_6 + \eta_{11} C_{д}}{2\pi F_6} \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2; \quad (12-19)$$

для центрирующего кольца

$$\sigma'_k = \frac{\eta_1 C_k}{2\pi F_k} \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2. \quad (12-20)$$

Коэффициенты η_1 и η_{11} определяются по кривым рис. 12-2 для α с индексом, соответствующим индексу определяемого напряжения.

Выбор посадочных натягов рассматривается на примере двухпосадочного бандажного узла как более общего варианта. При консольном исполнении бандажного узла для расчета пригодны те же формулы, но разъединительная частота вращения центрирующего кольца и вала принимается равной нулю. При отставленном бандаже следует положить равной нулю разъединительную частоту бандажного кольца и бочки ротора.

Таблица 12-5. Формулы для расчета бандажного узла

Элемент бандажного узла	Центробежная сила при 1000 об/мин, Н	Средняя центробежная податливость, мм/Н	Коэффициент деформации, мм
Бандажное кольцо	$C_6 = 135 F_6 D_6^2 \cdot 10^{-6}$	$\lambda'_6 = D_6 / (2\pi E F_6)$	По внутреннему диаметру $k_6 = (\zeta_1 C_6 + \xi_{11} C_{\lambda}) \lambda'_6$
Лобовая часть обмотки	$C_{\lambda} = 5,5 G'_{\lambda} s_2 D_{\lambda}$	—	—
Центрирующее кольцо	$C_K = 22,6 L_K D_K^3 (1 - \alpha_K^3) \cdot 10^{-6}$	$\lambda_K = D_K / (2\pi E F_K)$	По внутреннему диаметру $k_{K1} = \zeta_1 C_{\lambda_K}$ по наружному диаметру $k_{K2} = \zeta_2 C_{\lambda_K}$
Вал на длине центрирующего кольца	$C_B = 22,6 L_K D_{K.B}^3 (1 - \alpha_B^3) \cdot 10^{-6}$	$\lambda'_B = D_B / (2\pi E F_B)$	По наружному диаметру $k_B = \zeta_2 C_{\lambda'_B}$
Зубцы ротора*	—	—	$k_z = \frac{2}{E} \psi (C'_n + \nu C_z) \frac{h_z - h_{K2}}{b_z} \left(\frac{1000}{n_p} \right)^2$
Бочка ротора**	—	$\lambda'_p = (D_n + D_0) / (4\pi E h_p)$	$k_p = (\zeta_2 C_p + \xi_{22} C_{p2}) \lambda'_p \left(\frac{1000}{n_p} \right)^2 + k_z$

* Формула k_z имеет вид обычной формулы для деформации стержня длиной $h_z - h_{K2}$ постоянного сечения площадью $1 \cdot b_z$, нагруженного по концам силами $C'_n (1000/n_p)^2$ и $C_z (1000/n_p)^2$.

** Значение λ'_n по приведенной формуле получается в квадратных миллиметрах на ньютон.

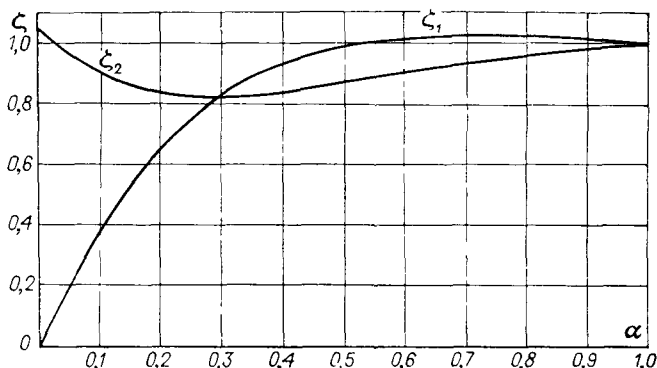


Рис. 12-4. Вспомогательные кривые для определения деформаций от собственных центробежных сил в толсто-стенном цилиндре ($\mu=0,3$)

$$\xi_1 = \frac{3}{2} \frac{3+\mu+\alpha^2(1-\mu)}{(1+\alpha)(1+\alpha+\alpha^2)} \alpha; \quad \xi_2 = \frac{3}{2} \frac{1-\mu+\alpha^2(3+\mu)}{(1+\alpha)(1+\alpha+\alpha^2)}$$

Для определения натягов предварительно вычисляются коэффициенты деформации цилиндров — величины, численно равные центробежной деформации при частоте вращения 1000 об/мин. Они различны для внутренних и наружных поверхностей и вычисляются как произведение коэффициента деформации соответствующего тонкостенного цилиндра и поправочного коэффициента ξ_1 — для внутренней и ξ_2 — для наружной поверхности. Эти коэффициенты зависят от α и приведены на рис. 12-4. Коэффициент деформации тонкостенного цилиндра

$$k = C\lambda,$$

где C — полная центробежная сила, действующая на цилиндр при $n=1000$ об/мин; $\lambda = D/(2\pi EF)$ — центробежная податливость тонкостенного цилиндра; D — диаметр центра тяжести цилиндра; F — площадь радиального сечения цилиндра; $E = 21 \cdot 10^4$ МПа — модуль упругости стали.

При действии на цилиндр внешних центробежных сил коэффициент деформации вычисляется аналогично, но имеет поправочные коэффициенты ξ_{11} , ξ_{12} , ξ_{22} , приведенные на рис. 12-5.

Формулы коэффициентов деформации элементов приведены в табл. 12-5. Формулы величин, необходимых для определения k , представлены в табл. 12-3, 12-4 и 12-5. Коэффициенты ξ и ξ определяются по рис. 12-4 и 12-5 в зависимости от α с индексом, соответствующим индексу определяемой величины.

Поправочные коэффициенты ψ и ν характеризуют: первый — трапецидальность зубца, второй — распределенность нагрузки от собственных центробежных сил зубца по высоте.

Величины ψ в зависимости от $\beta_z = b_c/b_z$ и ν в зависимости от β_z и $\alpha_z = D_n/D_{k2}$ представлены на рис. 12-6. Коэффициент де-

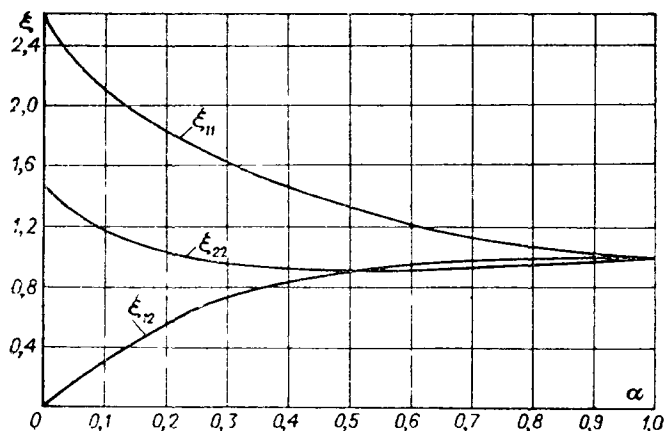


Рис. 12-5 Вспомогательные кривые для определения деформаций от внешней нагрузки в толстостенном цилиндре ($\mu=0,3$)

$$\xi_{11} = 2 \frac{(1+\alpha^2) + \mu(1-\alpha^2)}{(1+\alpha)^2};$$

$$\xi_{22} = 2 \frac{(1+\alpha^2) - \mu(1-\alpha^2)}{(1+\alpha)^2}; \quad \xi_{12} = \frac{4\alpha}{(1+\alpha)^2}$$

формации бочки ротора равен сумме коэффициентов деформации спинки и зубца.

Обозначим разьединительные частоты вращения: бандажного и центрирующего колец $n_{0б}$, бандажного кольца и бочки ротора $n_{0р}$, центрирующего кольца и вала $n_{0в}$.

Чем выше разьединительная частота вращения, тем больше должен быть посадочный натяг деталей. Натяг ограничивается как температурой нагрева насаживаемых деталей, так и посадочными напряжениями. Завышение натягов может привести к перенапряжению элементов бандажного узла и, значит, к снижению надежности работы машины. В то же время разьединительные частоты вращения по возможности не

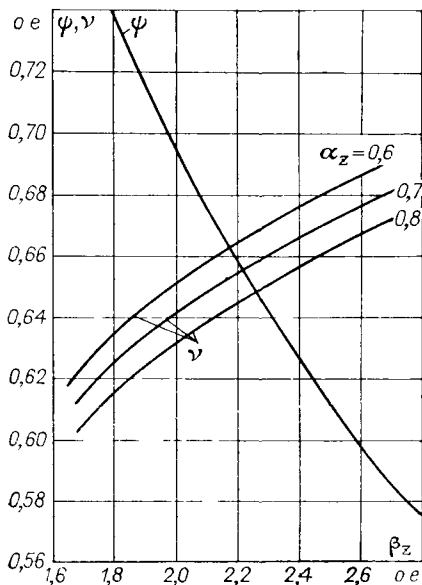


Рис. 12-6 Вспомогательные кривые для определения деформаций зубцов

должны быть меньше разгонной, так как разъединение посадки при испытании на повышенную частоту вращения может повлечь нарушение балансировки ротора. Из этих соображений для двухполюсных турбогенераторов с диаметром ротора менее 850 мм разъединительные частоты вращения выбираются $n_{об}$, $n_{ор}$, $n_{ов} \geq 3800$ об/мин. Для турбогенераторов с диаметром ротора свыше 850 мм при такой разъединительной частоте вращения обеспечение прочности ротора может оказаться затруднительным; поэтому рекомендуется назначать $n_{об} = 3600 \div 3800$ об/мин, $n_{ор} = 3200 \div 3600$ об/мин, $n_{ов} \geq 3800$ об/мин. При $p=2$ принимается $n_0 \geq 1,3 n_n$.

Деформации элементов бандажного узла при частоте вращения n в месте посадки равны $\Delta_D = k \left(\frac{n}{1000} \right)^2$. При разъединительной частоте вращения n_0 разность деформаций сопрягаемых деталей равна натягу, т. е.

$$\delta = (k_1 - k_2) \left(\frac{n_0}{1000} \right)^2.$$

Формулы для расчета натягов посадки приведены в табл. 12-6.

При определении натяга между бандажным кольцом и бочкой ротора из-за значительной осевой длины бандажного кольца пренебрегают влиянием его посадки на центрирующее кольцо. При $n_{ов} > n_{об}$, что имеет место для большинства крупных турбогенераторов, при вычислении натяга между бандажным и центрирующим кольцами следует учесть влияние посадки центрирующего кольца на вал. При $n_{ов} = n_{об}$ этим влиянием пренебрегают.

Для определения тангенциальных напряжений элементов от посадки необходимо вычислить посадочные усилия между сопрягаемыми деталями. Посадочные усилия рассчитываются из условия равенства деформаций по посадочным поверхностям. При определении посадочного усилия между бандажным кольцом и бочкой ротора податливость бочки ротора принимается равной нулю. Расчет остаточных натягов Δ и посадочных усилий Q также представлен в табл. 12-6. В таблице

$$\lambda_6 = \frac{0,58}{E} \sqrt{\frac{D_6}{h_6^3}} \text{ — податливость бандажного кольца от поса-}$$

дочных усилий, определенная по формуле для длинной тонкостенной оболочки;

$\lambda_b = \xi_{22} \lambda_b'$ — податливость вала по наружному диаметру от усилия, приложенного там же;

$\lambda_{11} = \xi_{11} \lambda_k$ — податливость центрирующего кольца по внутреннему диаметру от усилия, приложенного там же;

$\lambda_{12} = \xi_{12} \lambda_k$ — податливость по наружному диаметру от усилия, приложенного на внутреннем диаметре;

Таблица 12-6 Формулы для расчета натягов посадки бандажного узла

Посадка	Натяг посадки, мм	Остаточный натяг при разгонной скорости вращения, мм	Усилие между элементами посадки, Н
Бандажного кольца на бочку ротора	$\delta_{\delta p} = (k_{\delta} - k_p) \left(\frac{n_{op}}{1000} \right)^2$	$\Delta_{\delta p} = \delta_{\delta p} - (k_{\delta} - k_p) \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2$	$Q_{\delta p} = - \frac{\Delta_{\delta p}}{\lambda_{\delta}}$
Центрирующего кольца на вал	При $n_{0в} > n_{0б}$ $\delta_{\kappa в} = (k_{\kappa 1} - k_{в}) \left(\frac{n_{0в}}{1000} \right)^2$	$\Delta_{\kappa в} = \delta_{\kappa в} - (k_{\kappa 1} - k_{в}) \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2$	$Q_{\kappa в} = \frac{\Delta_{\kappa в} + v_{\delta} \Delta_{\delta \kappa}}{\lambda_{11} + \lambda_{в} - v_{\delta} \lambda_{12}}$
Бандажного кольца на центрирующее	При $n_{0в} > n_{0б}$ $\delta_{\delta \kappa} = [k_{\delta} - k_{\kappa 2} + v_{в} (k_{\kappa 1} - k_{в})] \times \left(\frac{n_{0б}}{1000} \right)^2 - v_{\delta} \delta_{\kappa в}$ при $n_{0в} = n_{0б}$ $\delta_{\delta \kappa} = (k_{\delta} - k_{\kappa 2}) \left(\frac{n_{0б}}{1000} \right)^2$	$\Delta_{\delta \kappa} = \delta_{\delta \kappa} - (k_{\delta} - k_{\kappa 2}) \times \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2$	$Q_{\delta \kappa} = \frac{\Delta_{\delta \kappa} + v_{в} \Delta_{\kappa в}}{\lambda_{\delta} + \lambda_{\kappa 2} - v_{в} \lambda_{12}}$

$\lambda_{22} = \xi_{22} \lambda_K$ — податливость по наружному диаметру от усилия, приложенного там же;

$$\nu_B = \frac{\lambda_{12}}{\lambda_{11} + \lambda_B}; \quad \nu_6 = \frac{\lambda_{12}}{\lambda_6 + \lambda_{22}}.$$

Тангенциальные напряжения от посадки на внутренних поверхностях элементов определяются для бандажного кольца по формуле для оболочки, а для центрирующего — по формуле, аналогичной (12-13).

Формулы тангенциальных напряжений от посадки, суммарных напряжений, а также напряжений в элементах от центробежных сил приведены в табл. 12-7.

Допускаемые напряжения для бандажного кольца $0,63\sigma_s$, для центрирующего $(0,5 \div 0,6)\sigma_s$.

Температуры нагрева бандажного кольца, необходимые для насаживания его на центрирующее кольцо ($t_{6,к}$) и бочку ротора ($t_{6,р}$), вычисляются (в градусах Цельсия) по формулам

$$t_{6,к} = \frac{\delta_{6,к}}{\alpha_{6t} D_{6,к}}; \quad (12-21)$$

$$t_{6,р} = \frac{\delta_{6,р}}{\alpha_{6t} D_{6,к}}, \quad (12-22)$$

где $\alpha_{6t} = 17 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ — температурный коэффициент линейного расширения немагнитной стали.

Таблица 12-7. Формулы для расчета тангенциальных напряжений на внутренних поверхностях элементов бандажного узла при разгонной скорости, МПа

Элемент	Напряжение от центробежных сил	Напряжение от посадки	Суммарное напряжение
Бандажное кольцо	$\sigma_6 = \frac{\eta_1 C_6 + \eta_{11} C_{дл}}{2\pi F_6} \times \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2$	<p>В месте посадки на бочку ротора</p> $\sigma'_{6,р} = \frac{0,58 Q_{6,р}}{\sqrt{D_6 h_6^3}} \quad \left \quad \sigma_{6,р} = \sigma_6 + \sigma'_{6,р} \right.$ <p>В месте посадки на центрирующее кольцо</p> $\sigma'_{6,к} = \frac{0,58 Q_{6,к}}{\sqrt{D_6 h_6^3}} \quad \left \quad \sigma_{6,к} = \sigma_6 + \sigma'_{6,к} \right.$	
Центрирующее кольцо	$\sigma'_к = \frac{\eta_1 C_к}{2\pi F_к} \left(\frac{n_p}{1000} \right)^2$	$\sigma''_к = \frac{\eta_{11} Q_{кв} - \eta_{12} Q_{6к}}{2\pi F_к}$	$\sigma_к = \sigma'_к + \sigma''_к$

Температура нагрева центрирующего кольца для посадки его на вал ($^{\circ}\text{C}$)

$$t_k = \frac{\delta_{к.в.}}{\alpha_l D_{к.в.}}, \quad (12-23)$$

где $\alpha_l = 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ — температурный коэффициент линейного расширения стали.

Температура бандажного кольца при посадке обычно не должна превышать 200°C из-за опасения повредить подбандажную изоляцию лобовых частей обмотки.

12-5. Критические частоты вращения ротора

Критические частоты вращения соответствуют частотам свободных изгибных колебаний вала. При частотах вращения ротора, совпадающих с критическими, резко возрастает его вибрация. При тщательной балансировке ротора и при критических частотах вращения вибрации могут быть доведены до необходимых норм. Однако эксплуатация роторов при условии, что критическая частота совпадает с номинальной, чрезвычайно осложняется. Поэтому ротор турбогенератора должен быть спроектирован таким образом, чтобы его критические частоты вращения были достаточно удалены от рабочих. Для надежной работы генератора отстройка его критических частот от номинальной должна составлять не менее 10 %.

При вычислении частот свободных изгибных колебаний вал турбогенератора на двух подшипниках рассматривается как балка на двух шарнирных опорах. Колебания вала описываются системой дифференциальных уравнений. Точное решение задачи о колебаниях вала переменного сечения связано с трудностями. Для турбогенераторов достаточно знать первую или первые две частоты свободных колебаний, а для особенно длинных роторов — и третью критическую частоту. Приближенную формулу для этих частот можно получить, считая, что форма колебаний $y(x)$ и форма изгибающего момента $M(x)$ такие же, как для балки постоянного сечения:

$$y(x) = Y_m \sin \frac{k\pi x}{l};$$

$$M(x) = M_m \sin \frac{k\pi x}{l},$$

где Y_m и M_m — пространственные амплитуды деформации балки и изгибающего момента; x — координата, отсчитываемая вдоль оси вала.

Для вычисления критической частоты с номером k ротор между осями подшипников разбивают на m участков (рис. 12-7) с постоянными на каждом участке изгибным моментом инерции J_i и погонной массой q_i (где i — номер участка). При этом должны быть учтены массы деталей, расположенных на валу

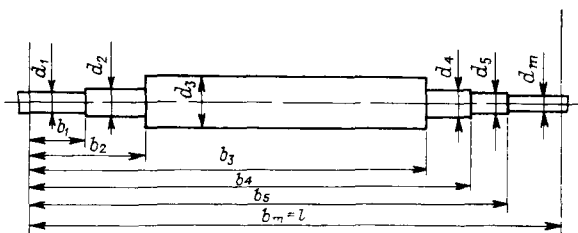


Рис 12.7 К расчету критических частот вращения

(обмотка, бандаж, вентилятор и т. д.). Начало координат помещают на оси какого-либо подшипника и находят координаты b_i конца каждого участка. Затем вычисляют безразмерные координаты $x_i = kb_i/l$, где l — расстояние между осями подшипников, и вспомогательную функцию

$$\Phi(x) = x - \frac{\sin 2\pi x}{2\pi}.$$

Для каждого участка рассчитывают приращение этой функции $\Delta_i = \Phi(x_i) - \Phi(x_{i-1})$, после чего составляют суммы

$$q^* = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^m \Delta_i q_i \quad \text{и} \quad \frac{1}{J^*} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i}{J_i}.$$

Если размеры выражены в миллиметрах, а массы в килограммах, то k -я критическая частота вычисляется как

$$n_{k \text{ к}} = \frac{\omega_{k \text{ к}}}{2\pi} \frac{60}{\text{с}} = \frac{\pi^2 k^2}{2\pi l^2} \sqrt{gE \frac{J^*}{q^*}} = \frac{1,353 k^2}{l^2} \frac{10^6}{\text{с}^2} \sqrt{\frac{J^*}{q^*}}. \quad (12-24)$$

Расчет удобно производить в табличной форме.

Для вала круглого сечения погонная масса $q_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \gamma_{\text{с}} = 6,16 \cdot 10^{-6} d_i^2$ (кг/мм), а момент инерции $J_i = \pi d_i^4 / 64$ (мм⁴).

Момент инерции бочки ротора вычисляется по формуле (мм⁴)

$$J_{d, q} = \frac{\pi D_2^4}{64} - \frac{Z_2 b_{n2} h_2 D_{n2}^2}{8} (1 \pm \alpha), \quad (12-25)$$

где $D_{n2} = D_2 - h_2$ — диаметр по центру тяжести паза.

Коэффициент $\alpha = (2 \sin \pi \gamma) / \left(Z_2 \sin \frac{2\pi}{Z_2'} \right)$ учитывает неодинаковую жесткость ротора по осям d и q и в зависимости от числа пазов Z_2 и пазовых делений Z_2' представлен в табл. 12-8.

Таблица 12-8. Значения коэффициента α в зависимости от числа пазов ротора Z_2 и пазовых делений Z_2'

Z_2'	Z_2								
	12	16	20	24	28	32	36	40	44
15	0,242								
16	0,306								
17	0,367								
18	0,423								
19	0,470								
20	0,514	0,238							
21	0,552	0,290							
22	0,586	0,336							
23	0,616	0,380							
24	0,643	0,419	0,192						
25		0,456	0,234						
26		0,487	0,275						
27		0,521	0,314						
28		0,549	0,353						
29		0,574	0,384	0,200					
30		0,600	0,416	0,236					
31		0,620	0,450	0,270					
32		0,641	0,474	0,300					
33			0,499	0,334	0,175				
34			0,523	0,361	0,207				
35			0,546	0,388	0,236				
36			0,566	0,416	0,265				
37			0,586	0,439	0,291				
38			0,606	0,464	0,318	0,183			
39			0,622	0,486	0,344	0,207			
40			0,639	0,506	0,369	0,236			
41				0,527	0,394	0,262			
42				0,546	0,414	0,286			
43				0,568	0,436	0,308	0,187		
44				0,579	0,456	0,333	0,211		
45				0,597	0,476	0,353	0,235		
46				0,611	0,494	0,376	0,256		
47				0,624	0,511	0,395	0,278		
48				0,638	0,528	0,416	0,300	0,190	
49					0,545	0,434	0,322	0,215	
50					0,559	0,451	0,342	0,235	
51					0,574	0,468	0,361	0,256	
52					0,587	0,485	0,378	0,274	

Z'_2	Z_1								
	12	16	20	24	28	32	36	40	44
53					0,601	0,501	0,398	0,294	0,195
54					0,615	0,516	0,413	0,318	0,215
55					0,626	0,530	0,431	0,333	0,238
56					0,638	0,544	0,447	0,350	0,252
57						0,557	0,462	0,368	0,272
58						0,571	0,477	0,384	0,290
59						0,584	0,492	0,400	0,308
60						0,595	0,506	0,413	0,324
61						0,607	0,519	0,430	0,341
62						0,620	0,532	0,446	0,356
63						0,628	0,545	0,458	0,372
64						0,638	0,556	0,472	0,386
65							0,568	0,484	0,402
66							0,579	0,498	0,413
67							0,590	0,510	0,429
68							0,601	0,522	0,442
69							0,611	0,534	0,456
70							0,620	0,544	0,467
71							0,630	0,555	0,478
72							0,638	0,564	0,490
73								0,575	0,502
74								0,586	0,514
75								0,596	0,523
76								0,603	0,533
77								0,613	0,544
78								0,622	0,554
79								0,630	0,564
80								0,637	0,573
81									0,582
82									0,590
83									0,599
84									0,607
85									0,616
86									0,623
87									0,630
88									0,638

Таблица 12-9. Значения функции $\Phi(x) = x - \frac{\sin 2\pi x}{2\pi}$

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
0,000	0,0000000	0,088	0,00448	0,290	0,1360
0,002	0,0000000	0,090	0,00479	0,295	0,1422
0,004	0,0000004	0,092	0,00512	0,300	0,149
0,006	0,0000014	0,094	0,00545	0,305	0,155
0,008	0,0000034	0,096	0,00581	0,310	0,162
0,010	0,0000066	0,098	0,00619	0,315	0,170
0,012	0,000011	0,100	0,0066	0,320	0,176
0,014	0,000018	0,105	0,0075	0,325	0,183
0,016	0,000027	0,110	0,0086	0,330	0,191
0,018	0,000038	0,115	0,0098	0,335	0,198
0,020	0,000053	0,120	0,0110	0,340	0,206
0,022	0,000070	0,125	0,0125	0,345	0,213
0,024	0,000091	0,130	0,0140	0,350	0,221
0,026	0,000115	0,135	0,0156	0,355	0,229
0,028	0,000144	0,140	0,0174	0,360	0,237
0,030	0,000177	0,145	0,0192	0,365	0,246
0,032	0,000215	0,150	0,0212	0,370	0,254
0,034	0,000258	0,155	0,0234	0,375	0,262
0,036	0,000306	0,160	0,0256	0,380	0,271
0,038	0,000360	0,165	0,0280	0,385	0,280
0,040	0,000420	0,170	0,0305	0,390	0,289
0,042	0,000487	0,175	0,0332	0,395	0,297
0,044	0,000560	0,180	0,0360	0,400	0,306
0,046	0,000640	0,185	0,0390	0,405	0,316
0,048	0,000725	0,190	0,0420	0,410	0,325
0,050	0,000820	0,195	0,0453	0,415	0,334
0,052	0,00092	0,200	0,0486	0,420	0,343
0,054	0,00103	0,205	0,0522	0,425	0,353
0,056	0,00115	0,210	0,0560	0,430	0,362
0,058	0,00128	0,215	0,0597	0,435	0,372
0,060	0,00142	0,220	0,0637	0,440	0,381
0,062	0,00157	0,225	0,0678	0,445	0,391
0,064	0,00172	0,230	0,0721	0,450	0,401
0,066	0,00188	0,235	0,0766	0,455	0,411
0,068	0,00204	0,240	0,0812	0,460	0,420
0,070	0,00226	0,245	0,0859	0,465	0,430
0,072	0,00245	0,250	0,0908	0,470	0,440
0,074	0,00266	0,255	0,0959	0,475	0,450
0,076	0,00289	0,260	0,1012	0,480	0,460
0,078	0,00312	0,265	0,1066	0,485	0,470
0,080	0,00337	0,270	0,1121	0,490	0,480
0,082	0,00362	0,275	0,1178	0,495	0,490
0,084	0,00389	0,280	0,1237	0,500	0,500
0,086	0,00418	0,285	0,1297	0,505	0,510

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
0,510	0,520	0,730	0,8879	0,920	0,99663
0,515	0,530	0,735	0,8935	0,922	0,99688
0,520	0,540	0,740	0,8988	0,924	0,99711
0,525	0,550	0,745	0,9041	0,926	0,99734
0,530	0,560	0,750	0,9092	0,928	0,99755
0,535	0,570	0,755	0,9141	0,930	0,99774
0,540	0,580	0,760	0,9188	0,932	0,99796
0,545	0,589	0,765	0,9234	0,934	0,99812
0,550	0,599	0,770	0,9279	0,936	0,99828
0,555	0,609	0,775	0,9322	0,938	0,99843
0,560	0,619	0,780	0,9363	0,940	0,99858
0,565	0,628	0,785	0,9403	0,942	0,99872
0,570	0,638	0,790	0,9441	0,944	0,99885
0,575	0,647	0,795	0,9478	0,946	0,99897
0,580	0,657	0,800	0,9514	0,948	0,99908
0,585	0,666	0,805	0,9547	0,950	0,999180
0,590	0,675	0,810	0,9580	0,952	0,999275
0,595	0,684	0,815	0,9611	0,954	0,999360
0,600	0,694	0,820	0,9640	0,956	0,999440
0,605	0,703	0,825	0,9668	0,958	0,999513
0,610	0,711	0,830	0,9695	0,960	0,999580
0,615	0,720	0,835	0,9720	0,962	0,999640
0,620	0,729	0,840	0,9744	0,964	0,999694
0,625	0,738	0,845	0,9766	0,966	0,999742
0,630	0,746	0,850	0,9788	0,968	0,999785
0,635	0,754	0,855	0,9808	0,970	0,999823
0,640	0,763	0,860	0,9826	0,972	0,999856
0,645	0,771	0,865	0,9844	0,974	0,999885
0,650	0,779	0,870	0,9860	0,976	0,999909
0,655	0,787	0,875	0,9875	0,978	0,999930
0,660	0,794	0,880	0,9890	0,980	0,999947
0,665	0,802	0,885	0,9902	0,982	0,999962
0,670	0,809	0,890	0,9915	0,984	0,999973
0,675	0,817	0,895	0,9926	0,986	0,999982
0,680	0,824	0,900	0,99343	0,988	0,999989
0,685	0,831	0,902	0,99381	0,990	0,9999934
0,690	0,838	0,904	0,99419	0,992	0,9999966
0,695	0,845	0,906	0,99455	0,994	0,9999986
0,700	0,8514	0,908	0,99488	0,996	0,9999996
0,705	0,8578	0,910	0,99521	0,998	1,0000000
0,710	0,8641	0,912	0,99552	1,000	1,0000000
0,715	0,8703	0,914	0,99582		
0,720	0,8763	0,916	0,99611		
0,725	0,8822	0,918	0,99638		

П р и м е ч а н и е. При расчете критических скоростей x округлять до значений, указанных в таблице.

Целая часть $\Phi(x)$ равна целой части x , а дробная часть находится по дробной части x с помощью табл. 12-9.

Выше предполагалось, что опоры ротора являются абсолютно жесткими. В действительности же опоры обладают податливостью. Влияние податливости опор на первую критическую частоту несущественно и поэтому не учитывается.

Вторая критическая частота ротора с учетом податливости опор

$$n'_{к2} = n_{к2}/v, \quad (12-26)$$

где

$$v = \sqrt{1 + \frac{3,3 \cdot 10^7 \lambda J^*}{l^3}} = \sqrt{1 + \frac{24,09 J^*}{l^3}};$$

λ — податливость опор; по опытным данным $\lambda = 0,73 \cdot 10^{-6}$ мм/Н.

12-6. Расчет нажимных колец, пальцев и стяжных ребер статора

В расчете принято, что в результате воздействия усилия запрессовки P на кольцо оно примет коническую форму и его поперечное сечение повернется в целом относительно своего первоначального положения. Кольцо, удерживаемое ребрами, можно считать опертым на диаметр D_p (рис. 12-8). Нагрузка создает выкручивающий момент относительно опоры.

Для расчета следует вычертить сечение нажимного кольца в масштабе так, как показано в примере расчета (см. рис. 12-10). Для определения положения центра тяжести сечения его разбивают на простейшие фигуры (прямоугольники); положение центра тяжести каждой такой фигуры является очевидным. Принимают вспомогательную координатную систему x', y' . Положение этих осей произвольно, например, такое, как на рис. 12-8. Вычисляют коор-

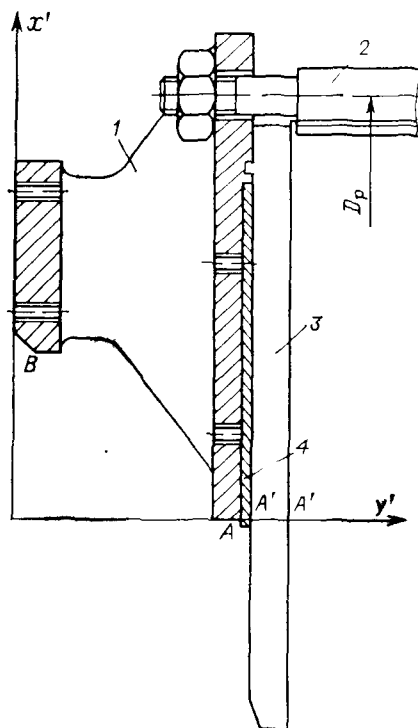


Рис 12-8. Нажимная плита статора
1 — плита; 2 — стяжное ребро статора;
3 — палец; 4 — медный экран

динаты центров тяжести простейших фигур x'_i , y'_i и их площади F_i . Тогда координаты общего центра тяжести сечения определяются равенствами

$$x_c = \frac{\sum x'_i F_i}{\sum F_i}; \quad y_c = \frac{\sum y'_i F_i}{\sum F_i}.$$

В этом центре тяжести помещается начало координат x , y и вычисляется диаметр центра тяжести D_c . Рассчитывается изгибный момент инерции сечения кольца относительно центральной оси x обычным способом:

$$J_c = \sum \frac{h_i b_i^3}{12} + \sum y_i^2 F_i,$$

где b_i — осевые размеры простейших фигур; h_i — их радиальные размеры; y_i — координаты их центров тяжести в центральных осях.

Если считать, что давление p_c распределено равномерно по всей поверхности активной стали, то суммарный момент, вызывающий нажимное кольцо, будет (Н · мм)

$$M_1 = p_c \left[C_1 D_a^3 - \frac{1}{2} \sum q_{п1} (D_p - D_1 - h_1) \right], \quad (12-27)$$

где

$$C_1 = \frac{\pi}{8} \left[(1 - \alpha_1^2) \beta_1 - \frac{2}{3} (1 - \alpha_1^3) \right];$$

$$\alpha_1 = D_1/D_a; \quad \beta_1 = D_p/D_a;$$

D_p — диаметр расположения ребер. Давление p_c принимается обычно равным 1,2—1,7 МПа.

Поверхность кольца, обращенная к сердечнику, сжимается. Наибольшие напряжения сжатия кольца в точке A (МПа) будут

$$\sigma_A = \frac{M_1 (N_{п1} - y_c)}{2\pi J_c} \frac{D_c}{D_A}, \quad (12-28)$$

где D_A — диаметр кольца в точке A ; $N_{п1}$ — осевая ширина кольца.

Поверхность кольца, удаленная от сердечника, растягивается. Напряжения растяжения в кольце в точке B будут

$$\sigma_B = \frac{M_1 y_c}{2\pi J_c} \frac{D_c}{D_B}, \quad (12-29)$$

где D_B — диаметр кольца в точке B .

Нажимные пальцы также изгибаются от давления p_c . Для наиболее опасного сечения $A'-A'$ на рис. 12-8 этот момент будет

$$M_2 = p_c \left[C_2 D_A^3 - \frac{1}{2} \sum q_{п1} (D_A - D_1 - h_1) \right], \quad (12-30)$$

где

$$C_2 = \frac{\pi}{8} \left[(1 - \alpha_2^2) - \frac{2}{3} (1 - \alpha_2^3) \right].$$

Здесь $\alpha_2 = D_1/D_A$.

Максимальное напряжение изгиба в пальце

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{6M_2}{Zts^2}, \quad (12-31)$$

где Z — общее число пальцев; t — тангенциальный, а s — осевой размер пальца в сечении $A'-A'$; общее число пальцев Z согласуется с числом пазов статора Z_1 : на каждый зубец может быть предусмотрен один или два пальца.

Нажимные кольца удерживаются ребрами, на которых укреплен сердечник. Число ребер m_p кратно числу пазов статора, обычно принимают $m_p = Z_1/2$ или $Z_1/3$.

Из условия равновесия нажимного кольца усилие P , растягивающее ребра, равно полному усилию запрессовки сердечника статора:

$$P = p_c S_{a,z} \cdot 10^6, \quad (12-32)$$

где $S_{a,z}$ рассчитывается по (11-11).

Напряжение растяжения в наименьшем сечении ребра с диаметром d вычисляется по формуле

$$\sigma_p = \frac{4P}{\pi d^2 m_p}. \quad (12-33)$$

Для нажимного кольца и пальцев наибольшие допустимые напряжения составляют $(0,9 \div 0,98) \sigma_s$. В ребрах, работающих на растяжение, допускаются напряжения не более $0,6 \sigma_s$. Пределы текучести материалов указаны в табл. 12-1.

12-7. Вибрации сердечника статора

Сила магнитного тяжения, вызывающая вибрацию сердечника, распределена по окружности периодически и имеет наибольшее значение в тех точках, где индукция в зазоре достигает максимума. Поэтому частота возмущающего усилия равна удвоенной номинальной частоте, т. е. 100 Гц.

Под действием силы магнитного тяжения сердечник деформируется. Деформация, как и усилие, распределена по окружности периодически: в двухполюсных турбогенераторах она имеет четырехузловой характер, а в четырехполюсных — восьмиузловой. Радиальная вибрация сердечника оценивается удвоенной амплитудой колебаний и зависит от силы магнитного тяжения, жесткости сердечника и динамического коэффициента

$$k_d = \frac{1}{1 - (2f_H/f_C)^2},$$

который характеризует близость частоты возмущающего усилия $2\dot{f}_н$ к собственной частоте колебаний сердечника f_c , т. е. близость к резонансу. Если обозначить $m_d = 2p$ — число периодов деформации на окружности, то собственная частота колебаний (Гц) может быть найдена как

$$f_c = \frac{m_d(m_d^2 - 1)}{2\pi \sqrt{m_d^2 + 1}} \frac{4h_{a1}}{D_{a0}^2} \sqrt{\frac{E_c}{12\gamma_3\eta e}} \cdot 10^3, \quad (12-34)$$

где $\gamma_3 = 7,6 \cdot 10^3$ кг/м³ — плотность стали сердечника; $E_c = 13 \times 10^4$ МПа — модуль упругости сердечника вдоль проката; $D_{a0} = D_a - h_{a1}$ — средний диаметр спинки; $\eta = (G_{a1} + G_{z1} + G_{m1}) : G_{a1}$ — отношение массы собранного сердечника к массе спинки; $e = 1 + m_d^2 (h_{a1}/D_{a0})^2$ и характеризует изгибную жесткость сердечника.

При подстановке указанных величин выражение (12-34) принимает вид:
при $m_d = 2$

$$f_c = 5,65 \frac{h_{a1}}{D_{a0}^2} \sqrt{\frac{E_c}{\eta e}} \cdot 10^3; \quad (12-34a)$$

при $m_d = 4$

$$f_c = 31 \frac{h_{a1}}{D_{a0}^2} \sqrt{\frac{E_c}{\eta e}} \cdot 10^3. \quad (12-34b)$$

Удвоенная амплитуда радиальных колебаний сердечника (в микрометрах) может быть определена по выражению

$$A_m = \frac{1}{(m_d^2 - 1)^2} \left(\frac{D_{a0}}{2} \right)^4 \frac{P_m}{E_c J_a} k_d \cdot 10^3, \quad (12-35)$$

где

$$P_m = \frac{B_\delta^2}{2\mu_0} l_1 \frac{D_1}{D_{a0}} = 0,8 B_\delta^2 l_1 \frac{D_1}{D_{a0}}$$

— сила магнитного тяжения, приходящаяся на единицу длины средней линии окружности спинки статора; $J_a = l_e h_{a1}^3 / 12$ — момент инерции радикального сечения спинки относительно оси машины.

При подстановке P_m и J_a в (12-35) получим

$$A_m = \frac{300}{(m_d^2 - 1)^2} \frac{B_\delta^2}{E_c} \left(\frac{D_{a0}}{h_{a1}} \right)^3 \frac{l_1 D_1}{l_e} k_d. \quad (12-35a)$$

Из этих формул видно, что для четырехполюсной машины ($m_d = 4$) амплитуда вибраций значительно меньше, чем для двухполюсной ($m_d = 2$), несмотря на увеличение D_{a0} и D_1 . Так, обычно в двухполюсных турбогенераторах амплитуда вибрации сердечника при холостом ходе составляет 30—50 мкм, а у четырехполюсных 5—15 мкм. Поэтому в четырехполюсных

турбогенераторах упругая подвеска сердечника не предусматривается.

Следует обратить внимание на необходимость достаточной отстройки собственной (резонансной) частоты f_c от 100 Гц. Для двухполосных машин обычно рекомендуется, чтобы $f_c \geq 140 \div 150$ Гц. Тогда динамический коэффициент не превысит 2. У четырехполосных машин f_c обычно выше 200—300 Гц и динамический коэффициент при этом меньше, чем у двухполосных.

По существующим нормам двойная амплитуда вибраций сердечника не должна превосходить 50 мкм.

Для уменьшения амплитуды колебаний (когда по расчету значение A получается выше допустимого) следует увеличить высоту спинки статора или ориентировать направление проката холоднокатаной стали поперек потока в спинке, так как модуль упругости сердечника E_c поперек проката в 1,5 раза выше, чем вдоль проката. Однако при такой ориентации стали существенно возрастают потери в спинке статора. Поэтому к переориентации стали следует прибегать лишь в крайнем случае, когда высота спинки, необходимая для уменьшения колебаний, чрезмерно велика и неблагоприятно влияет на диаметр корпуса машины.

12-8. Пример механического расчета

Пределы текучести материалов вала, бандажного и центрирующего колец должны быть (см. табл. 12-10—12-14)

$$\sigma_{sv} \geq \frac{\sigma_z}{0,5} = \frac{247}{0,5} = 494 \text{ МПа.}$$

Принимаем материал вала с пределом текучести $\sigma_{sv} = 550$ МПа, который меньше предельно достигнутой величины, приведенной в табл. 12-1.

Допустимое напряжение среза в дюралюминиевом клине $[\tau] = 0,4\sigma_{ск} = 0,4 \cdot 250 = 100$ МПа, где $\sigma_{ск}$ принято по табл. 12-1.

По полученным результатам расчета $[\tau] > \tau_k$.

Коэффициент запаса по пределу текучести на поверхности центрального отверстия (см. табл. 12-11)

$$k = \frac{\sigma_{sv}}{\sigma_0} = \frac{550}{297} = 1,85.$$

Коэффициент запаса находится в пределах, указанных в § 6-2.

Выбираем для бандажного кольца немагнитную сталь (см. табл. 12-12—12-14) с пределом текучести $\sigma_s = 1000$ МПа. Допустимое напряжение $[\sigma] = 0,63\sigma_s = 630$ МПа, т. е. $[\sigma] > \sigma_{ск}$. Для центрирующего кольца выбираем сталь с пределом текучести 600 МПа. Допустимые напряжения для центрирующего кольца $[\sigma_k] = 0,6\sigma_s = 0,6 \cdot 600 = 360$ МПа. По результатам расчета $[\sigma_k] > \sigma_k$.

Таблица 12-10. Зубец и клин ротора

Обозначение	Источник	Действия	Значение
D_2 , мм	§ 4-8	—	1075
t_2 , мм	Табл. 12-2	$\pi \cdot 1075/52$	64,95
b_2 , мм		64,95—32,5	32,45
D_{K2} , мм		1075—2·34	1007
t_{K2} , мм		$\pi \cdot 1007/52$	60,84
b_K , мм		32,5 + 12,5	45,0
b_3 , мм		60,84—45	15,84
b_c , мм		60,84—32,5	28,34
D_{II} , мм		1075—2·148,5	778
b_z , мм	§ 6-11	—	14,5
d_K , мм	(12-2)	1075—34	1041
d_M , мм	(12-3)	1041—148,5	892,5
d_z , мм	(12-4)	$1075-2 \cdot 148,5 \cdot (32,45 + 2 \cdot 14,5)$ $3 \cdot (34,45 + 14,5)$	945,4
G'_M , кг/мм	Табл. 12-3	$8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 312,6 \cdot 7$	0,0195
G'_{II} , кг/мм		$1,3 \cdot 8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 312,6 \cdot 7 \cdot 36/2$	0,456
G'_I , кг/мм		$2,5 \cdot 10^{-6} [32,5 \cdot (148,5-34)-381,2 \cdot 7]$	0,00263
G'_K , кг/мм		$2,8 \cdot 10^{-6} \cdot 32,5 \cdot 34$	0,00309
G'_r , кг/мм		$7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 32,45 \cdot 34$	0,00866
G'_z , кг/мм		$7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 148,5 \cdot (32,45 + 14,5)/2$	0,0274
n_p , об/мин	§ 12-1	1,2·3000	3600
A , л/с ²	§ 12-2	$5,5 \cdot (3600/1000)^2$	71,3
C_{II} , Н/мм	(12-5)	$71,3 [(0,0195 + 0,00263) \cdot 892,5 + 0,00309 \cdot 1041]$	1637
C_r , Н/мм	(12-6)	$71,3 \cdot 0,00866 \cdot 1041$	643
C_z , Н/мм	(12-7)	$71,3 \cdot 0,0274 \cdot 945,4$	1847
β	§ 12-2	—	45°
γ	§ 12-2	180/52	3°27'
C'_{II} , Н/мм	(12-1)	$1637 \cos (45^\circ - 3^\circ 27') / \cos 45^\circ = 1637 \times$ $\times 0,748/0,707$	1732
σ_z , МПа	(12-8)	$(1732 + 1847)/14,5$	247
σ_r , МПа	(12-9)	$(1732 + 643)/15,84$	150
τ_r , МПа	(12-10)	$1637 + 643$ $2 (34-15,3)(1-\text{tg}^2 22,5^\circ)$	73,6

Обозначение	Источник	Действия	Значение
τ_k , МПа	(12-11)	$\frac{1637}{2(15,3 + 6,8)(1 - \lg^2 22,5^\circ)} \cdot 2,08$	93
a , мм	§ 12-2 и рис. 12-1	0,45·34	15,3
b , мм	То же	0,2·34	6,8
k	Стр. 191	—	2,08

Таблица 12-11. Тело бочки ротора

Обозначение	Источник	Действия	Значение
D_0 , мм	§ 6-11	—	130
α_p	(12-7)	130/778	0,167
h_p , мм	(12-16)	(778—130)/2	324
C_p , Н/мм	(12-14)	$4,1 \cdot 71,3 \cdot 778^3 (1 - 0,167^3) \cdot 10^{-6}$	137 000
C_{p2} , Н/мм	(12-15)	(1732 + 1847)·52	186 000
η_1	Рис. 12-2*	—	2,08
η_{12}	Рис. 12-2*	—	1,72
σ_0 , МПа	(12-13)	$(2,08 \cdot 137\,000 + 1,72 \cdot 186\,000) / (2\pi \times 324)$	297

* η_1 и η_{12} в функции α_p .

Температура нагрева бандажного кольца, необходимая для насаживания его на центрирующее кольцо, по (12-21)

$$t_{б.к} = \frac{\delta_{б.к}}{\alpha_{б.т} D_{б.к}} = \frac{2,04}{17 \cdot 10^{-6} \cdot 1003} = 120^\circ \text{C},$$

на бочку ротора (по 12-22)

$$t_{б.р} = \frac{\delta_{б.р}}{\alpha_{б.т} D_{б.р}} = \frac{1,76}{17 \cdot 10^{-6} \cdot 1025} = 101^\circ \text{C},$$

что меньше допустимой (см. § 12-4).

Температура нагрева центрирующего кольца для насадки его на вал по (12-23)

$$t_k = \frac{\delta_{к.в}}{\alpha_t D_{к.в}} = \frac{0,913}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 620} = 123^\circ \text{C}.$$

Таблица 12-12. Расчет бандажного узла (см. рис. 12-3)

Обозначение	Источник	Действия	Значение
h_6 , мм	§ 12-4	Принимаем по рис 6-1	68
L_K , мм			50
L_6 , мм		$\frac{36}{4} \cdot (28 + 11) + 50 + 150 \div 200 =$ $= 551 \div 601$	600
D_{6K} , мм		$1075 - 2 \cdot 34 - 4$	1003
D_{6H} , мм		$1003 + 2 \cdot 68 + 20 = 1159$	1160
D_{6P} , мм		$1075 - 2 \cdot 25$	1025
D_{KB} , мм		$1003 - 2 \cdot 104,5 - 175 = 619$	620
h , мм		$148,5 - 34 - 10$	104,5
D_L , мм		$1003 - 2 \cdot 10 - 104,5 = 878,5$	879
D_6 , мм	Табл. 12-4	$\frac{1160 + 1003}{2} = 1081,5$	1081
F_6 , мм ²		$68 \cdot 600$	40 800
α_6		$1003/1160$	0,865
D_K , мм		$\frac{1003 + 620}{2}$	811,5
F_K , мм ²		$\frac{1003 - 620}{2} \cdot 50$	9575
α_K		$620/1003$	0,618
D_B , мм		$\frac{620 + 130}{2}$	375
F_B , мм ²		$\frac{620 - 130}{2} \cdot 50$	12 250
α_B		$130/620$	0,21

Таблица 12-13. Определение по полученным значениям α всех коэффициентов, нужных для дальнейших расчетов

α	$\alpha_6 = 0,865$	$\alpha_K = 0,618$	$\alpha_B = 0,21$	$\alpha_p = 0,167$
η_1	1,11	1,34	—	2,08
η_{11}	1,08	1,38	—	—
η_{12}	—	1,24	—	1,72
ζ_1	1,02	1,02	—	—
ζ_2	—	0,925	0,845	0,86
σ_{11}	1,04	1,2	—	—
σ_{12}	—	0,95	—	—
σ_{22}	—	0,91	1,02	1,08

Таблица 12-14. Расчет бандажного узла (продолжение)

Обозначение	Источник	Действия	Значение
C_6 , Н	Табл. 12-5	$135 \cdot 40 \cdot 800 \cdot 1081^2 \cdot 10^{-6}$	$6,44 \cdot 10^6$
$C_{\text{л}}$, Н		$5,5 \cdot 0,456 \cdot 1451 \cdot 879$	$3,20 \cdot 10^6$
λ'_6 , мм/Н		$1081/(2\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 40 \cdot 800)$	$2,01 \cdot 10^{-8}$
k_6 , мм		$(1,02 \cdot 6,44 + 1,04 \cdot 3,20) \cdot 10^6 \cdot 2,01 \times 10^{-8}$	0,20
C_K , Н		$22,6 \cdot 50 \cdot 1003^3 \cdot (1 - 0,618^3) \cdot 10^{-6}$	$0,871 \cdot 10^6$
λ_K , мм/Н		$811,5/(2\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 9575)$	$6,42 \cdot 10^{-8}$
k_{K1} , мм		$1,02 \cdot 0,871 \cdot 10^6 \cdot 6,42 \cdot 10^{-8}$	0,0570
k_{K2} , мм		$0,925 \cdot 0,871 \cdot 10^6 \cdot 6,42 \cdot 10^{-8}$	0,0517
C_B , Н		$22,6 \cdot 50 \cdot 620^3 \cdot (1 - 0,21^3) \cdot 10^{-6}$	$0,267 \cdot 10^6$
λ'_B , мм/Н		$375/(2\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 12 \cdot 250)$	$2,32 \cdot 10^{-8}$
k_B , мм		$0,845 \cdot 0,267 \cdot 10^6 \cdot 2,32 \cdot 10^{-8}$	0,00523
α_z		$778/1007$	0,772
β_z	Стр. 197	$28,34/14,5$	1,954
ν	Рис. 12-6	—	0,632
ψ	Рис. 12-6	—	0,704
k_z , мм	Табл. 12-5	$\frac{2 \cdot 0,704}{21 \cdot 10^4} \cdot (1732 + 0,632 \cdot 1847) \times$ $\times \frac{148,5 - 34}{14,5} \left(\frac{1000}{3600} \right)^2$	0,0118
λ'_p , мм ² /Н		$\frac{778 + 130}{4\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 324}$	$1,062 \cdot 10^{-6}$
k_p , мм		$(0,86 \cdot 137 \cdot 000 + 1,08 \cdot 186 \cdot 000) \times$ $\times 1,062 \cdot 10^{-6} \left(\frac{1000}{3600} \right)^2 + 0,0118$	0,0379
n_{06} , об/мин	§ 12-4	—	3800
n_{0p} , об/мин	§ 12-4	—	3300
n_{0B} , об/мин	§ 12-4	—	4200
λ_6 , мм/Н	Стр. 199	$\frac{0,58}{21 \cdot 10^4} \sqrt{\frac{1081}{68^3}}$	$16,2 \cdot 10^{-8}$
λ_B , мм/Н	Стр. 199	$1,02 \cdot 2 \cdot 32 \cdot 10^{-8}$	$2,37 \cdot 10^{-8}$
λ_{11} , мм/Н	Стр. 199	$1,2 \cdot 6,42 \cdot 10^{-8}$	$7,70 \cdot 10^{-8}$
λ_{12} , мм/Н	Стр. 199	$0,95 \cdot 6,42 \cdot 10^{-8}$	$6,10 \cdot 10^{-8}$
λ_{22} , мм/Н	Стр. 201	$0,91 \cdot 6,42 \cdot 10^{-8}$	$5,84 \cdot 10^{-8}$

Обозначение	Источник	Действия	Значение
v_B	Стр. 201	$\frac{6,1}{7,70 + 2,37}$	0,606
v_6	Стр. 201	$\frac{6,1}{16,2 + 5,84}$	0,277
$\delta_6 p, \text{ мм}$	Табл. 12-6	$(0,200 - 0,0379) \cdot \left(\frac{3300}{1000}\right)^2$	1,76
$\delta_{к в}, \text{ мм}$		$(0,057 - 0,00523) \cdot \left(\frac{4200}{1000}\right)^2$	0,913
$\delta_6 к, \text{ мм}$		$[0,20 - 0,0517 + 0,606 \cdot (0,057 -$ $- 0,0523)] \cdot \left(\frac{3800}{1000}\right)^2 - 0,606 \cdot 0,913$	2,04
$\Delta_6 p$		0, так как $n_{op} < n_p$	0
$\Delta_{к в}, \text{ мм}$		$0,913 - (0,057 - 0,00523) \cdot \left(\frac{3600}{1000}\right)^2$	0,242
$\Delta_6 к, \text{ мм}$		$2,04 - (0,20 - 0,0517) \cdot \left(\frac{3600}{1000}\right)^2$	0,118
$Q_6 p$		0, так как $n_{op} < n_p$	0
$Q_{к в}, \text{ Н}$		$\frac{0,242 + 0,277 \cdot 0,118}{(7,7 + 2,37 - 0,277 \cdot 6,1) \cdot 10^{-8}}$	$328 \cdot 10^4$
$Q_6 к, \text{ Н}$		$\frac{0,118 + 0,606 \cdot 0,242}{(16,2 + 5,84 - 0,606 \cdot 6,1) \cdot 10^{-8}}$	$144 \cdot 10^4$
$\sigma_6, \text{ МПа}$		$(1,11 \cdot 6,44 + 1,08 \cdot 3,2) \cdot 10^6 \times$ $\times \left(\frac{3600}{1000}\right)^2 : (2\pi \cdot 40 \cdot 800)$	536
$\sigma'_{к}, \text{ МПа}$	Табл. 12-7	$\frac{1,34 \cdot 0,871 \cdot 10^6 \left(\frac{3600}{1000}\right)^2}{2\pi \cdot 9575}$	251
$\sigma'_6 p$		0, так как $Q_{6. p} = 0$	0
$\sigma'_{6. к}, \text{ МПа}$		$\frac{0,58 \cdot 144 \cdot 10^4}{\sqrt{1081 \cdot 68^3}}$	45,3
$\sigma'_к, \text{ МПа}$		$\frac{(1,38 \cdot 328 - 1,24 \cdot 144) \cdot 10^4}{2\pi \cdot 9575}$	45,5
$\sigma_6 p, \text{ МПа}$		536 + 0	536
$\sigma_6 к, \text{ МПа}$		536 + 45,3	581
$\sigma_{к}, \text{ МПа}$		251 + 45,5	296

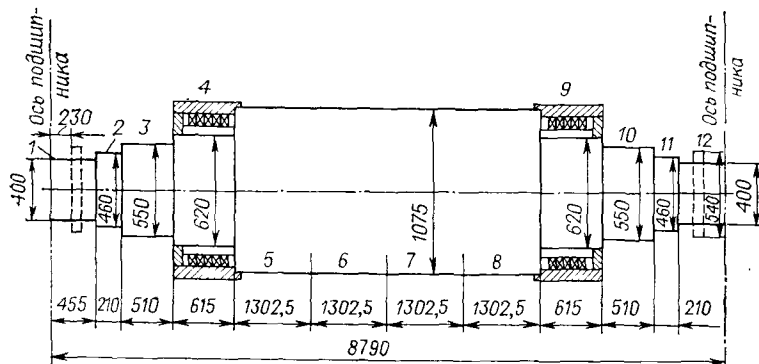


Рис. 12-9. Вал ротора турбогенератора ТВВ-320 ($p=1$)

Критические частоты вращения вала. Все необходимые для расчета размеры вала (рис. 12-9) определяются по выполненному чертежу машины. Размеры шейки вала d_c и l_c определены в § 10-7. Вал разбит на участки постоянного сечения; число участков $m=12$. Для сокращения расчетов мелкими различиями диаметров вала и массой вентилятора пренебрегаем. Учтены: вентиляционные пазы под лобовыми частями обмотки (участки 3, 4 и 9, 10, см. табл. 12-15), массы бандажного и центрирующего колец и лобовой части обмотки (участки 4 и 9); на участках бочки ротора (5—8) пазы и их содержимое. При этом погонная масса на участках бочки ротора равна

$$q_{5-8} = q - q_{п2} + q_{с.п.},$$

где $q = 6,16 \cdot 10^{-6} \cdot 1075^2 = 7,12$ кг/мм — погонная масса вала с диаметром D_2 ; $q_{п2} = Z_2 b_{п2} h_2 \gamma_c$ — погонная масса стали, замененной содержимым паза; $q_{с.п.} = Z_2 (G_m' + G_i' + G_k')$ — погонная масса содержимого паза. Погонные массы G_m' , G_i' и G_k' определены в табл. 12-10.

Для расчетного примера:

$$q_{п2} = 36 \cdot 32,5 \cdot 148,5 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 1,36 \text{ кг/мм};$$

$$q_{с.п.} = 36 \cdot (0,0195 + 0,0026 + 0,0031) = 0,91 \text{ кг/мм};$$

$$q_{5-8} = 7,12 - 1,36 + 0,91 = 6,67 \text{ кг/мм}.$$

Масса бандажного кольца

$$G_6 = \pi D_6 F_6 \gamma_c = \pi \cdot 1081 \cdot 40 \cdot 800 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 1088 \text{ кг}.$$

Масса центрирующего кольца

$$G_k = \pi D_k F_k \gamma_c = \pi \cdot 811,5 \cdot 9575 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 192 \text{ кг}.$$

Масса лобовой части обмотки

$$G_l = G_l' l_{s2} = 0,456 \cdot 1451 = 662 \text{ кг}.$$

Общая масса бандажного узла и лобовой части обмотки

$$G_{\Sigma} = 1088 + 192 + 662 = 1942 \text{ кг};$$

погонная масса

$$q_{6, \text{л}} = 1942/615 = 3,16 \text{ кг/мм.}$$

Суммарная погонная масса на участках 4 и 9

$$q_{4,9} = q + q_{6, \text{л}} = 2,37 + 3,16 = 5,53 \text{ кг/мм},$$

где q — погонные массы для диаметров участков.

Диаметр центра тяжести паза

$$D_{п2} = D_2 - h_2 = 1075 - 148,5 = 926,5 \text{ мм.}$$

Момент инерции бочки ротора по (12-25)

$$J_{d, q} = \frac{\pi \cdot 1075^4}{64} - \frac{36 \cdot 32,5 \cdot 148,5 \cdot 926,5^2}{8} (1 \pm 0,378) = \\ = (39,86/53,95) \cdot 10^9 \text{ мм}^4,$$

где $\alpha = 0,378$ по табл. 12-8.

Момент инерции на участках с вентиляционными **пазами** определяется как

$$J_i = \frac{\pi d_i^4}{64} - \frac{K b h d_n^2}{64},$$

где d_n — диаметр центра тяжести паза.

Принимаем ширину вентиляционного **паза** $b = 90 \text{ мм}$, глубину $h = 100 \text{ мм}$, число канавок $K = 8$.

Для участков 3 и 10 (см. табл. 12-15)

$$J_{3, 10} = \frac{\pi \cdot 550^4}{64} - \frac{8 \cdot 90 \cdot 100 \cdot 450^2}{8} = 2,669 \cdot 10^9 \text{ мм}^4;$$

для участков 4 и 9

$$J_{4, 9} = \frac{\pi \cdot 620^4}{64} - \frac{8 \cdot 90 \cdot 100 \cdot 520^2}{8} = 4,820 \cdot 10^9 \text{ мм}^4.$$

Расчет первой критической частоты сведен в табл. 12-15.

Первая критическая частота вращения по (12-24)

$$n_{к1} = \frac{1,353 \cdot 10^6}{8790^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{6,43 \cdot 50,43 \cdot 10^{-12}}} = 972/1034 \text{ об/мин.}$$

Так как вал симметричен, тот же результат можно получить, рассчитав в табл. 12-15 половину (т. е. 6) участков и удвоив суммы.

Расчет второй критической частоты сведен в табл. 12-16.

Вторая критическая частота вращения ($k=2$) без учета податливости опор по (12-24)

$$n_{к2} = \frac{1,353 \cdot 10^6}{8790^2} \cdot \frac{4}{\sqrt{(1/2) \cdot 11,81 \cdot (1/2) \cdot 209,6 \cdot 10^{-12}}} = 2816/2878 \text{ об/мин.}$$

Таблица 12-15. Расчет первой критической частоты вращения ($k = 1$)

Номер участка	d_l , мм	l_l , мм	q_l , кг/мм	J_l , 10^{-12} мм ⁴	q_l , мм	$x_l = \frac{l}{q_l}$	Φ_l	$\Delta_l = \Phi_l - \Phi_{l-1}$	Δq_l , кг/мм	$\Delta_l / J_l \cdot 10^{-12}$ мм ⁻⁴
1	400	455	0,986	1,256	455	0,0518	0,00092	0,00092	0,0009	0,732
2	460	210	1,303	2,2	665	0,0756	0,00289	0,00197	0,00257	0,895
3	550	510	1,863	2,67	1175	0,1337	0,0156	0,01271	0,0237	4,762
4	620	615	5,53	4,82	1790	0,2036	0,0522	0,0366	0,202	7,593
5	1075	1302,5	6,67	39,86/53,95	3092,5	0,3518	0,221	0,1688	1,126	4,235/3,129
6			6,67		4395	0,5	0,5	0,279	1,861	6,999/5,171
7			6,67		5697,5	0,6482	0,779	0,279	1,861	6,999/5,171
8			6,67		7000	0,7963	0,9478	0,1688	1,126	4,235/3,129
9	620	615	5,53	4,82	7615	0,8663	0,9844	0,0366	0,202	7,593
10	550	510	1,863	2,67	8125	0,9243	0,99711	0,01271	0,0237	4,762
11	460	210	1,303	2,20	8335	0,9482	0,99908	0,00197	0,00257	0,895
12	400	455	0,986	1,26	8790	1,0	1,0	0,00092	0,0009	0,732
Σ	—	$l = 8790$	—	—	—	—	—	1,0	6,43	$(50,43/44,57) \cdot 10^{-12}$

Таблица 12-16. Расчет второй критической частоты вращения ($k = 2$)

i	x_i	Φ_i	$\Delta_i =$ $= \Phi_i - \Phi_{i-1}$	$\Delta_i q_i$, кг/мм	Δ_i/J_i , 10^{-12} мм $^{-4}$
1	0,1036	0,0075	0,0075	0,00739	5,971
2	0,1512	0,0212	0,0137	0,0178	6,233
3	0,2674	0,1066	0,0854	0,159	31,997
4	0,4072	0,316	0,2094	1,157	43,44
5	0,7036	0,8578	0,5418	3,614	13,592/10,043
6	1,0	1,0	0,1422	0,948	3,567/2,636
7	1,2964	1,1422	0,1422	0,948	3,567/2,636
8	1,5926	1,684	0,5418	3,614	13,592/10,043
9	1,7326	1,8935	0,2095	1,158	43,46
10	1,8486	1,9788	0,0853	0,159	31,959
11	1,8964	1,9926	0,0138	0,018	6,278
12	2,0	2,0	0,0074	0,00730	5,892
Σ	—	—	2,0	11,806	$(209,6/200,64) \cdot 10^{-12}$

Коэффициент, учитывающий податливость опор (см. § 12-5),

$$\nu = \sqrt{1 + \frac{24,09 \cdot 2 \cdot 10^{12}}{8790^3 \cdot 209,6}} = 1,157/1,163.$$

Вторая критическая частота с учетом податливости опор по (12-26)

$$n'_{k2} = \frac{n_{k2}}{\nu} = \frac{2816}{1,157} = 2434/2475 \text{ об/мин.}$$

Полученные частоты вращения отличаются от номинальной соответственно на 19,0 и 17,5 %, что допустимо.

Нажимное кольцо, пальцы и стяжные ребра статора. Диаметр осевой линии ребер

$$D_p = D_a + (60 \div 65) = 2735 + 65 = 2800 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр нажимного кольца (точка А)

$$D_A = (D_1 + 2h_1) + (50 \div 60) = (1295 + 2 \cdot 220) + 60 = 1795 \text{ мм.}$$

На основании чертежа общего вида и полученных размеров вычерчиваем в масштабе нажимное кольцо и палец (рис. 12-10). Сечение плиты разбиваем на три прямоугольника. Отверстиями под ребра пренебрегаем. По рисунку определяются размеры (в миллиметрах), необходимые для расчета: $b_1 = 50$; $b_2 = 50$; $b_3 = 42$; $N_n = 260$; $h_1' = 200$; $h_2' = 150$; $h_3' = 410$; $x' = 170$; $D_B = D_A + 2x' = 1795 + 2 \cdot 170 = 2135$.

Координаты центров тяжести прямоугольников и их площади:

$$x'_1 = x' + h'_1/2 = 170 + 100 = 270 \text{ мм;}$$

$$x'_2 = h'_3 + h'_2/2 = 410 + 75 = 485 \text{ мм;}$$

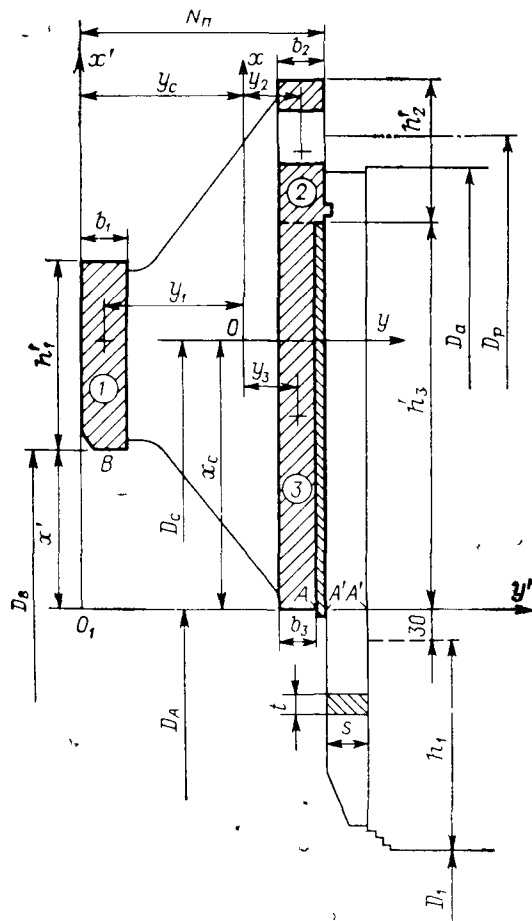


Рис 12-10 Нажимная плита статора турбогенератора ТБВ-320 ($p=1$)

$$\begin{aligned}
 x'_3 &= h'_3/2 = 205 \text{ мм}; & y'_1 &= b_1/2 = 25 \text{ мм}; \\
 y'_2 &= N_n - b_2/2 = 260 - 25 = 235 \text{ мм}; \\
 y'_3 &= N_n - b_2 + b_3/2 = 260 - 50 + 21 = 231 \text{ мм}; \\
 F_1 &= 50 \cdot 200 = 10^4 \text{ мм}^2; & F_2 &= 50 \cdot 150 = 0,75 \cdot 10^4 \text{ мм}^2; \\
 F_3 &= 42 \cdot 410 = 1,72 \cdot 10^4 \text{ мм}^2; \\
 \Sigma F_i &= (1 + 0,75 + 1,72) \cdot 10^4 = 3,47 \cdot 10^4 \text{ мм}^2.
 \end{aligned}$$

Координаты центра тяжести сечения кольца

$$x_c = \frac{\Sigma x'_i F_i}{\Sigma F_i} = \frac{1}{3,47} (270 \cdot 1 + 485 \cdot 0,75 + 205 \cdot 1,72) = 284 \text{ мм};$$

$$y_c = \frac{\sum y'_i F_i}{\sum F_i} = \frac{1}{3,47} (25 \cdot 1 + 235 \cdot 0,75 + 231 \cdot 1,72) = 172 \text{ мм.}$$

Координаты центров тяжести прямоугольников по оси y в системе координат x, y :

$$y_1 = y'_1 - y_c = 25 - 172 = -147 \text{ мм;}$$

$$y_2 = y'_2 - y_c = 235 - 172 = 63 \text{ мм;}$$

$$y_3 = y'_3 - y_c = 231 - 172 = 59 \text{ мм.}$$

Изгибный момент инерции сечения относительно оси x

$$J_c = \sum \frac{h'_i b_i^3}{12} + \sum y_i^2 F_i = \frac{1}{12} (200 \cdot 50^3 + 150 \cdot 50^3 + 410 \cdot 42^3) + \\ + (147^2 \cdot 1 + 63^2 \cdot 0,75 + 59^2 \cdot 1,72) \cdot 10^4 = 3,12 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

Коэффициенты:

$$\alpha_1 = D_1/D_a = \frac{1295}{2735} = 0,473; \quad \beta = D_p/D_a = \frac{2800}{2735} = 1,024;$$

$$C_1 = \frac{\pi}{8} \left[(1 - \alpha_1^2) \beta - \frac{2}{3} (1 - \alpha_1^3) \right] = \frac{\pi}{8} [(1 - 0,473^2) \cdot 1,024 - \\ - (2/3) (1 - 0,473^3)] = 0,078.$$

Принимаем давление запрессовки $p_c = 1,2$ МПа.

Суммарный момент, выкручивающий нажимное кольцо, по (12-27)

$$M_1 = p_c \left[C_1 D_a^3 - \frac{1}{2} \sum q_{\text{пл}} (D_p - D_1 - h_1) \right] = 1,2 [0,078 \cdot 2735^3 - \\ - (1/2) \cdot 409 \cdot 200 \cdot (2800 - 1295 - 220)] = 16 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Диаметр центра тяжести сечения

$$D_c = D_A + 2x_c = 1795 + 2 \cdot 284 = 2363 \text{ мм.}$$

Наибольшие напряжения:

сжатия в точке A по (12-28)

$$\sigma_A = \frac{M_1 (N_{\text{пл}} - y_c)}{2\pi J_c} \cdot \frac{D_c}{D_A} = \frac{16 \cdot 172}{2\pi \cdot 3,12} \cdot \frac{2363}{1795} = 94,5 \text{ МПа;}$$

растяжения в точке B по (12-29)

$$\sigma_B = \frac{M_1 y_c}{2\pi J_c} \cdot \frac{D_c}{D_B} = \frac{16 \cdot 172}{2\pi \cdot 3,12} \cdot \frac{2363}{2135} = 155,4 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты:

$$\alpha_2 = \frac{D_1}{D_A} = \frac{1295}{1795} = 0,721; \quad C_2 = \frac{\pi}{8} \left[(1 - \alpha_2^2) - \frac{2}{3} (1 - \alpha_2^3) \right] = \\ = \frac{\pi}{8} [(1 - 0,721^2) - (2/3) (1 - 0,721^3)] = 0,025.$$

Момент в сечении пальца $A'-A'$ по (12-30)

$$M_2 = p_c \left[C_2 D_A^3 - \frac{1}{2} \Sigma q_{\text{пл}} (D_A - D_1 - h_1) \right] = 1,2 [0,025 \cdot 1795^3 - (1/2) \cdot 409 \cdot 200 \cdot (1795 - 1295 - 220)] = 1,05 \cdot 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Принимаем размеры и число пальцев:

$$s = 45 \text{ мм}; \quad t = 20 \text{ мм}; \quad Z = Z_1 = 60.$$

Максимальное напряжение изгиба в пальце по (12-31)

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{6M_2}{Zts^2} = \frac{6 \cdot 1,05 \cdot 10^8}{60 \cdot 20 \cdot 45^3} = 259 \text{ МПа}.$$

Площадь активной стали $S_{a,z} = 4,15 \text{ м}^2$ рассчитана в § 11-11.
Полное усилие запрессовки сердечника по (12-32)

$$P = p_c S_{a,z} = 1,2 \cdot 4,15 \cdot 10^6 = 4,98 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Принимаем диаметр нарезки ребер $d = 55 \text{ мм}$ и число ребер по окружности $m_p = Z_1/2 = 30$.

Напряжение растяжения в наименьшем сечении ребра по (12-33)

$$\sigma_p = \frac{4P}{\pi d^2 m_p} = \frac{4 \cdot 4,98 \cdot 10^6}{\pi \cdot 55^2 \cdot 30} = 70 \text{ МПа}.$$

Допустимые напряжения по § 12-6 для кольца и пальца $[\sigma] = (0,9 \div 0,98) \sigma_s$, где σ_s — по табл. 12-1. Следовательно, для кольца

$$[\sigma_{\text{н к}}] = (0,9 \div 0,98) \cdot 160 = 144 \div 157 \text{ МПа};$$

для пальцев

$$[\sigma_{\text{п}}] = (0,9 \div 0,98) \cdot 300 = 270 \div 294 \text{ МПа}.$$

Оба расчетных напряжения меньше допустимых:

$$\sigma_{\text{в}} = 155,4 \text{ МПа}; \quad \sigma_{\text{п}} = 259 \text{ МПа}.$$

Материал пальцев и нажимного кольца — **немагнитная** сталь.

Для ребер $[\sigma_p] = 0,6 \sigma_s = 0,6 \cdot 420 = 252 \text{ МПа}$.

Расчетное напряжение $\sigma_p = 70 \text{ МПа}$.

Материал ребер — сталь.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРА

13-1. Вводные замечания

В настоящее время, как указано в гл. 3, по проектированию и эксплуатации четырехполюсных турбогенераторов накоплен значительно меньший практический опыт, чем по двухполюсным. Поэтому не представляется возможности для машин с $p=2$ дать такие же четкие рекомендации и зависимости для выбора основных размеров и параметров, как для двухполюсных.

Теоретическое рассмотрение соотношений между основными размерами и параметрами турбогенераторов с $p=2$ и $p=1$ при условии равенства длины статора l_1 и машинной постоянной C_A проведено в [8]. В табл. 13-1 представлены наиболее важные соотношения, приведенные в [8].

В настоящем пособии расчет четырехполюсного генератора проводится на базе расчета двухполюсного генератора той же номинальной мощности. При этом предполагается примерное равенство l_1 и C_A для $p=2$ и $p=1$, а также учитываются соотношения табл. 13-1. Однако следует учесть, что приведенные соотношения в конкретном расчете могут быть учтены лишь приблизительно из-за дискретности рассчитываемых величин (например, чисел пазов статора и ротора и т. п.). Следует иметь в виду, что при целом числе пазов на полюс и фазу q у двухполюсных турбогенераторов число пазов статора должно быть кратно 6, а у четырехполюсных — кратно 12.

13-2. Определение основных размеров и электромагнитных нагрузок

Пусть заданием на проектирование будет: $P_n=320$ МВт; $\cos \varphi_n=0,85$; $U_n=20$ кВ; $n_n=1500$ об/мин; $f_n=50$ Гц; $m=3$; соединение — звезда; о. к. з. $\approx 0,6$; $W_n \geq 1,7$. Система охлаждения — ТВВ.

Таблица 13-1. Ориентировочные отношения (K) основных величин четырех- и двухполюсных турбогенераторов

Величина	D_2	D_1	τ	l_1	Φ	Z_1	Z_2	Z'_2	C_A	G
K	$\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$	$1/\sqrt{2}$	1	$1/\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$	1	1,2

Номинальная кажущаяся мощность

$$S_n = P_n / \cos \varphi_n = 376,5 \text{ МВ} \cdot \text{А}.$$

Предварительный диаметр расточки статора для машины с $p=1$ по рис. 3-3 $D_{1(1)}=1280$ мм. Тогда (при $p=2$) $D_{1(2)} = \sqrt{2} D_{1(1)} = 1810$ мм.

Предварительный диаметр бочки ротора по рис. 3-4 $D_{2(1)} = 1080$ мм, что соответствует ближайшему нормализованному диаметру $D_{2(1)}=1075$ мм. При этом $D_{2(2)} = \sqrt{2} D_{2(1)} = 1520$ мм. В диапазоне D_2 от 1250 до 1600 мм нет нормализованных диаметров, поэтому принимаем окончательно $D_2=1520$ мм.

Предварительное значение машинной постоянной Арнольда по рис. 3-1 $C_{A(2)} = C_{A(1)} = 7 \cdot 10^{10} \text{ мм}^3 / (\text{мин} \cdot \text{МВ} \cdot \text{А})$.

Предварительное значение длины статора по (3-1)

$$l_1 = \frac{C_A S_n}{D_1^2 n_n} = \frac{7 \cdot 10^{10} \cdot 376,5}{1810^2 \cdot 1500} = 5363 \text{ мм}.$$

Предварительно принимаем длину бочки ротора $l_2 = l_1$.

Предварительное значение линейной нагрузки по рис. 4-1 для $D_{1(1)}$ равно $A_1 = 1640 \text{ А/см}$.

Предварительное значение индукции в зазоре по рис. 4-6 для $D_{1(1)}$ равно $B_\delta = 0,88 \text{ Тл}$.

Предварительное значение полюсного деления по (3-3)

$$\tau = \frac{\pi D_1}{2p} = \frac{\pi \cdot 1810}{4} = 1421 \text{ мм}.$$

Зазор по (3-5)

$$\delta = 1,12 \text{ о. к. з.} \cdot \frac{A_1 \tau^{1,5}}{B_\delta} \cdot 10^{-6} = 1,12 \cdot 0,6 \cdot \frac{1640 \cdot 1421^{1,5}}{0,88 \cdot 10^6} = 67,1 \text{ мм}.$$

Принимаем окончательно $\delta \approx 70$ мм.

Окончательные значения диаметра расточки статора и полюсного деления

$$D_1 = D_2 + 2\delta = 1520 + 2 \cdot 70 = 1660 \text{ мм};$$

$$\tau = \frac{\pi \cdot 1660}{4} = 1304 \text{ мм}.$$

Далее определяем ориентировочные значения **главных технико-экономических** показателей.

Отношение длины статора к диаметру

$$\lambda_1 = l_1 / D_1 = 5363 / 1660 = 3,23.$$

Полученное по рис. 3-5 значение λ_1 соответствует расходу меди на обмотку статора, близкому к минимальному.

Отношение длины бочки ротора к диаметру

$$\lambda_2 = l_2 / D_2 = 5363 / 1520 = 3,53.$$

По рис. 3-5 расход меди на обмотку ротора близок к минимальному.

По рис. 3-6 ожидаемая критическая частота вращения получается близкой к резонансной частоте, следовательно, при окончательном конструировании ротора выбору его размеров надо уделить особое внимание. Ожидаемая вторая критическая частота $n_{к2}=4700$ об/мин, что приемлемо.

Ожидаемый к. п. д. по рис. 1-5 $\eta_n=98,65\%$.

Маховой момент по (3-6)

$$GD^2 \approx 3,8 \left(\frac{D_2}{1000} \right)^4 \frac{l_2}{1000} = 3,8 \cdot \left(\frac{1520}{1000} \right)^4 \cdot \frac{5363}{1000} \approx 110 \text{ т} \cdot \text{м}^2.$$

Полная масса турбогенератора может быть определена по рис. 3-8 следующим образом. Для рассчитываемой четырехполюсной машины

$$\left(\frac{D_1}{1000} \right)^2 \frac{l_1}{1000} = 1,66^2 \cdot 5,363 = 14,78 \text{ м}^3.$$

Для аналогичной двухполюсной машины эта величина будет примерно в два раза меньше, т. е. $7,4 \text{ м}^3$.

На рис. 3-8 величине $D_1^2 l = 7,4 \text{ м}^3$ соответствует общая масса двухполюсного турбогенератора $G=330$ т. Согласно табл. 13-1 ожидаемая масса четырехполюсного турбогенератора составит $G=1,2 \cdot 330 \approx 400$ т.

13-3. Выбор обмоточных данных статора

Номинальный ток статора по (5-1)

$$I_n = \frac{S_n}{\sqrt{3} U_n} = \frac{376,5 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 20} = 10\,870 \text{ А}.$$

Принимаем в соответствии с табл. 5-1 число параллельных ветвей $a=2$ и число активных проводников в пазу $s_{п1}=2$. Обмотка стержневая петлевая.

Объем тока в пазу по (5-2)

$$I_n = \frac{I_n s_{п1}}{a} = 10\,870 \text{ А}.$$

Предварительно зубцовый шаг по расточке статора по (5-3)

$$t_1 = \frac{I_n}{A_1} \cdot 10 = \frac{10\,870}{1640} \cdot 10 = 66,3 \text{ мм}.$$

Предварительно число пазов статора по (5-4)

$$Z_1 = \frac{\pi D_1}{t_1} = \frac{\pi \cdot 1660}{66,3} = 78,6.$$

Окончательно принимаем по табл. 5-2 $Z_1=84$, что соответствует числу пазов на полюс и фазу

$$q = \frac{Z_1}{2pm} = \frac{84}{4 \cdot 3} = 7.$$

Окончательные значения зубцового шага и линейной нагрузки

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{Z_1} = \frac{\pi \cdot 1660}{84} = 62,08 \text{ мм};$$

$$A_1 = \frac{I_n}{t_1} = \frac{10\,870 \cdot 10}{62,08} = 1751 \text{ А/см.}$$

Линейная нагрузка получилась на 7 % выше принятой для двухполюсной машины, что вполне допустимо, так как диаметр D_1 в четырехполюсной машине больше, чем в двухполюсной.

По табл. 5-3 принимаем относительный шаг $\beta = 0,857$. При этом первый частичный шаг y_1 (1—19) и обмоточный коэффициент по табл. 5-4 равен $k_{об1} = 0,932$.

Число последовательно соединенных витков в фазе по (5-5)

$$w_1 = \frac{s_{п1} Z_1}{2ma} = \frac{2 \cdot 84}{2 \cdot 3 \cdot 2} = 14.$$

Принимаем предварительно ширину паза статора по § 5-7

$$b_{п1} = 0,45 t_1 = 0,45 \cdot 62,08 = 27,9 \text{ мм.}$$

Двухсторонняя толщина изоляции по ширине паза при напряжении 20 кВ по табл. 5-5 $2b_{i1} = 13,4 \text{ мм.}$

Предварительная ширина элементарного проводника при двух проводниках по ширине паза ($n_1 = 2$)

$$b_{м1} = \frac{b_{п1} - 2b_{i1}}{n_1} - \Delta_i = \frac{27,9 - 13,4}{2} - 0,3 \approx 7 \text{ мм,}$$

где $\Delta_i = 0,3 \text{ мм}$ — двухсторонняя толщина собственной изоляции проводника.

Принимаем окончательно по табл. 5-6 $b_{м1} = 7,5 \text{ мм.}$

Окончательная ширина паза

$$b_{п1} = n_1 (b_{м1} + \Delta_i) + 2b_{i1} = 2 \cdot (7,5 + 0,3) + 13,4 = 29 \text{ мм;}$$

$$b_{п1}/t_1 = 29/62,08 = 0,467.$$

Принимаем предварительно плотность тока по рис. 4-4 $j_1 = 5,9 \text{ А/мм}^2$.

Требуемая площадь поперечного сечения стержня

$$q_{a1} = \frac{I_n}{a_{j1}} = \frac{10\,870}{2 \cdot 5,9} = 921 \text{ мм}^2.$$

Принимаем комбинированный стержень с тремя сплошными проводниками на один полюс ($N=3$) и отношением $a_{м.с}/a_{мп} = 0,4$.

Ориентировочно задаемся по § 5-9 коэффициентом вытеснения тока $k_\phi = 1,6$ и отношением $\sqrt{k_m} = 0,82$. При этом вспомогательная функция по рис. 5-1 $\psi = 1,6$.

Предварительная высота полого проводника по (5-14)

$$a_{м. п} = 127 \frac{b_{п1}}{q_{a1}} \sqrt{k_m} \psi = 127 \cdot \frac{29}{921} \cdot 0,82 \cdot 1,6 = 5,25 \text{ мм.}$$

Принимаем окончательно по табл. 5-6 $a_{м. п} = 5$ мм. По табл. 5-6 сечение элементарного полого проводника $b_{м1} \times a_{м. п} = 7,5 \times 5$ составляет $q_{м. п} = 28,5 \text{ мм}^2$.

Предварительная высота сплошного проводника

$$a_{м. с} = 0,4 a_{м. п} = 0,4 \cdot 5 = 2 \text{ мм.}$$

Принимаем по табл. 5-7 $a_{м. с} = 2$ мм, и сечение **сплошного** проводника $b_{м1} \times a_{м. с} = 7,5 \times 2,0$ равно $q_{м. с} = 14,64 \text{ мм}^2$.

Площадь сечения меди одной группы

$$q_{г} = q_{м. п} + N q_{м. с} = 28,5 + 3 \cdot 14,64 = 72,42 \text{ мм}^2.$$

Требуемое число групп в стержне

$$m_{г} = \frac{q_{a1}}{q_{г}} = \frac{921}{72,42} = 12,7.$$

Принимаем $m_{г} = 12$. При этом сечение стержня

$$q_{a1} = m_{г} q_{г} = 12 \cdot 72,42 = 869 \text{ мм}^2$$

и окончательно плотность тока

$$j_1 = \frac{I_{н}}{a q_{a1}} = \frac{10870}{2 \cdot 869} = 6,25 \text{ А/мм}^2.$$

Суммарная толщина изоляции по высоте паза для напряжения 20 кВ по табл. 5-5 составляет $h_i = 37,5$ мм. Высоту клина принимаем $h_{к1} = 25$ мм, место на транспозицию проводников $h_{гп} = a_{м. п} + \Delta_i = 5,3$ мм.

Высота паза статора по (5-16)

$$\begin{aligned} h_1 &= [(a_{м. п} + \Delta_i) + N (a_{м. с} + \Delta_i)] \frac{m_{г} s_{п1}}{n_1} + 2h_{гп} + h_i + h_{к1} = \\ &= (5,3 + 3 \cdot 2,3) \cdot \frac{12 \cdot 2}{2} + 2 \cdot 5,3 + 37,5 + 25 = 219,5 \approx 220 \text{ мм.} \end{aligned}$$

При этом $h_1/D_1 = 220/1660 = 0,132$, а $h_1/b_{п1} = 220/29 = 7,6$, что соответствует рекомендации § 5-10.

Выкладка и эскиз паза соответствуют табл. 5-9 и рис. 5-2 для двухполюсного генератора с заменой ширины меди $b_{м1} = 8,5$ мм на $b_{м1} = 7,5$ мм.

Магнитный поток в зазоре при холостом ходе и номинальном напряжении по (5-6)

$$\Phi_0 = \frac{2,6 U_{н}}{\omega_1 k_{об1}} \frac{50}{f_{н}} = \frac{2,6 \cdot 20}{14 \cdot 0,932} = 3,98 \text{ Вб.}$$

В четырехполюсных турбогенераторах наиболее «узким местом» в магнитной цепи являются зубцы статора, поэтому пол-

ную длину сердечника статора будем определять по допустимой индукции в зубце.

Принимаем холоднокатаную электротехническую сталь марки 3413, толщиной 0,5 мм. Направление проката — вдоль магнитных линий в зубцах.

На основании § 4-7 принимаем допустимую при такой ориентации проката индукцию в зубцах статора $B_{z13} = 1,07 \cdot 1,6 = 1,71$ Тл.

Требуемая площадь сечения зубцов статора для получения заданной индукции

$$Q_{z13} = \frac{\Phi_0}{B_{z13}} = \frac{3,98}{1,71} = 2,33 \text{ м}^2.$$

Сечение зубцов статора по (8-5) равно

$$Q_{z13} = \frac{6}{\pi} q b_{z13} l_e \cdot 10^{-6},$$

где

$$b_{z13} = \frac{\pi D_{z13}}{Z_1} - b_{\text{пг}} = \frac{\pi \cdot 1807}{84} - 29 = 38,58 \text{ мм};$$

$$D_{z13} = D_1 + (2/3) h_1 = 1660 + (2/3) \cdot 220 = 1807 \text{ мм}.$$

На основании (8-5) эффективная длина стали

$$l_e = \frac{Q_{z13} \cdot 10^6}{\frac{6}{\pi} q b_{z13}} = \frac{2,33 \cdot 10^6}{\frac{6}{\pi} \cdot 7 \cdot 38,58} = 4517 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_e = 4520$ мм.

На основании (5-20) длина активной стали **без каналов**

$$l_a = \frac{l_e}{k_c} = \frac{4520}{0,93} = 4860 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину пакета $b_p = 50$ мм и **ширину канала** $b_k = 5$ мм. Тогда число пакетов будет

$$n_p = \frac{l_a}{b_p} = \frac{4860}{50} = 97,2.$$

Принимаем $n_p = 97$ и число каналов $n_k = n_p - 1 = 96$.

Полная длина сердечника статора на основании (5-19)

$$l_1 = l_a + n_k b_k = 4860 + 96 \cdot 5 = 5340 \text{ мм}.$$

При этом индукция в зазоре на основании (5-17) будет

$$B_\delta = \frac{\Phi_0 p \cdot 10^6}{(l_1 + 2\delta)(D_2 + \delta)} = \frac{3,98 \cdot 2 \cdot 10^6}{(5340 + 2 \cdot 70)(1520 + 70)} = 0,913 \text{ Тл},$$

что приемлемо.

На основании табл. 4-1 и указаний § 4-7 принимаем индукцию в спинке статора $B_{a1} = 1,5/1,07 = 1,4$ Тл.

Требуемая площадь сечения спинки по (5-21)

$$Q_{a1} - \frac{\Phi_0}{2B_{a1}} = \frac{3,98}{2 \cdot 1,4} = 1,42 \text{ м}^2,$$

а высота спинки по (5-22)

$$h_{a1} = \frac{Q_{a1} \cdot 10^6}{l_e} = \frac{1,42 \cdot 10^6}{4520} = 315 \text{ мм.}$$

Внешний диаметр сердечника статора по (5-23)

$$D_a = D_1 + 2(h_1 + h_{a1}) = 1660 + 2 \cdot (220 + 315) = 2730 \text{ мм.}$$

Длина лобовой части стержня по (5-25)

$$l_s = 2,5D_1/p = 2,5 \cdot 1660/2 = 2075 \text{ мм.}$$

Длина витка обмотки статора по (5-24)

$$l_{w1} = 2(l_1 + l_s) = 2 \cdot (5340 + 2075) = 14\,830 \text{ мм.}$$

Сопротивление постоянному току обмотки статора по (5-26) при 15 °С

$$r_{1(15)} = \frac{\omega_1 l_{w1}}{57q_{a1a}} \cdot 10^{-3} = \frac{14\,830}{57\,869\,2} \cdot 10^{-3} = 0,0021 \text{ Ом;}$$

по (5-27) при 75 °С

$$r_{1(75)} = 1,24r_{1(15)} = 1,24 \cdot 0,0021 = 0,0026 \text{ Ом.}$$

13-4. Выбор обмоточных данных ротора

Для выбора обмоточных данных ротора воспользуемся номограммой рис. 6-5 для двухполюсного турбогенератора. По диаметру $D_{2(1)} = 1075$ мм исходного двухполюсного генератора (см. § 13-2) и найденного по рис. 6-1 для $D_{2(1)}$ напряжения в зубцах ротора $\sigma_z = 260$ МПа находим по рис. 6-5: $h_2 = 158,5$ мм; $\Sigma q_n = Z_2' b_{n2} h_2 = 26,4 \cdot 10^4 \text{ мм}^2$; $b_{n2}/b_z = 2,32$ и $Z_2' b_z = 720 \text{ мм.}$

По табл. 13-1 $Z_{2(2)}' = \sqrt{2} Z_{2(1)}'$. Увеличим в этом отношении величины, полученные по номограмме и зависящие от Z_2' :

$$\Sigma q_{n(2)} = \sqrt{2} \Sigma q_{n(1)} = \sqrt{2} \cdot 26,4 \cdot 10^4 = 37,33 \cdot 10^4 \text{ мм}^2;$$

$$(Z_2' b_z)_{(2)} = \sqrt{2} (Z_2' b_z)_{(1)} = \sqrt{2} \cdot 720 = 1018 \text{ мм.}$$

По табл. 6-3 принимаем ширину меди $b_{m2} = 35$ мм. По табл. 6-4 двухсторонняя толщина изоляции по ширине паза $2b_{i2} = 4,5$ мм; ширина паза $b_{n2} = b_{m2} + 2b_{i2} = 35 + 4,5 = 39,5$ мм.

Теперь можно найти

$$b_z = \frac{b_{n2}}{b_{n2}/b_z} = \frac{39,5}{2,32} = 17 \text{ мм; } Z_2' = \frac{(Z_2' b_z)_{(2)}}{b_z} = \frac{1018}{17} = 59,9.$$

Принимаем $Z_2' = 60$.

Предварительно принимаем $\gamma = 0,667$; тогда

$$Z_2 = \gamma Z_2' = 0,667 \cdot 60 = 40,02.$$

Окончательно по табл. 6-1 и 6-2 $Z_2' = 60$; $Z_2 = 40$; $\gamma = 0,667$; $k_{062} = 0,829$.

М. д. с. реакции якоря по прямоугольной волне на один полюс по (6-1)

$$F_a = \frac{1,06}{p} I_n \omega_1 k_{061} = \frac{1,06}{2} \cdot 10\,870 \cdot 14 \cdot 0,932 = 75\,171 \text{ А.}$$

М. д. с. короткого замыкания статора, приведенная к обмотке ротора, по (6-2)

$$F_k = (1,05 \div 1,15) F_a / k_{062} = (1,05 \div 1,15) \cdot 75\,171 / 0,829 = 95\,210 \div 104\,280 \text{ А.}$$

Номинальная м. д. с. возбуждения по (6-3 а)

$$\begin{aligned} F_2 &\approx F_k \sqrt{1,2 + \text{о.к.з.} (\text{о.к.з.} + 2 \sin \varphi_n)} = \\ &= (95\,210 \div 104\,280) \sqrt{1,2 + 0,6 \cdot (0,6 + 2 \cdot 0,5275)} = \\ &= 141\,000 \div 154\,430 \text{ А.} \end{aligned}$$

Ожидаемая плотность тока по (6-8)

$$j_2 = \frac{4\pi F_2}{k_3 \Sigma q_n \gamma} = \frac{8F_2}{0,43 \cdot 37,33 \cdot 10^4 \cdot 0,667} = 10,53 \div 11,54 \text{ А/мм}^2,$$

что согласуется с рекомендациями § 4-5.

По табл. 6-4 при принятой ширине меди $b_{м2} = 35$ мм высота меди $a_{м2} = 7,9$ мм; сечение проводника $q'_{в2} = 271$ мм². По высоте принимаются два проводника в одном витке катушки.

По рекомендации § 6-6 и рис. 6-6 принимаем высоту клина $h_{к2} = 34$ мм и толщину подклиновой изоляции $h_m = 10$ мм. Материал клина — дюралюминий. Высота клина принята несколько меньшей ширины паза, так как при $p = 2$ напряжения в зубцах ротора обычно невелики.

При принятых размерах остается место по высоте паза для размещения меди

$$h = h_2 - (h_{к2} + h_m) = 158,5 - (34 + 10) = 114,5 \text{ мм.}$$

При этом возможное число витков в катушке будет

$$s_{п2} = \frac{h}{2a_{м2} + h_{21}} = \frac{114,5}{2 \cdot 7,9 + 1} = 6,8.$$

Здесь $h_{21} = 1$ мм — изоляция между витками катушки по табл. 6-5, поз. 1.

Принимаем $s_{п2} = 7$.

Число витков обмотки возбуждения на полюс по (6-10)

$$\omega_2 = \frac{s_{п2} Z_2}{4p} = \frac{7 \cdot 40}{8} = 35.$$

Окончательная высота паза ротора по (6-11)

$$h_2 = 2a_{m2}s_{n2} + (s_{n2} - 1)h_{21} + h_{23} + h_{k2} + h_m = \\ = 2 \cdot 7,9 \cdot 7 + (7 - 1) \cdot 1 + 0,5 + 34 + 10 = 161 \text{ мм},$$

где $h_{23} = 0,5$ (табл. 6-5, поз. 3).

Окончательно минимальная ширина зубца

$$b_z = \frac{\pi(D_2 - 2h_2)}{Z'_2} - b_{n2} = \frac{\pi \cdot (1520 - 2 \cdot 161)}{60} - 39,5 = 23,2 \text{ мм}.$$

Минимальная ширина зубца получилась значительно больше допустимой, поэтому для уменьшения потерь в обмотке возбуждения, которые могут достигать 40 % суммарных потерь, принимаем $s_{n2} = 8$. Тогда $\omega_2 = 40$; $h_2 = 178$ мм; $b_z = 21,4$ мм.

Предварительно номинальный ток возбуждения

$$i_n = \frac{F_2}{\omega_2} = \frac{141\,000 \div 154\,400}{40} = 3525 \div 3861 \text{ А}.$$

В четырехполюсном турбогенераторе в роторе в магнитном отношении наиболее нагруженным является участок зубцов ротора, поэтому длину бочки ротора определяем по допустимой индукции в зубцах. По табл. 4-1 задаемся индукцией в зубцах ротора $B_{z0,2} = 2,0$ Тл.

Необходимое сечение зубцов ротора для получения принятой индукции

$$Q_{z0,2} = \frac{1,15\Phi_0}{B_{z0,2}} = \frac{1,15 \cdot 3,98}{2,0} = 2,29 \text{ м}^2.$$

Диаметр на расстоянии $0,2 h_2$, считая от дна паза,

$$D_{z0,2} = D_2 - 1,6h_2 = 1520 - 1,6 \cdot 178 = 1235,2 \text{ мм}.$$

Проекция обмотанной части ротора по табл. 8-1 $\Sigma \sin \alpha = 4,78$. На основании (8-8) необходимая длина бочки ротора

$$l_2 = Q_{z0,2} \cdot 10^6 / \left(\frac{D_{z0,2}}{p} - b_{n2} \Sigma \sin \alpha \right) = \\ = 2,29 \cdot 10^6 / \left(\frac{1235,2}{2} - 39,5 \cdot 4,78 \right) = 5340,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_2 = l_1 = 5340$ мм.

Средняя длина лобовой части обмотки ротора на одну сторону по (6-17)

$$l_{s2} = 1,35D_2/p = 1,35 \cdot 1520/2 = 1026 \text{ мм}.$$

Средняя длина витка обмотки ротора по (6-18)

$$l_{w2} = 2(l_2 + l_{s2}) = 2 \cdot (5340 + 1026) = 12712 \text{ мм}.$$

Принимаем относительное сечение канала в витке обмотки ротора по § 6-7 $q_{k2}/q_{B2} = 0,18$, где $q_{B2} = 2q'_{B2}$ — сечение витка обмотки ротора.

Расчетное сечение меди по (6-12)

$$q_{a2} = q_{B2} (1 - q_{K2}/q_{B2}) = 2 \cdot 271 (1 - 0,18) = 444,4 \text{ мм}^2.$$

Сопротивление обмотки ротора при 15 °С по (6-18)

$$r_{2(15)} = \frac{2\rho\omega_2 l_{\omega_2}}{57q_{a2} \cdot 10^3} = \frac{4 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 732}{57 \cdot 444,4 \cdot 10^3} = 0,08 \text{ Ом};$$

при 75 °С по (6-19)

$$r_{2(75)} = 1,24r_{2(15)} = 1,24 \cdot 0,08 = 0,0992 \text{ Ом};$$

при 100 °С по (6-21)

$$r_{2(100)} = 1,34r_{2(15)} = 1,34 \cdot 0,08 = 0,107 \text{ Ом}.$$

Напряжение возбуждения
в номинальном режиме

$$\begin{aligned} U_B &= r_{2(100)} i_n + \Delta U_{\text{ш}} = \\ &= 0,107 \cdot (3525 \div 3861) + 2 = \\ &= 379 \div 415 \text{ В}, \end{aligned}$$

что соответствует рекоменда-
ции § 6-6.

Выкладка паза ротора со-
ответствует табл. 6-7 с заме-
ной размеров меди 28×7 на
35×7,9. Эскиз паза представ-
лен на рис. 13-1.

Относительная высота паза
ротора по (6-5)

$$\beta_2 = h_2/D_2 = 178/1520 = 0,117;$$

относительная площадь пазо-
вых делений ротора по (6-4)

$$\begin{aligned} S_0 &= \frac{\Sigma q_n}{\pi D_2^2/4} = \frac{42,20 \cdot 10^4}{\pi \cdot 1520^2/4} = \\ &= 0,232, \end{aligned}$$

что соответствует рекоменда-
циям § 6-4.

Здесь окончательное значение

$$\begin{aligned} \Sigma q_n &= Z_2' b_{n2} h_2 = 60 \cdot 39,5 \cdot 178 = \\ &= 42,20 \cdot 10^4 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

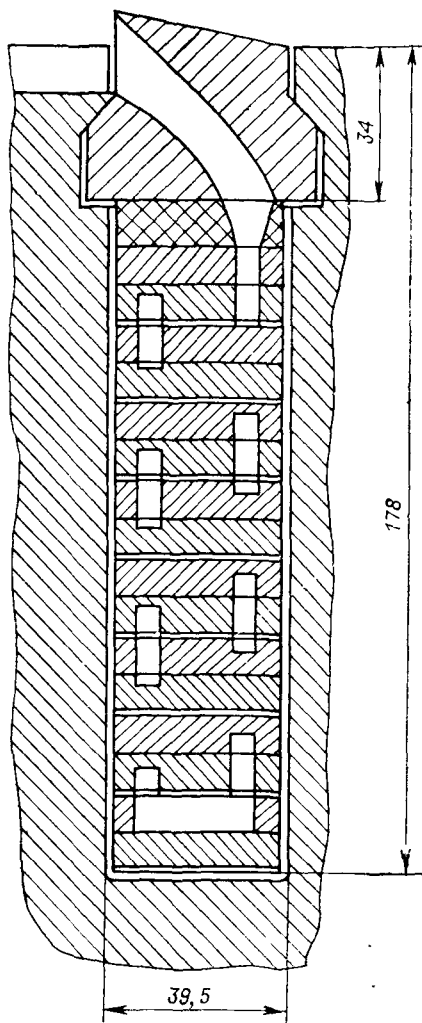


Рис. 13-1. Паз ротора с обмоткой
турбогенератора ТВВ-320 ($p=2$)

13-5. Электромагнитный расчет

Таблица 13-2. Расчет точки холостого хода при номинальном напряжении

Обозначение	Источник	Действия	Значение
D_z / i , мм	§ 13-3	—	1807
$D_{20,2}$, мм	§ 13-4	—	1235,2
$D_{20,7}$, мм	(8-7)	$1520 - 0,6 \cdot 178$	1413,2
$b_{21/1}$, мм	§ 13-3	—	38,58
$b_{20,2}$, мм	(8-31)	$(\pi \cdot 1235,2 / 60) - 39,5$	25,17
$b_{20,7}$, мм	(8-31)	$(\pi \cdot 1413,2 / 60) - 39,5$	34,5
$\Sigma \sin$	Табл. 8-1	—	4,78
Q_{a1} , м ²	(5-22)	$315 \cdot 4520 \cdot 10^{-6}$	1,424
$Q_{21/1}$, м ²	(8-5)	$[6 \cdot 7 \cdot 38,58 \cdot 4520 / \pi] \cdot 10^{-6}$	2,33
Q_{δ} , м ²	(8-1)	$[(1520 + 70)(5340 - 2 \cdot 70) / 2] \cdot 10^{-6}$	4,36
$Q_{20,2}$, м ²	(8-8)	$\left(\frac{1235,2}{2} - 39,5 \cdot 4,78 \right) \cdot 5340 \cdot 10^{-6}$	2,29
$Q_{20,7}$, м ²	(8-9)	$[(1413,2 / 2) - 39,5 \cdot 4,78] \cdot 5340 \cdot 10^{-6}$	2,76
Q_{a2} , м ²	(8-10)	$(1520 - 2 \cdot 178 - 180) \cdot 5340 \cdot 10^{-6}$	5,25
D_0 , мм	(6-6)	$0,12 \cdot 1520 = 182,4$	180
k_{C1}	(8-13)	$1 + \frac{29^2}{62,08 \cdot (5 \cdot 70 + 29) - 29^2}$	1,037
k_{C2}	(8-14)	$1 + \frac{39,5^2}{79,59 \cdot (5 \cdot 70 + 39,5) - 39,5^2} \times$ $\times \frac{0,667}{2}$	1,018
k_{CK}	(8-15)	$1 + \frac{5^2}{(50 + 5)(5 \cdot 70 + 5) - 5^2}$	1,001
k_{Cr}	(8-16)	Рифление бочки ротора не предусмотрено	1,0
k_C	(8-17)	$1,037 + 0,018 + 0,001$	1,056
k_{1j}	(8-20)	$\frac{(29 + 38,58) \cdot 5340}{38,58 \cdot 4520} - 1$	1,07
$k_{0,2}$	(8-31)	$39,5 / 25,17$	1,57
$k_{0,7}$	(8-31)	$39,5 / 34,5$	1,14
B_{a1} , Тл	(8-19)	$3,98 / (2 \cdot 1,424)$	1,40
B'_{a1} , Тл	Стр. 139	0,944 1,4	1,32
$B_{21/1}$, Тл	(8-18)	$3,98 / 2,33$	1,71
B_{δ} , Тл	(8-11)	$3,98 / 4,36$	0,913
H_{a1} , А/см	Табл. 8-4	—	8,8
H_{z1} , А/см	Табл. 8-3	—	8,4

Обозначение	Источник	Действия	Значение
l_{a1} , мм	(8-22)	$\pi \cdot 2415 \cdot 0,667/8$	631
l_{a2} , мм	(8-32)	$\left[(1520 - 2 \cdot 178) \cdot \sin \frac{\pi}{4} \right] / 2$	411
D_{a0} , мм	§ 5-14	2730—315	2415
F_{a1} , А	(8-23)	$0,1 \cdot 8,8 \cdot 631$	555
F_{z1} , А	(8-21)	$0,1 \cdot 8,4 \cdot 220$	185
F_{δ} , А	(8-12)	$0,8 \cdot 0,913 \cdot 70 \cdot 1,056 \cdot 10^3$	99
F' , А	(8-24)	$555 + 185 + 53 \cdot 991$	54 731
h , мм	§ 8-3	$178 - (34 + 10)$	134
λ_s , Гн	(8-25)	$\frac{5340 \cdot 2}{40} \left(\frac{134}{2 \cdot 39,5} + \frac{34 + 10}{39,5} \right) \cdot 10^{-8}$	$7,5 \cdot 10^{-6}$
Φ_s , Вб	(8-26)	$7,5 \cdot 10^{-6} \cdot 54 \cdot 731$	0,41
Φ_2 , Вб	(8-27)	$3,98 + 0,41$	4,39
$B_{z0,2}$, Тл	(8-28)	$4,39/2,29$	1,92
$B_{z0,7}$, Тл	(8-29)	$4,39/2,76$	1,59
B_{a2} , Тл	(8-30)	$4,39/5,25$	0,836
$H_{z0,2}$, А/см	Рис. 8-5	—	230
$H_{z0,7}$, А/см	Табл. 8-5	—	48,2
H_{a2} , А/см	Табл. 8-5	—	12
F_{z2} , А	(8-33)	$0,1 \cdot 178 \cdot (230 + 48,2)/2$	2476
F_{a2} , А	(8-34)	$0,1 \cdot 12 \cdot 411$	493
F_0 , А	(8-35)	$54 \cdot 731 + 2476 + 493$	57 700
i_0 , А	(8-36)	$57 \cdot 700/40$	1442
i_{δ} , А	§ 8-3	$53 \cdot 991/40$	1350
k_{μ}	§ 8-3	$1442/1350$	1,068

Расчет характеристики холостого хода приведен в табл. 13-2 и 13-3. Зависимость $U = f(i_0)$ представлена на рис. 13-2.

Расчет тока возбуждения в номинальном режиме приведен в табл. 13-4 и на рис. 13-2.

На основании дополнительных построений на рис. 13-3 приведена регулировочная характеристика $i_b = f(I/I_n)$:

T/I_n , о. е.	0	$1/4$	$2/4$	$3/4$	$4/4$	$5/4$
i_b , А	1442	1900	2480	3140	3800	4480

Весовые характеристики. Масса меди обмотки статора по (8-43)

$$G_{M1} = 3q_{a1} l_{a1} w_1 a \gamma_m = 3 \cdot 869 \cdot 14 \cdot 830 \cdot 14 \cdot 2 \cdot 8,9 \cdot 10^{-6} = 9634 \text{ кг.}$$

Таблица 13-3. Расчет характеристики холостого хода

U/U_H	0,7	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
Φ_0 , Вб	2,79	3,98	4,38	4,78	5,17	5,57
B'_{a1} , Тл	0,924	1,32	1,45	1,58	1,72	1,85
$B'_{z'_{a3}}$, Тл	1,20	1,71	1,88	2,05	2,22	2,39
H_{a1} , А/см	2,22	8,8	29	63,8	117	275
H_{z1} , А/см	2,43	8,4	30	242	693	1145
F_{a1} , А	140	555	1830	4026	7383	17 352
F_{z1} , А	53	185	660	5324	15 246	25 190
F_{σ} , А	37 794	53 991	59 390	64 789	70 188	75 587
F' , А	37 987	54 731	61 880	74 139	92 817	118 129
Φ_s , Вб	0,285	0,41	0,464	0,556	0,696	0,886
Φ_2 , Вб	3,07	4,39	4,84	5,34	5,87	6,45
$B_{20,2}$, Тл	1,34	1,92	2,11	2,33	2,56	2,82
$B_{20,7}$, Тл	1,11	1,59	1,75	1,93	2,13	2,34
B_{a2} , Тл	0,584	0,836	0,922	1,02	1,12	1,23
$H_{20,2}$, А/см	19,64	230	675	1360	2085	2910
$H_{20,7}$, А/см	14,49	48,2	99	280	860	1700
H_{a2} , А/см	9,76	12,0	12,8	13,68	1458	15,84
F_{22} , А	304	2476	6889	14 596	26 210	41 029
F_{a2} , А	401	493	526	562	599	651
F_0 , А	38 697	57 700	69 295	89 297	119 626	159 809
i_0 , А	976	1442	1732	2232	2990	3995
i , о. е.	0,67	1,0	1,2	1,55	2,07	2,77

Таблица 13-4. Расчет тока возбуждения в номинальном режиме

Обозначение	Источник	Действия	Значения
x_n , %	(9-1)	$0,407 \cdot \left(\frac{14}{10}\right)^2 \cdot \frac{5340}{84} \cdot \frac{10\,870}{20} \cdot 2 \times$ $\times \frac{3 \cdot 0,857 + 1}{4} \cdot \frac{178 + 3 \cdot 33,5}{3 \cdot 29} \cdot 10^{-4}$	15,75
h_{11}, h_{31}	Табл. 8-8	—	178; 33,5
x_s , %	(9-3)	$0,407 \cdot \left(\frac{14}{10}\right)^2 \cdot \frac{10\,870}{20} \cdot \frac{1660}{3 \cdot 4} \times$ $\times 0,932^2 \cdot 10^{-4}$	5,2
x_l , %	(9-5)	$15,75 + 5,2$	21,0

Обозначение	Источник	Действия	Значение
$x_p, \%$	(9-6)	$21 + 2,5$	23,5
$i_a, \text{А}$	(8-38)	$75\,171/(40 \cdot 0,829)$	2267
$i_n, \text{А}$	Рис 13-2		3800
Это находится в пределах, рассчитанных в § 13-4			
Окончательно:			
$i_2, \text{А/мм}^2$	(8-39)	$3800/444,4$	8,55
$U_B, \text{В}$	(8-40)	$3800 \cdot 0,107 + 2$	409
Обе величины находятся в пределах, указанных в § 4-5 и 6-6			
$\epsilon, \text{А}$	(8-41)	$2267 + 1350 \cdot 0,235$	2584
о к з.	(8-42)	$1442/2584$	0,558
W_n	(1-1)	$3800/(2584 \cdot 0,85)$	1,73
О к з и W_n удовлетворяют требованию ГОСТ 533—85			
$\Delta U, \%$	Рис 13-2	—	38

Масса меди обмотки ротора по (8-44)

$$G_{m2} = 2pq_{a2}l_{w2}w_2\gamma_m = 4\,444,4 \cdot 12\,732 \cdot 40 \cdot 8,9 \cdot 10^{-6} = 8057 \text{ кг.}$$

Площадь спинки по (8-46)

$$S_a = \pi D_{a0} h_{a1} \cdot 10^{-6} = \pi \cdot 2415 \cdot 315 \cdot 10^{-6} = 2,39 \text{ м}^2,$$

где D_{a0} см. в табл. 13-2.

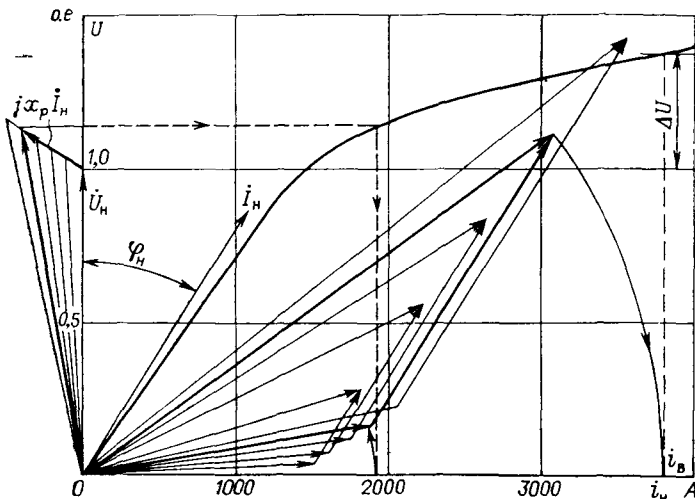
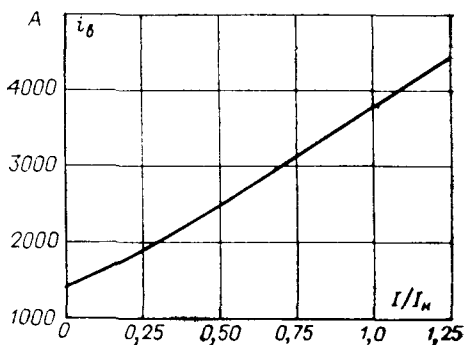


Рис. 13-2 Характеристика холостого хода и диаграмма Потье турбогенератора ТВВ-320 ($p=2$)

Рис. 13-3. Регулировочная характеристика турбогенератора ТВВ-320 ($p=2$)



Масса спинки сердечника статора по (8-45)

$$G_{a1} = S_a l_e \cdot 10^{-3} \gamma_s = 2,39 \cdot 4520 \times 10^{-3} \cdot 7,6 \cdot 10^3 = 82\,100 \text{ кг.}$$

Площадь пазов статора по (8-49)

$$\Sigma q_{n1} = Z_1 b_{n1} h_1 = 84 \cdot 29 \cdot 220 = 535\,920 \text{ мм}^2.$$

Площадь зубцов по (8-48)

$$S_z = [\pi (D_1 + h_1) h_1 - \Sigma q_{n1}] \cdot 10^{-6} = [\pi \cdot (1660 + 220) \cdot 220 - 535\,920] \cdot 10^{-6} = 0,763 \text{ м}^2.$$

Масса зубцов сердечника статора по (8-47)

$$G_{z1} = S_z l_e \cdot 10^{-3} \gamma_s = 0,763 \cdot 4520 \cdot 10^{-3} \cdot 7,6 \cdot 10^3 = 26\,210 \text{ кг.}$$

Удельные расходы материалов:

меди

$$g_m = \frac{G_{m1} + G_{m2}}{S_H \cdot 10^3} = \frac{9634 + 8057}{376,5 \cdot 10^3} = 0,047 \text{ кг/(кВ} \cdot \text{А)};$$

стали

$$g_c = \frac{G_{a1} + G_{z1}}{S_H \cdot 10^3} = \frac{82\,100 + 26\,210}{376,5 \cdot 10^3} = 0,288 \text{ кг/(кВ} \cdot \text{А)}.$$

Машинная постоянная Арнольда

$$C_A = \frac{D_1^2 l_1 n_H}{S_H} = \frac{1660^2 \cdot 5340 \cdot 1500}{376,5} = 5,86 \cdot 10^{10} \text{ мм}^3/(\text{мин} \cdot \text{МВ} \cdot \text{А}).$$

13-6. Расчет параметров

Таблица 13-5. Расчет параметров

Обозначение	Источник	Действия	Значение
x_l , %	Табл. 13-4	—	21,0
x_p , %	Табл. 13-4	—	23,5
x_{ad} , %	(9-7)	$(2267/1350) \cdot 100$	168
x_d , %	(9-8)	$21,0 + 168$	189
λ_f	См. (9-9)	$[178 + 2 \cdot (34 + 10)]/3 \cdot 39,5$	2,24
σ	(9-9)	$1 + (0,25 \cdot 1350 \cdot 8 \cdot 5340 \cdot 2,24)/(3,98 \times 10^8)$	1,098

Обозначение	Источник	Действия	Значение
$x_f, \%$	(9-10)	$168 \cdot (1,098 - 1)$	16,5
$\lambda_d', \%$	(9-11)	$21,0 + \frac{168 \cdot 16,5}{168 + 16,5}$	36,0
$x_d'', \%$	(9-12)	$21,0 + 2,5$	23,5
$x_q', \%$	(9-12)	$1,5 \cdot 23,5$	35,2
$x_2, \%$	(9-13)	$1,22 \cdot 23,5$	28,7
$h_{25}, \text{ мм}$	См. (9-9)	$2 \cdot 7,5 + 5$	20
$x_0, \%$	(9-14)	$0,407 \cdot 1,4^2 \cdot \frac{10 \cdot 870}{20} \cdot \frac{5340}{84} \cdot \frac{2}{29} \times$ $\times \left[(3 \cdot 0,857 - 2) \cdot 33,5 + (9 \cdot 0,857 - \right.$ $\left. - 5) \cdot \frac{178}{12} - (9 \cdot 0,857 - 8) \cdot \frac{20}{12} \right] \times$ $\times 10^{-4} + 2 \cdot 168 \cdot (0,857 - 2/3) \times$ $\times \frac{0,829}{0,932^2} \cdot \left[\left(\frac{2}{84} \right)^2 + 0,037 + 0,39 \times \right.$ $\left. \times (0,857 - 2/3) - (0,857 - 2/3)^2 \right]$	16
$T_{0B}, \text{ с}$	(9-16)	$4 \cdot 40 \cdot 0,829 \cdot 1,098 \cdot 3,98 / (1350 \cdot 0,0992)$	4,3
$T_0, \text{ с}$	(9-17)	$4,3 / 0,75$	5,7
$T_d', \text{ с}$	(9-18)	$5,7 \cdot 36,0 / 189$	1,1
$T_d'', \text{ с}$	(9-19)	$0,02 \cdot 1,1$	0,022
$T_a, \text{ с}$	(9-20)	$28,7 \cdot 20 \cdot 10 / (2\pi \cdot 50 \cdot 0,0026 \cdot \sqrt{3 \cdot 10 \cdot 870})$	0,373
$I_d'', \text{ о. е.}$	(9-21)	$105 / 23,5$	4,47
$I_d', \text{ о. е.}$	(9-22)	$105 / 36,0$	2,92
$I_d, \text{ о. е.}$	(9-23)	$105 / 189$	0,55
$I_2'', \text{ о. е.}$	(9-24)	$\sqrt{3 \cdot 105} / (23,5 + 28,7)$	3,48
$I_0', \text{ о. е.}$	(9-25)	$3 \cdot 105 / (23,5 + 28,7 + 16)$	4,62
$M_H, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	(9-27)	$9,55 \cdot 376,5 \cdot 10^6 / 1500$	$2,4 \cdot 10^6$
$M_3, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	(9-26)	$\frac{1,05^2 \cdot 100}{23,5} \cdot 2,4 \cdot 10^6$	$11,30 \cdot 10^6$
$M_2, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	§ 9-8	$\frac{2 \cdot 1,05^2 \cdot 100}{23,5 + 28,7} \cdot 2,4 \cdot 10^6$	$10,10 \cdot 10^6$
$M_{22}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	§ 9-8	$10,10 / 2$	$5,05 \cdot 10^6$

13-7. Расчет потерь и к.п.д.

Расчет к. п. д. при различных нагрузках представлен в табл. 13-7; графическая зависимость $\eta = f(I/I_N)$ аналогична рис. 10-1.

Таблица 13-6. Расчет потерь и к. п. д. при номинальной нагрузке

Обозначение	Источник	Действия	Значение
Q_{ca} , кВт	(10-1)	$1,3 \cdot 1,6 \cdot 0,8 \cdot 1,4^2 \cdot 82 \cdot 100 \cdot 10^{-3}$	268
$Q_{сз}$, кВт	(10-2)	$1,5 \cdot 0,8 \cdot 1,71^2 \cdot 26 \cdot 210 \cdot 10^{-3}$	92
Q_{d0} , кВт	(10-3)	$35 \cdot 0,913^2 \cdot 1,66^3 \cdot 5,34/2^{1,5}$	252
Q_c , кВт	(10-4)	$268 + 92 + 252$	612
Q_m , кВт	(10-5)	$3 \cdot 10 \cdot 870^2 \cdot 0,0026 \cdot 10^{-3}$	922
m'	Табл. 10-1		33
m_c			18
m''			13,2
$m_{п}$			6
$k_{ф.с}$	(5-9)	$1 + 0,107 \cdot \left(\frac{2 \cdot 7,5}{29} \right)^2 (2 \cdot 33)^2 \cdot 2^4 \cdot 10^{-4}$	1,2
k_m	Табл. 5-6	—	0,76
f_k	Табл. 5-6	—	0,962
$k_{ф.п}$	(5-10)	$1 + 0,107 \cdot \left(\frac{2 \cdot 7,5}{29} \right)^2 \cdot (2 \cdot 13,2)^2 \cdot 5^4 \times$ $\times 0,76 \cdot 0,962 \cdot 10^{-4}$	1,91
$k_{ф}$	(10-8)	$(3 \cdot 1,2 + 1,91)/(3 + 1)$	1,38
$Q_{м.ф}$, кВт	(10-9)	$(1,38 - 1) \cdot 922$	350
$Q_{к.к}$, кВт	(3-4)	$50 \cdot 1,751^2 \cdot 1,66^2/2$	211
$Q_{кз}$, кВт	(10-10)	$28 \cdot 1,751^2 \cdot 1,66^3 \cdot 5,34/2^2$	524
$Q_{к\sigma}$, кВт	(10-11)	$922 + 350 + 211 + 524$	2007
Q_B , кВт	(10-12)	$(3800^2 \cdot 0,0992 + 3800 \cdot 2) \cdot 10^{-3}$	1440
$Q_{B\eta}$, кВт	(10-13)	$1440/0,95$	1516
$G_{рот}$, кг	(10-14)	$1,4\pi \cdot 1520^2 \cdot 5340 \cdot 7,85/(4 \cdot 10^6)$	106 490
$p_{ц}$, МПа	§ 10-5	—	1,4
$d_{ц} l_{ц}$, мм ²	(10-15)	$106 490 \cdot 9,81/(2 \cdot 1,4)$	373 100
$l_{ц}$, мм	§ 10-5	Принимаем $l_{ц} = 1,2 d_{ц}$	670
$d_{ц}$, мм	§ 10-5		560
Q_m , кВт	(10-16)	$255 \cdot 560^2 \left(\frac{1500}{3000} \right)^{1,5} \cdot 10^{-3} \times$ $\times \sqrt{\frac{106 492 \cdot 670}{2 \cdot 10^3 \cdot 560}}$	226

Обозначение	Источник	Действия	Значение
Q_2 , кВт	§ 10-5	$57,3 \cdot 1,52^4 \cdot (5,34 + 0,25)/2^3$	214
Q_{2H} , кВт	(10-17)	$214 \cdot 4/10$	86
H	§ 7-3	—	4
Q , кВт	(10-19a)	$612 + 211 + 524 + 1516 + 86$	2949
ϑ , °C	§ 7-3	—	17,5
$\vartheta_{\text{вен}}$, °C	§ 7-2	—	2
c , $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$	Стр. 130	—	1,1·4
L , м ³ /с	(10-18)	$2949/[1,1 \cdot 4 (17,5 - 2)]$	43,2
$h_{вн}$, Па	§ 10-5	$4 \cdot 6000/10$	2400
$\eta_{вн}$, о. е.	§ 10-5	Для пропеллерного вентилятора	0,5
Q_H , кВт	(10-20)	$43,2 \cdot 2400/(0,5 \cdot 10^3)$	207
$Q_{m\Sigma}$, кВт	(10-21)	$226 + 86 + 207$	519
Q_Σ , кВт	(10-22)	$612 + 2007 + 1516 + 519$	4654
η_n , кВт	(10-23)	$\left(1 - \frac{4654}{320\,000 + 4654}\right) \cdot 100$	98,57

Таблица 13-7. Зависимость к. п. д. от нагрузки для турбогенератора 320 МВт, $p = 2$

$I I_n$	1	2	3	4	5
Q_c , кВт	612	612	612	612	612
$Q_{m\Sigma}$, кВт	519	519	519	519	519
$Q_{к\Sigma}$, кВт	125	502	1 129	2 007	3 136
$Q_{вн}$, кВт	381	647	1 036	1 516	2 105
Q_Σ , кВт	1 637	2 280	3 296	4 654	6 372
P , кВт	80 000	160 000	240 000	320 000	400 000
η , %	98,0	98,59	98,64	98,57	98,43

13-8. Тепловой расчет

Таблица 13-8

Обозначение	Источник	Действия	Значение
-------------	----------	----------	----------

Сердечник статора

Принимаем одноструйную систему вентиляции с числом горячих струй $n_c = 1$. По воде соединяются два стержня последовательно, т. е. $n_{вп} = Z_1 = 84$

L , м ³ /с	§ 13-8	—	43,2
$L_{п}$, м ³ /с	(11-8)	$43,2 \cdot (2-1)/96$	0,45
v_a , м/с	(11-9)	$0,45 \cdot 10^6 / (5\pi \cdot 2415)$	11,86
D_{a0} , мм	Табл. 13-2	—	2415
v_z , м/с	(11-10)	$0,45 \cdot 10^6 / \{5 \cdot [\pi (1660 + 220) - 84 \cdot 29]\}$	25,93
α_a , Вт/(м ² ·К)	(11-3) и	$(1 + 0,25 \cdot 11,86) \cdot 1,5 \cdot 4^{0,8} / 0,045$	401
α_z , Вт/(м ² ·К)	(11-6)	$(1 + 0,25 \cdot 25,93) \cdot 1,5 \cdot 4^{0,8} / 0,045$	756
S_a , м ²	§ 13-5	—	2,39
S_z , м ²	§ 13-5	—	0,763
S_{az} , м ²	(11-11)	$2,39 + 0,763$	3,153
$\alpha_{ср}$, Вт/(м ² ·К)	(11-12)	$(401 \cdot 2,39 + 756 \cdot 0,763) / 3,153$	487
$Q_{с п}$, Вт	(11-14)	$(612 + 524) \cdot 10^3 / (96 + 1)$	11 710
$\theta_{с}$, °С	(11-16)	$\frac{11\,710}{2 \cdot 487 \cdot 3,153} \approx 0,8 \cdot 17,5$	18

Обмотка статора

$\theta_{вод}$, °С	§ 7-3	—	20
$L_{вод}$, м ³ /с	(11-23)	$(922 + 350) / (4,14 \cdot 20)$	15,36
$\theta_{м1}$, °С	(11-24)	$20 + 4$	24
$a_{к1}$, мм	Табл. 5-6	—	2
$b_{к1}$, мм	Табл. 5-6	—	4,5
$m_{п}$	Табл. 10-1	—	6
$v_{вод}$, м/с	(11-25)	$15,36 \cdot 10^3 / (2 \cdot 84 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 4,5)$	1,69

Это соответствует рекомендации § 7-3

Обмотка ротора

l_0 , мм		Предварительно принимаем по § 11-9	400
$n_{с2}$	(11-26)	$\frac{1}{2} \left(\frac{5340}{400} + 1 \right)$	7

Обозначения	Источник	Действия	Значение
$n_{с2}$		Окончательно принимаем	7
l_o , мм		$5340/(2 \cdot 7 - 1)$	411
v_2 , м/с	(11-18)	$0,1\pi \cdot 1520/4$	119,4
v_k , м/с	(11-28)	$0,2 \cdot 119,4$	23,9
$L_{п2}$, м ³ /с	(11-29)	$1,12 \cdot 23,9 \cdot 10^{-3}$	0,0268
r_{2o} , Ом	См (11-30)	$1,34 \cdot \frac{8 \cdot 2 \cdot 411}{57 \cdot 444,4 \cdot 10^3}$	$3,48 \cdot 10^{-4}$
$Q_{в.о.}$, Вт	(11-30)	$3800^2 \cdot 0,000348$	5025
ϑ_2 , °С	(11-31)	$5025/(1,1 \cdot 4 \cdot 0,0268 \cdot 10^3)$	42,6
$\alpha_{к2}$, Вт/(м ² ·К)	(11-4) и (11-6)	$165 \cdot \left(\frac{23,9}{40}\right)^{0,8} \cdot 1,5 \cdot 4^{0,8}$	497

Принимаем внутренние каналы в катушке ротора

S_K , м ²	(11-32)	$1176 \sqrt{\left(\frac{411}{2}\right)^2 + 134^2} \cdot 10^{-2}$	0,288
$\vartheta_{\alpha 2}$, °С	(11-33)	$5025/(497 \cdot 0,288)$	35
$\vartheta_{м2}$, °С	(11-34)	$35 + 0,5 \cdot 42,6 + 0,5 \cdot 17,5$	65

Это находится в пределах, указанных в § 11-9

13-9. Механический расчет

Таблица 13-9 Зубец и клин ротора

Обозначение	Источник	Действия	Значение
D_2 , мм	§ 13-2	—	1520
t_2 , мм	Табл. 12-2	$\pi \cdot 1520/60$	79,59
b_2 , мм		$79,59 - 39,5$	40,1
$D_{к2}$, мм		$1520 - 2 \cdot 34$	1452
$t_{к2}$, мм		$\pi \cdot 1452/60$	76
b_k , мм		$39,5 - 12,5$	52
b_5 , мм		$76 - 52$	24
b_c , мм		$76 - 39,5$	36,5
$D_{п}$, мм		$1520 - 2 \cdot 178$	1164
b_z , мм	§ 13-4	—	21,4
d_k , мм	(12-2)	$1520 - 34$	1468
d_m , мм	(12-3)	$1486 - 178$	308

Обозначение	Источник	Действия	Значение
d_z , мм	(12-4)	$1520 - \frac{2}{3} \cdot 178 \cdot \frac{40,1 + 2 \cdot 21,4}{40,1 + 21,4}$	1360
G'_m , кг/мм	Табл 12-3	$8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 444,4 \cdot 8$	0,0316
G'_d , кг/мм		$1,3 \cdot 8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 444,4 \cdot 8 \cdot 40/4$	0,411
G'_i , кг/мм		$2,5 \cdot 10^{-6} \cdot [39,5 \cdot (178-34) - 542 \cdot 8]$	0,0034
G'_k , кг/мм		$2,8 \cdot 10^{-6} \cdot 39,5 \cdot 34$	0,00376
G'_r , кг/мм		$7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 40,1 \cdot 34$	0,0107
G'_z , кг/мм		$7,85 \cdot 10^{-6} \cdot 178 \cdot (40,1 + 21,4)/2$	0,043
n_p , об/мин	§ 12-1	1,2 · 1500	1800
A , 1/с²	§ 12-2	$5,5 \cdot (1800/1000)^2$	17,82
C_n , Н/мм	(12-5)	$17,82 \cdot [(0,0316 - 0,0034) \cdot 1308 + 0,00376 \cdot 1486]$	915,4
C_r , Н/мм	(12-6)	$17,82 \cdot 0,0107 \cdot 1486$	283,3
C_z , Н/мм	(12-7)	$17,82 \cdot 0,043 \cdot 1360$	1042
β , °	§ 12-2	—	45
γ , °	§ 12-2	180/60	3
C_n' , Н/мм	(12-1)	$915,4 \cdot 0,743/0,707$	962
σ_z , МПа	(12-8)	$(962 + 1042)/21,4$	94
σ_r , МПа	(12-9)	$(962 + 283,3)/24$	52
a , мм	§ 12-2	$0,45 \cdot 34$	15,3
b , мм	§ 12-2	$0,2 \cdot 34$	6,8
k	Стр 191	—	2,08
τ_r , МПа	(12-10)	$(915,4 + 283,3)/[2 \cdot (34 - 15,3) \times (1 - 0,171)]$	39
τ_k , МПа	(12-11)	$915,4 \cdot 2,08/[2 \cdot (15,3 + 6,8) \cdot (1 - 0,171)]$	52

Таблица 13-10. Тело бочки ротора

Обозначение	Источник	Действия	Значение
D_0 , мм	§ 13-5	—	180
α_p , мм	(12-17)	180/1164	0,155
h_p , мм	(12-16)	$(1164 - 180)/2$	492
C_p , Н/мм	(12-14)	$4,1 \cdot 17,82 \cdot 1164^3 \cdot (1 - 0,155^3) \cdot 10^{-6}$	114 800
C_{pz} , Н/мм	(12-15)	$(962 + 1042) \cdot 60$	120 240
η_1	Рис. 12-2	—	2,12
η_{12}	Рис. 12-2	—	1,73
σ_0 , МПа	(12-13)	$2,08 \cdot 114\ 800 + 1,73 \cdot 120\ 240$ $2\pi \cdot 492$	144

Таблица 13-11. Расчет бандажного узла (консольное исполнение — см. рис. 2-14, а и 12-3)

Обозначение	Источник	Действия	Значение
h_6 , мм	Рис 6-1	Принимаем 60, так как напряжения при $p = 2$ будут меньше, чем при $p = 1$	60
L_k , мм	§ 12-4	Принимаем	50
L_6 , мм		$\frac{40}{8} (39,5 + 11) + 50 + 150 \div 200 =$	500
		$= 452 \div 502$	
D_{6k} , мм		$1520 - 2 \cdot 34 - 4$	1448
$D_{6н}$, мм		$1448 + 2 \cdot 60 + 20$	1590
D_{6p} , мм		$1520 - 2 \cdot 25$	1470
D_{kk} , мм		$1448 - 2 \cdot 134 - 2 \cdot 10$	1160
$D_{л}$, мм		$1448 - 2 \cdot 10 - 134$	1294
h , мм		—	134
D_6 , мм		$(1590 - 1448) / 2$	1519
F_6 , мм ²	Табл. 12-4	$60 \cdot 500$	30 000
α_6		$1448 / 1590$	0,91
D_k , мм		$(1448 + 1160) / 2$	1304
F_k , мм ²		$50 \cdot (1448 - 1160) / 2$	7200
α_k		$1160 / 1448$	0,801

Таблица 13-12. Определение по полученным α всех нужных для расчета коэффициентов

α	$\alpha_6 = 0,91$	$\alpha_k = 0,801$	$\alpha_p = 0,155$
η_1	1,08	1,15	2,12
η_{11}	1,05	1,14	—
η_{12}	—	1,11	1,74
ζ_1	1,01	1,02	—
ζ_2	—	0,95	0,86
ζ_{11}	1,03	1,08	—
ζ_{12}	—	1,00	—
ζ_{22}	—	0,94	1,1

Предел текучести материала вала должен быть

$$\sigma_{sv} = \frac{\sigma_6}{0,5 \div 0,6} = \frac{144}{0,5 \div 0,6} = 290 \div 240 \text{ МПа.}$$

Принимаем материал вала с пределом текучести $\sigma_{sv} = 260$ МПа.

Допустимое напряжение среза в дюралюминиевом клине $[\tau] = 0,4 \sigma_{sk} = 0,4 \cdot 250 = 100$ МПа, где σ_{sk} принято по табл. 12-1. Расчетное напряжение $\tau_k < [\tau]$.

Сравнивая результаты расчета бандажного узла при $p = 2$ и $p = 1$, можно видеть, что, несмотря на значительное увеличе-

Таблица 13-13. Расчет бандажного узла (продолжение)

Обозначение	Источник	Действие	Значение
$C_6, Н$	Табл. 12-5	$135 \cdot 30\,000 \cdot 1519^2 \cdot 10^{-6}$	$9,34 \cdot 10^6$
$C_7, Н$		$5,5 \cdot 0,411 \cdot 1026 \cdot 1294$	$3,0 \cdot 10^6$
$\lambda_6, мм/Н$		$1519/(2\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 30\,000)$	$3,84 \cdot 10^{-8}$
$k_6, мм$		$(1,01 \cdot 9,34 + 1,03 \cdot 3,0) \cdot 10^6 \cdot 3,84 \times 10^{-8}$	0,481
$C_K, Н$		$22,6 \cdot 50 \cdot 1448^3 \cdot (1 - 0,801^3) \cdot 10^{-6}$	$1,67 \cdot 10^6$
$\lambda_K, мм/Н$	§ 12-4	$1304/(2\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 7200)$	$13,7 \cdot 10^{-8}$
$k_{K2}, мм$		$0,95 \cdot 1,67 \cdot 10^6 \cdot 13,7 \cdot 10^{-8}$	0,217
α_z		1164/1452	0,801
β_z		36,5/21,4	1,7
ν		—	0,605
ψ	Рис. 12-6	—	0,758
$k_z, мм$	Табл. 12-5	$\frac{2 \cdot 0,758}{21 \cdot 10^4} \cdot (962 + 0,605 \cdot 1042) \times$	0,0239
		$\times \frac{178-37}{21,4} \cdot \left(\frac{1000}{1800}\right)^2$	
$\lambda_p, мм^2/Н$		$(1164 + 180)/(4\pi \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 492)$	$1,035 \cdot 10^{-6}$
$k_p, мм$		$(0,86 \cdot 114\,796 + 1,1 \cdot 120\,240) \times$ $\times 1,035 \cdot 10^{-6} \cdot (1000/1800)^2 + 0,0239$	0,0977
$n_{об}, об/мин$		—	2000
$n_{ор}, об/мин$	§ 12-4	—	2000
$n_{ов}, об/мин$		—	0
$\lambda_6, мм/Н$		$\frac{0,58}{21 \cdot 10^4} \sqrt{\frac{1519}{60^3}}$	$23,2 \cdot 10^{-8}$
$\lambda_{22}, мм/Н$		$0,94 \cdot 13,7 \cdot 10^{-8}$	$12,9 \cdot 10^{-8}$
$\delta_6 p, мм$	Табл. 12-6	$(0,481 - 0,0977)(2000/1000)^2$	1,53
$\delta_5 K, мм$		$(0,481 - 0,217)(2000/1000)^2$	1,056
$\Delta_6 p, мм$		$1,53 - (0,481 - 0,0977) \cdot 1,8^2$	0,288
$\Delta_6 K, мм$		$1,056 - (0,481 - 0,217) \cdot 1,8^2$	0,20
$Q_6 p, Н$		$0,288/(23,2 \cdot 10^{-8})$	$124 \cdot 10^4$
$Q_6 K, Н$	Табл. 12-7	0,2	
		$(23,2 + 12,9) \cdot 10^{-8}$	$55,4 \cdot 10^4$
$\sigma_6, МПа$		$(1,08 \cdot 9,34 + 1,05 \cdot 3,0) \cdot 10^6 \cdot 1,8^2$	
		$2\pi \cdot 30\,000$	227
$\sigma_6 p, МПа$		$0,58 \cdot 124 \cdot 10^4 / \sqrt{1519 \cdot 60^3}$	40
$\sigma_6 K, МПа$		$0,58 \cdot 55,4 \cdot 10^4 / \sqrt{1519 \cdot 60^3}$	18
$\sigma_K, МПа$		$1,15 \cdot 1,67 \cdot 10^6 \cdot 1,8^2$	137
		$2\pi \cdot 7200$	
$\sigma_K'', МПа$	Табл. 12-7	$-1,11 \cdot 55,4 \cdot 10^4 / (2\pi \cdot 7200)$	-14
$\sigma_{6p}, МПа$		227 + 40	267
$\sigma_{6K}, МПа$		227 + 18	245
$\sigma_K, МПа$		137 - 14	123

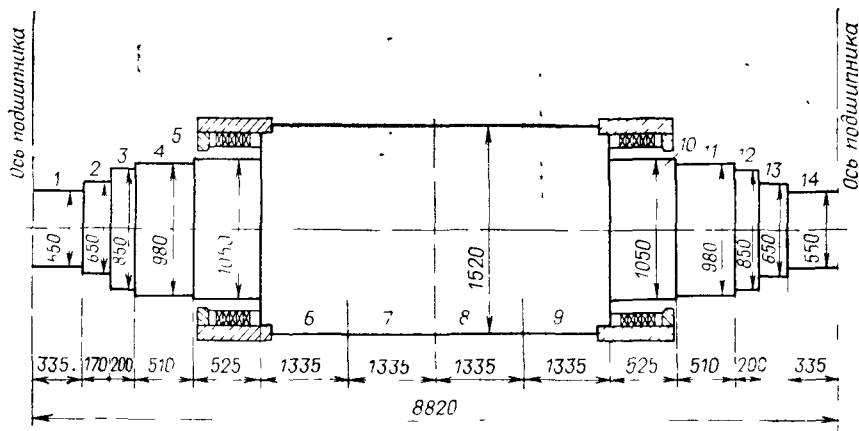


Рис 13-4 Вал ротора турбогенератора ТВВ 320 ($p=2$)

ние диаметров, напряжения при $p=2$ значительно меньше, чем при $p=1$, из-за снижения номинальной частоты вращения.

Температура нагрева бандажного кольца, необходимая для насадки его:

на центрирующее кольцо, по (12-21)

$$t_{6\text{ к}} = \frac{\delta_{6\text{ к}}}{\alpha_{6\text{ к}} D_{6\text{ к}}} = \frac{1,056}{17 \cdot 10^{-6} \cdot 1448} = 43^\circ \text{C};$$

на бочку ротора, по (12-22)

$$t_{6\text{ р}} = \frac{\delta_{6\text{ р}}}{\alpha_{6\text{ р}} D_{6\text{ р}}} = \frac{1,53}{17 \cdot 10^{-6} \cdot 1470} = 61^\circ \text{C},$$

что меньше допустимой по § 12-4.

Критические частоты вращения вала. Все необходимые для расчета размеры вала (рис. 13-4) определяются по выполненному чертежу машины. Размеры шейки вала $d_{\text{ц}}$ и $l_{\text{ц}}$ определены в § 13-7. Вал разбит на участки постоянного сечения, число участков $m=14$. Для сокращения расчетов мелкими различиями диаметров вала и массой вентилятора пренебрегаем. Учтены: вентиляционные пазы в хвостовике ротора под лобовыми частями обмотки (участки 4, 5 и 10, 11 — см. табл. 13-14), массы бандажного и центрирующего колец и лобовой части обмотки (участки 6 и 9, так как бандаж консольный); на участках бочки ротора (6—9) учтено наличие пазов и их содержимого. При этом (см. § 12-8) на участках 7 и 8

$$q_{\text{п2}} = 40 \cdot 39,5 \cdot 178 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 2,21 \text{ кг/мм};$$

$$q_{\text{с. п}} = 40 \cdot (0,0316 + 0,0034 + 0,00376) = 1,55 \text{ кг/мм};$$

$$q = 6,16 \cdot 10^{-6} \cdot 1520^2 = 14,23 \text{ кг/мм};$$

$$q_7 = 14,23 - 2,21 + 1,55 = 13,57 \text{ кг/мм}.$$

Масса бандажного кольца

$$G_6 = \pi \cdot 1519 \cdot 30\,000 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 1124 \text{ кг.}$$

Масса центрирующего кольца

$$G_{\kappa} = \pi \cdot 1304 \cdot 7200 \cdot 7,85 \cdot 10^{-6} = 231 \text{ кг.}$$

Масса лобовой части обмотки

$$G_{\text{л}} = 0,411 \cdot 1026 = 422 \text{ кг.}$$

Общая масса бандажного узла и лобовой части **обмотки**

$$G_{\Sigma} = 1124 + 231 + 422 = 1777 \text{ кг;}$$

погонная масса их на участках 6 и 9

$$q_{6, \text{л}} = 1777/1335 = 1,33 \text{ кг/мм.}$$

Суммарная погонная масса на участках 6 и 9

$$q_6 = q_7 + q_{6, \text{л}} = 13,57 + 1,33 = 14,9 \text{ кг/мм.}$$

У ротора четырехполюсного турбогенератора главные моменты инерции равны и, следовательно, для любой оси момент инерции бочки ротора будет одинаков и равен по (12—25)

$$J = \frac{\pi}{64} \frac{1520^4}{8} - \frac{40 \cdot 39,5 \cdot 178 \cdot 1342^2}{8} = 198,7 \cdot 10^9 \approx 200 \cdot 10^9 \text{ мм}^4,$$

где диаметр центра тяжести паза $D_{\text{п}2} = D_2 - h_2 = 1520 - 178 = 1342 \text{ мм}$

Принимаем ширину вентиляционных пазов в хвостовике ротора под лобовыми частями обмотки $b = 90 \text{ мм}$, высоту $h = 100 \text{ мм}$, число пазов $K = 8$.

Момент инерции на участках 4 и 11 (см. § 12-8)

$$J_4 = \frac{\pi}{64} \frac{980^4}{8} - \frac{8 \cdot 90 \cdot 100 \cdot 880^2}{8} = 38,3 \cdot 10^9 \text{ мм}^4,$$

где $d_{\text{п}} = 980 - 100 = 880 \text{ мм}$,
на участках 5 и 10

$$J_5 = \frac{\pi}{64} \frac{1050^4}{8} - \frac{8 \cdot 90 \cdot 100 \cdot 950^2}{8} = 51,5 \cdot 10^9 \text{ мм}^4,$$

где $d_{\text{п}} = 1050 - 100 = 950 \text{ мм}$.

Расчет первой критической частоты для половины вала сведен в табл. 13-14.

Первая критическая частота вращения по (12-24)

$$n_{\kappa 1} = \frac{1,353 \cdot 10^6}{8820^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 6,69 \cdot 2 \cdot 3,45 \cdot 10^{-12}}} = 1811 \text{ об/мин.}$$

Первая критическая частота вращения получилась выше номинальной на 21 %, поэтому расчет второй критической частоты нецелесообразен.

Таблица 13-14. Расчет первой критической частоты вращения ($k = 1$)

i	d_i , мм	l_i , мм	q_i , кг/мм	J_i , 10^4 мм ⁴	b_i , мм	$x_i = k \frac{b_i}{l}$	Φ_i	$\Delta_i = \Phi_i - \Phi_{i-1}$	$\Delta_i q_i$	$\frac{\Delta_i J_i}{10^{-12}}$, мм ⁻⁴
1	550	335	1,86	4,49	335	0,0380	0,00036	0,00036	0,00067	0,080
2	650	170	2,60	8,76	505	0,0572	0,00128	0,00092	0,00239	0,105
3	850	200	4,45	25,6	705	0,080	0,00337	0,00209	0,0093	0,0816
4	980	510	5,92	38,3	1215	0,1377	0,0174	0,01403	0,083	0,366
5	1050	525	6,79	51,5	1740	0,1973	0,0453	0,0279	0,189	0,542
6	1520	1335	14,9	200	3075	0,3486	0,221	0,1757	2,618	0,878
7	1520	1335	13,57	200	4410	0,5	0,5	0,279	3,786	1,395
Σ	—	$l = 2,4410$	—	—	—	—	—	2,0,5	2,6,688	$2,3,448 \cdot 10^{-12}$

Нажимное кольцо, пальцы и стяжные ребра статора. На основании чертежа общего вида и полученных размеров вычерчивается в масштабе нажимное кольцо и палец (рис. 13-5). Сечение плиты разбиваем на три прямоугольника (1, 2 и 3). Отверстия под ребра пренебрегаем. По рисунку определяются размеры, необходимые для расчета: $b_1 = 50$ мм; $b_2 = 50$ мм;

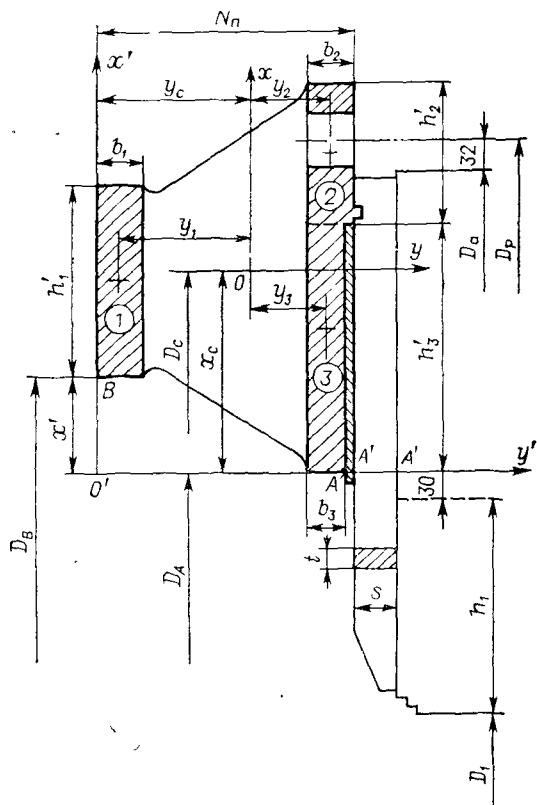


Рис. 13-5 Нажимная плита статора турбогенератора ТВВ-320 ($p=2$)

Таблица 13-15. Расчет нажимного кольца, пальцев и стяжных ребер статора

Обозначение	Источник	Действия	Значение
D_p , мм		$2730 + 66$	2796
D_A , мм		$1660 + 2 \cdot 220 + 60$	2160
D_B , мм		$2160 + 200$	2360
x_1 , мм		$100 + 100$	200
x_2 , мм *		$270 + 75$	345
x_3 , мм		$270/2$	135
y_1 , мм		$50/2$	25
y_2 , мм		$260 - 25$	235
y_3 , мм		$260 - 50 + 21$	231
F_1 , мм ²	§ 12-8	$50 \cdot 200$	10^4
F_2 , мм ²		$50 \cdot 150$	$0,75 \cdot 10^4$
F_3 , мм ²		$42 \cdot 270$	$1,13 \cdot 10^4$
ΣF_i , мм ²		$(1 + 0,75 + 1,13) \cdot 10^4$	$2,88 \cdot 10^4$
x_c , мм		$(200 \cdot 1 + 345 \cdot 0,75 + 135 \cdot 1,13)/2,88$	212
y_c , мм		$(25 \cdot 1 + 235 \cdot 0,75 + 231 \cdot 1,13)/2,88$	160
y_1 , мм		$25 - 160$	-135
y_2 , мм		$235 - 160$	75
y_3 , мм		$231 - 160$	71
J_c , мм ⁴		$(200 \cdot 50^3 + 150 \cdot 50^3 + 270 \cdot 42^3) \times$ $\times \frac{1}{12} + (135^2 \cdot 1 + 75^2 \cdot 0,75 + 71^2 \times$ $\times 1,13) \cdot 10^4$	$2,87 \cdot 10^8$
α_1		$1660/2730$	0,608
β_1		$2796/2730$	1,024
C_1		$\frac{\pi}{8} [(1 - 0,608^2) \cdot 1,024 - \frac{2}{3} (1 - 0,608^3)]$	0,0505
p_c , МПа	§ 12-6	Принимаем	1,2
M_1 , Н·мм	(12-27)	$1,2 \cdot [0,0505 \cdot 2730^3 - 0,5 \cdot 535 \cdot 920 \times$ $\times (2796 - 1660 - 220)]$	$9,38 \cdot 10^8$
D_c , мм	§ 12-8	$2160 + 2 \cdot 212$	2584
σ_a , МПа	(12-28)	$\frac{9,38 \cdot (260 - 160)}{2\pi \cdot 2,87} \cdot \frac{2584}{2160}$	62
σ_b , МПа	(12-29)	$\frac{9,38 \cdot 160}{2\pi \cdot 2,87} \cdot \frac{2584}{2360}$	91
α_2	§ 12-8	$1660/2160$	0,768
C_2	§ 12-8	$\frac{\pi}{8} [(1 - 0,768^2) - \frac{2}{3} (1 - 0,768^3)]$	0,0179

Обозначение	Источник	Действия	Значение
M_2 , Н·мм	(12-30)	$1,2 \cdot [0,0179 \cdot 2160^3 - 0,5 \times 535 \cdot 920 (2160 - 1660 - 220)]$	$1,26 \cdot 10^8$
s , мм	§ 12-6	Принимаем	45
l , мм		»	20
z		» $z = Z_1$	84
σ_{Π} , МПа		$6 \cdot 1,26 \cdot 10^8 / (84 \cdot 20 \cdot 45^2)$	222
P_c , Н	(12-32)	$1,2 \cdot 3,15 \cdot 10^8$	$3,78 \cdot 10^8$
S_{a2} , м ²	Табл. 13-8	—	3,15
d , мм	§ 12-6	Принимаем	50
m_p		Принимаем равным $Z_1/3$	28
σ_p , МПа	(12-33)	$4 \cdot 3,78 \cdot 10^8 / (\pi \cdot 50^2 \cdot 28)$	70

$b_3 = 42$ мм; $N_n = 260$ мм; $h_1' = 200$ мм; $h_2' = 150$ мм; $h_3' = 270$ мм; $x' = 100$ мм;

Допустимые напряжения по § 12-6 для кольца и пальца $[\sigma] = (0,9 \div 0,98) \sigma_s$, где σ_s — по табл. 12-1.

Для кольца

$$[\sigma_{\text{к}}] = (0,9 \div 0,98) \cdot 160 = 144 \div 157 \text{ МПа};$$

для пальцев

$$[\sigma_{\Pi}] = (0,9 \div 0,98) \cdot 300 = 270 \div 294 \text{ МПа}.$$

Оба расчетных напряжения $\sigma_{\text{в}}$ и σ_{Π} меньше допустимых.

Материал пальцев и нажимного кольца — немагнитная сталь.

Для ребер $[\sigma_p] = 0,6$, $\sigma_s = 0,6 \cdot 420 = 252$ МПа.

Расчетное напряжение σ_p меньше допустимого. Материал ребер — сталь.

Вибрации сердечника статора. Число периодов деформации сердечника $m_d = 2 p = 4$.

Средний диаметр спинки статора $D_{a0} = 2415$ мм (см. табл. 13-2).

Отношение массы собранного сердечника к массе спинки

$$\eta = \frac{G_{a1} + G_{z1} + G_{m1}}{G_{a1}} = 1 + \frac{26 \cdot 210 + 9634}{82 \cdot 100} = 1,436.$$

Собственная частота колебаний сердечника по (12-346)

$$f_c = 31 \frac{h_{a1}}{D_{a0}^2} \sqrt{\frac{1,5 E_c}{\eta e}} \cdot 10^3 = 31 \cdot \frac{315 \cdot 10^3}{2415^2} \times \\ \times \sqrt{\frac{1,5 \cdot 13 \cdot 10^4}{1,436 \cdot 1,272}} = 547 \text{ Гц}.$$

Здесь

$$e = 1 + m_d^2 \left(\frac{h_{a1}}{D_{a0}} \right)^2 = 1 + 4^2 \left(\frac{315}{2415} \right)^2 = 1,272.$$

Под корнем значение E_c умножено на 1,5, так как в спинке сталь ориентирована поперек проката и ее модуль упругости больше в 1,5 раза (см. § 12-7).

Динамический коэффициент

$$k_d = \frac{1}{1 - (2f_H/f_c)^2} = \frac{1}{1 - (100/547)^2} = 1,034.$$

Амплитуда вибраций по (12-35a)

$$A_m = \frac{300}{(m_d^2 - 1)^2} \frac{B_0^2}{E_c} \left(\frac{D_{a0}}{h_{a1}} \right)^3 \frac{l_1 D_1}{l_e} k_d =$$

$$= \frac{300}{(4^2 - 1)^2} \cdot \frac{0,913^2}{1,5 \cdot 13 \cdot 10^4} \left(\frac{2415}{315} \right)^3 \frac{5340 \cdot 1660}{4520} \cdot 1,034 = 5,2 \text{ мкм.}$$

Амплитуда вибраций сердечника статора получилась незначительной, поэтому эластичная подвеска не предусматривается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Хуторецкий Г. М. Проектирование и расчет современных двухполюсных турбогенераторов Л ЛПИ, 1962
- 2 Турбогенераторы Расчет и конструкция/Под ред Н П Иванова и Р А Лютера Л Энергия, 1967
- 3 Домбровский В. В., Хуторецкий Г. М. Основы проектирования электрических машин переменного тока Л Энергия, 1974
- 4 Алексеев А. Е., Костенко М. П. Турбогенераторы Л, М ГЭИ, 1961
- 5 Вольдек А. И. Электрические машины Л Энергия, 1978
- 6 Готтер Г. Нагревание и охлаждение электрических машин Пер с нем. Под ред В В Мальцева М — Л Госэнергоиздат, 1961
- 7 Филиппов И. Ф. Основы теплообмена в электрических машинах Л Энергия, 1974
- 8 Дроздова Л. А., Хуторецкий Г. М. Технические показатели двух- и четырехполюсных турбогенераторов большой мощности//Сб «Электросила» Л: Энергия 1973 № 29 С 47—50.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	
ГЛАВА ПЕРВАЯ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ	8
1-1. Задание на проектирование	—
1-2. Системы охлаждения	9
1-3. Коэффициент мощности	11
1-4. Шкала напряжений	13
1-5. Частота вращения и частота сети	14
1-6. Отношение короткого замыкания	15
1-7. Коэффициент полезного действия	17
1-8. Сверхпереходное и переходное индуктивные сопротивления	18
1-9. Аномальные режимы	19
1-10. Порядок проектирования	20
ГЛАВА ВТОРАЯ. КОНСТРУКЦИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРА	21
2-1. Общая компоновка	—
2-2. Конструкция статора	24
2-3. Конструкция ротора	38
2-4. Системы обеспечения	46
ГЛАВА ТРЕТЬЯ. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРА	49
3-1. Машинная постоянная	—
3-2. Диаметры расточки статора и бочки ротора	52
3-3. Отношение активной длины к диаметру	55
3-4. Критические частоты вращения	56
3-5. Потери в торцевой зоне турбогенератора	58
3-6. Зазор	—
3-7. Маховой момент	59
3-8. Общая масса турбогенератора и удельный расход материалов	60
3-9. Охлаждающая среда	61
ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ НАГРУЗКИ	64
4-1. Общие замечания	—
4-2. Линейная нагрузка статора	65
4-3. Индуктивное сопротивление рассеяния статора	66
4-4. Плотность тока в обмотке статора	68
4-5. Плотность тока в обмотке ротора	70
4-6. Индукция в зазоре	71
4-7. Индукция в теле ротора и в сердечнике статора	72
4-8. Пример определения основных размеров и электромагнитных нагрузок	74

ГЛАВА ПЯТАЯ. ОБМОТОЧНЫЕ ДАННЫЕ СТАТОРА 76

5-1. Общие замечания	—
5-2. Число параллельных ветвей	—
5-3. Объем тока в пазу статора	78
5-4. Число пазов статора	79
5-5. Относительный шаг и обмоточный коэффициент	80
5-6. Магнитный поток	84
5-7. Ширина паза статора и сечение стержня	—
5-8. Коэффициент вытеснения тока	89
5-9. Высота элементарного проводника	91
5-10. Высота паза статора	93
5-11. Электротехническая сталь	94
5-12. Размеры сердечника статора	95
5-13. Длина витка обмотки статора и сопротивление	98
5-14. Пример выбора обмоточных данных статора	—

ГЛАВА ШЕСТАЯ. ОБМОТОЧНЫЕ ДАННЫЕ РОТОРА 105

6-1. Общие замечания	—
6-2. Материал ротора и бандажей	106
6-3. М. д. с. ротора	107
6-4. Конфигурация зубцового слоя из условия прочности	108
6-5. Число пазов и отношение их к числу пазовых делений	113
6-6. Размеры паза ротора	119
6-7. Сечение вентиляционного канала в полом проводнике	122
6-8. Трапециевидные пазы ротора	123
6-9. Длина бочки ротора	124
6-10. Средняя длина витка обмотки ротора и сопротивление	125
6-11. Пример выбора обмоточных данных ротора	126

ГЛАВА СЕДЬМАЯ. РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ 130

7-1. Общие замечания	—
7-2. Турбогенераторы с косвенным охлаждением	—
7-3. Турбогенераторы с непосредственным охлаждением	131

ГЛАВА ВОСЬМАЯ. ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЙ РАСЧЕТ —

8-1. Общие замечания	—
8-2. Магнитная цепь	132
8-3. Расчет характеристики холостого хода	137
8-4. Ток ротора при нагрузке (диаграмма Потье)	146
8-5. О. к. з. и статическая перегружаемость	148
8-6. Регулировочная характеристика	—
8-7. Весовые характеристики	149
8-8. Пример электромагнитного расчета	—

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ. РАСЧЕТ ИНДУКТИВНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ И ПОСТОЯННЫХ ВРЕМЕНИ 154

9-1. Общие замечания	—
9-2. Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки статора	156
9-3. Индуктивное сопротивление Потье	157
9-4. Индуктивное сопротивление реакции якоря	158
9-5. Индуктивное сопротивление рассеяния обмотки возбуждения	—
9-6. Индуктивные сопротивления x_d' , x_d'' , x_2 и x_0	159
9-7. Постоянные времени	160
9-8. Токи и моменты при коротких замыканиях	161
9-9. Пример расчета параметров	162

	ГЛАВА ДЕСЯТАЯ. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ И К. П. Д.	163
	10-1. Общие замечания	—
	10-2. Потери холостого хода	164
	10-3. Потери короткого замыкания	—
	10-4. Потери на возбуждение	166
	10-5. Механические потери	—
	10-6. Сумма потерь и к. п. д. при номинальной нагрузке	168
	10-7. Пример расчета к. п. д.	—
	ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	171
С	11-1. Общие замечания	—
—	11-2. Расчет нагрева отдельных частей машины методом тепловых схем	17
П	11-3. Плотность теплового потока (удельная тепловая нагрузка)	17
В	11-4. Теплопроводность	175
Г.	11-5. Теплоотдача с поверхности	176
	11-6. Тепловой расчет статора с косвенным охлаждением	179
	11-7. Тепловой расчет ротора с косвенным охлаждением	180
	11-8. Тепловой расчет статора с непосредственным водяным охлаждением обмотки	181
	11-9. Тепловой расчет ротора с непосредственным водородным охлаждением	182
	11-10. Тепловой расчет ротора с непосредственным водяным охлаждением	184
	11-11. Пример теплового расчета	185
	ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ	187
	12-1. Общие замечания	—
Г	12-2. Расчет зубца и клина ротора	188
	12-3. Расчет тела бочки ротора	191
	12-4. Расчет бандажного узла	193
	12-5. Критические частоты вращения ротора	202
	12-6. Расчет нажимных колец, пальцев и стяжных ребер статора	208
	12-7. Вибрации сердечника статора	210
	12-8. Пример механического расчета	212
Г.	ГЛАВА ТРИНАДЦАТАЯ. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЧЕТЫРЕХПОЛЮСНОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРА	225
	13-1. Вводные замечания	—
	13-2. Определение основных размеров и электромагнитных нагрузок	227
	13-3. Выбор обмоточных данных статора	231
	13-4. Выбор обмоточных данных ротора	235
	13-5. Электромагнитный расчет	239
	13-6. Расчет параметров	241
	13-7. Расчет потерь и к. п. д.	243
Г	13-8. Тепловой расчет	244
	13-9. Механический расчет	253
	Список литературы	—