1.02.22 гр.19-1 Техничекое обслуживание т.о. Преподаватель Захаров Г.П.

# Тема 1: ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА

Надежность работы турбины и генератора в значительной мере определяется их вибрационным Повышенная вибрация, возни­кающая вследствие некачественного изготовления, монтажа, ремонта или некачественной эксплуатации агре­гата, является источником всевоз­  
можных аварийных ситуаций и да­же крупных аварий. Необходимо от­метить, «что вредные последствия да­же умеренных вибраций имеют свой­ство накапливаться и проявляться в самой различной форме. Это мо­жет найти выражение в появлении усталостных трещин в роторе тур­бины, штоках регулирующих клапа­нов, чугунных опорах, зубчатых пе­редачах и т. д. Под действием виб­рации расстраивается взаимное крепление частей, нарушается жест­кая связь статоров и подшипников с фундаментными плитами, уве­личивается расцентровка валов.

При повышенной вибрации воз­никает опасность повреждения ла­биринтных уплотнений турбины, во­дородных уплотнений и системы водяного охлаждения генератора. Значительные колебания вала на масляной пленке могут вызвать воз­никновение очагов полусухого тре­ния, что увеличивает опасность вы­плавления подшипников.

Неблагоприятное действие виб­рации оказывается также на работе системы регулирования турбины и приборов контроля. Необходимо от­метить также отрицательное воз­действие вибрации на обслуживаю­щий персонал. Это воздействие определяется как повышенным уровнем шума, так и непосредствен­ным, физиологическим действием вибрации на организм человека.

Все эти обстоятельства предъяв­ляют весьма жесткие требования к нормированию вибраций. Соглас­но ПТЭ вибрационное состояние турбоагрегата оценивается по сле­дующей шкале:

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальная скорость вра­щения ротона, об/мин | Двойная амплитуда вибрации, мкм |
| Отлично | Хорошо | Удовлетво­рительно |
| 15Q0 ■ | ЕДо 30 | До 50 | До 70 |
| 3000 | До 20 | До 30 | До 40 |
| 5000 | До 10 | До 15 | До 25 |
| 8000 и более | До 5 | До 10 | До 15 |

На турбогенераторах блочных установок мощностью 150 МВт и бо­лее вибрация не должна превышать 30 мкм.

Вибрация должна замеряться в трех направлениях: вертикальном, горизонтально-продольном и гори­зонтально-поперечном. Если вибра­ция хотя бы одного из подшипников в одном из трех направлений пре­вышает значение «удовлетворитель­но» для данного типа машин, то вибрационное состояние всего агре­гата признается неудовлетворитель­ным, и турбина должна быть выве­дена в ремонт для устранения виб­рации.

Вибрационное состояние агрега­та должно определяться при вводе его в эксплуатацию после монтажа, перед выводом агрегата в капиталь­ный ремонт и после капитального ремонта. При отличном и хорошем вибрационном состоянии агрегата периодичность замеров вибрации должна составлять 1 раз в 3 мес. При заметном повышении вибрации подшипников замеры должны произ­водиться по особому графику. Тур­боагрегаты с удовлетворительной оценкой вибрации могут быть вве­дены в эксплуатацию только с раз­решения главного инженера район­ного управления (энергокомбина­та), причем в самое ближайшее вре­мя должны быть приняты меры по улучшению вибрационного состоя­ния агрегата.

Для оценки вибрационного со­стояния турбоагрегата уровень виб­рации должен определяться не толь­ко на рабочих числах оборотов, но и при прохождении турбиной крити­ческого числа оборотов. Исследова­ния показали [14], что переход систе­мы «ротор — опоры» через критиче­ские скорости в процессе пуска и останова агрегата может сопровож­даться весьма значительным увели­чением амплитуды колебаний. Хотя в данном случае повышенная вибра­ция действует относительно кратко­временно, однако нескольких пусков и остановов машины с недопустимо большими амплитудами колебаний ротора на критических скоростях может оказаться достаточным для приведения в негодность паровых и масляных уплотнений. В худших случаях возникают задевания в про­точной части турбины, появляется остаточный прогиб ротора, разруша­ется баббит вкладышей подшипни­ков, появляются трещины в фунда­менте и т. п.

Значительный рост вибрации на кри­тических скоростях вызывается существен­ной неуравновешенностью ротора по соб­ственным формам динамического прогиба валов. Как показывает практика, и этот небаланс может быть устранен специаль­ными методами балансировки с доведением уровня вибрации подшипников на крити­ческих оборотах до величины порядка 30— 50 мкм. Поэтому вибрационное состояние турбоагрегата, проходящего критические скорости с повышенной вибрацией, не мо­жет считаться удовлетворительным, если даже на рабочей скорости вращения ви­брация подшипников «е превышает нор­мы.

Существующие допуски нормируют ам­плитуду колебаний подшипников только в за­висимости от скорости вращения роторов, не учитывая частотного состава этих колеба­ний. Однако многочисленные измерения по­казывают, что вибрация подшипников, ва­лов и других элементов машины часто ко­сит. несвнусоидальный характер. На коле­бания основной частоты, равной частоте вращения роторов, накладываются состав­ляющие высших, а иногда и низших ча­стот. В отдельных случаях наблюдаются колебания, близкие к синусоидальным, ио с частотами, отличными от основной [14].

У агрегатов с частотой вращения 3000 об/мин с основной частотой колеба­ний 50 Гц чаще всего обнаруживается высокочастотная составляющая 100 Гц, а также имеют место низкочастотные состав­ляющие с частотами, близкими, к низшей критической скорости системы «ротор — опоры» (обычно 17—21 Гц) или к полови­не рабочей частоты (~25 Гц).

Присутствие существенных по амплиту­де высших гармоник свидетельствует о дей­ствии на колеблющуюся систему значи­тельных нагрузок, которые могут в несколь­ко раз превышать нагрузки, вызывающие колебания основной частоты. Однако, по­скольку вопрос о связи между спектраль­ным составом вибрации и опасностью ее для турбины недостаточно изучен, можно ограничиться лишь указанием на необхо­димость принятия более жестких допусков на вибрацию в случае значительных высо­кочастотных составляющих. Что касается низкочастотных колебаний, то вследствие их неустойчивости, способности к внезапно­му и резкому возрастанию они представля­ют несомненную опасность для машины. Поэтому, если в колебаниях подшипников и роторов обнаруживаются заметные низ­кочастотные составляющие, вибрационное состояние турбоагрегата не может быть признано удовлетворительным.

Некоторый учет частотного состава ви­брации предусматривают нормы VDI, по­лучившие распространение в европейской практике. Согласно этим нормам в каче­стве основной характеристики вибрации принимается эквивалентная амплитуда ви­броскорости, измеренная при рабочей ско­рости вращения роторов

Если измеряемые колебания разлагают­ся на гармонические составляющие с угло­выми частотами сої, (02, ..., (о„ и соответст­вующими им амплитудами At, Аг,., .,Ап, то эквивалентная амплитуда внброскоро - сти может быть подсчитана по формуле

Vskb = К'Л^шг, + ЛЧсоЧ + . . . + AinP\*„ = = VVh + V», + . . . + Wn, (3-14)

Где Vi, . . ., Vn — амплитудные значения виброскорости каждой из гармонических составляющих.

Для случая измерения биений с мак­симальными l/макс и минимальными Vrnui значениями виброскоростей

VSKB = К^макс + VW (3-15)'

В табл. 3-7 приводятся нормы допу­стимой вибрации подшипников турбоагре-

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Таблща 3-7   |  |  |  | | --- | --- | --- | | V  " ЭКВ>  Мм/с | ^ЭКВ' мкм  (при 50 Гц) | Оценка вибрации | | 4,0 | 12.5 | Очень хорошо—хорошо | | 10,0 | 31,5 | Допустимо | | 25,0 | 80,0 | Улучшение желательно Улучшение необходимо | | >25,0 | >80,0 | Недопустимо | |

Гатов по данным VDI на основной частоте 50 Гц

В проекте международного стандарта на вибрацию машин предлагается исполь­зование в качестве критерия эффективной амплитуды виброскорости

Уэфф = l-'экв (3-16>

Как величины, непосредственно измеряемой электроизмерительными приборами. Уровни

■оценки вибросостояния машин ПО Уэфф со­ответствуют подобным же уровням, при­веденным по Уэкв в нормах VDI. Эти нор­мы учитывают гармонический состав изме­ряемой вибрации за счет составляющих, имеющих частоту выше оборотной.

Оценка вибрационного состояния турбоагрегата будет не полной, если не учитывать уровень вибрации его фундамента. Обычно у правильно спроектированного и хорошо выпол­ненного фундамента двойная ампли­туда колебаний при хорошо отба­лансированном роторе не превышает 10—20 мкм. Заметное отклонение от приведенных значений в сторо­ну увеличения свидетельствует о де­фектах фундамента.

При рассмотрении вопросов виб­рации современных крупных турбо­агрегатов необходимо учитывать то обстоятельство, что колебания под­шипников в современных агрегатах все в меньшей степени отражают истинные колебания вала турбины. Это объясняется в первую очередь повышенной массой и жесткостью опор крупных турбоагрегатов. Не последнюю роль в этом явлении играют также демпфирующие свой­ства масляного клина, существую­щего между шейкой вала и подшип­ником.

Согласно экспериментальным данным на крупных агрегатах ам­плитуда вибрации концов валов мо­жет превосходить в 10—15 раз ам­плитуду колебаний подшипника, причем эти колебания могут быть смещены между собой по фазе. На­блюдались также случаи, когда вы­лет одной или нескольких рабочих лопаток не приводил к заметному увеличению вибрации подшипников, тогда как колебания вала сущест­венно возрастали. Это показывает, что для ряда турбоагрегатов вибра­ция подшипников не являтся надеж­ным критерием безопасности, и не­обходимо для этих агрегатов в каж­дом отдельном случае эксперимен­тально устанавливать связь между колебаниями валов и подшипников турбины. Переход к большим еди­ничным мощностям турбоагрегатов повышает требования к их вибра­ционной надежности, вследствие че­го устранение значительных вибра­ций и определение причины их появ­ления являются задачами первосте­пенной важности.

К основным причинам, вызываю­щим возникновение вибраций агре­гата, можно отнести следующие:

А) динамическая неуравновешен­ность роторов;

Б) нарушение центровки рото­ров;

В) ослабление жесткости систе­мы;

Г) работа в области резонансных чисел оборотов;

Д) потеря устойчивости вала на масляной пленке;

Е) появление возмущающих сил электромагнитного происхождения.

Возникновение динамической не­уравновешенности роторов может быть вызвано двумя причинами:

1) перераспределением масс по окружности ротора или приложе­нием к ротору новых неуравнове­шенных масс;

2) смещением главной централь­ной оси инерции ротора относитель­но оси его вращения.

В обоих случаях возникает не­уравновешенная центробежная си­ла, пропорциональная квадрату чис­ла оборотов, вызывающая вибрацию агрегата оборотной частоты.

Причинами возникновения не­уравновешенности роторов турбин и генераторов могут быть обрыв лопа­ток и бандажей, разрушение дисков, некачественная балансировка при перелопачивании роторов, перемот - іка роторов генераторов, неравно­мерный износ лопаток, .неравномер­ный занос солями лопаточного аппа­рата и т. д.

Смещение оси инерции ротора относительно оси вращения может возникнуть из-за ослабления 'посад­ки деталей на валу или прогиба вала. Прогиб ротора при сборке мо­жет возникнуть в результате пере­коса шпонок относительно ШПОНОЧ­НЫХ пазов, некачественно выполнен­ной насадки дисков и т. д. В процессе эксплуатации прогиб ротора - мо­жет 'вызываться тепловой разбалан - сировкой, термической нестабильно­стью металла, ротора, задеваниями в проточной части, а также непра­вильными режимами пуска - и оста­нова турбин, вызывающими прогиб ротора.

Рассмотренные выше явления приводят к появлению первичного прогиба, являюще­гося следствием первичной неуравновешен­ности ротора. Появление первичного проги­ба вызывает вторичную неуравновешен­ность, возникающую вследствие отклонения оси инерции от оси вращения при динами­ческом прогибе ротора. Эта вторичная не­уравновешенность трудно поддается опреде­лению из-за сложности измерения динами­ческого прогиба по длине роторов в эксплуа­тационных условиях, однако приближенные расчеты показывают, что она может в не­сколько раз превышать первичную неуравно­вешенность ротора.

Динамический прогиб на крити­ческих скоростях достигает, как пра­вило; максимальных значений, что приводит к значительному росту суммарной неуравновешенности и как следствие к усилению вибрации подшипников. Преобладающее влия­ние динамического прогиба на виб­рацию наблнрдается главным обра­зом у роторов современных генера­торов средней и большой мощности, работающих вблизи второй критиче­ской скорости. Вследствие этого критерием оценки уравновешенно­сти роторов генераторов является амплитуда вибрации подшипников и вала на рабочей и критической ско­ростях вращения.

Одной из причин повышения ви­брации агрегата может явиться рас - центровка 'роторов. Влияние расцен - тровки на вибрацию турбин суще­ственно зависит от степени уравно­вешенности роторов и носит различ­ный характер в зависимости от типа соединительных муфт. При жестких или полужестких муфтах сболчива - ние муфты восстанавливает нор­мальную центровку роторов. При этом возникает перераспределение нагрузки на подшипники от веса со­единенных роторов. Не являясь не­посредственным источником динами­ческих сил, возбуждающих колеба­ния, такое перераспределение стати­ческой нагрузки изменяет парамет­ры системы «ротор — опоры». Так, например, полная разгрузка одной промежуточной опоры увеличивает пролет вала между опорами и изме­няет его критическое число оборо­тов, что в свою очередь может при­вести к приближению одной из кри­тических скоростей к рабочей ско­рости вращения агрегата. Если в ре­зультате перераспределения стати­ческой нагрузки одна из опор ока­жется частично разгруженной, то это может способствовать возбужде­нию низкочастотных колебаний, вы­званных неустойчивостью вала на масляной лленке при малых ради­альных нагрузках на подшипник. Гибкие соединительные муфты мо­гут компенсировать значительную расцентровку валов (до 0,3 мм) без возникновения заметной вибрации. Однако в случае загрязнения масла, отложений шлама и наличия накле­па на рабочих поверхностях подвиж­ных элементов муфты происходит резкое увеличение коэффициента трения между этими элементами, что может привести к частичному или полному заклиниванию муфты. В этом случае соединенные роторы начинают работать со смещением центра тяжести относительно оси вращения, что является причиной возникновения вибрации.

В процессе эксплуатации расцен - тровки роторов или перераспределе­ние нагрузки на подшипники воз­можны вследствие нарушения пра­вильного теплового расширения цилиндров турбины. Это явление свя­зано с заклиниванием корпусов под­шипников или цилиндров на шпон­ках, упором в дистанционные болты, односторонним нагревом или охлаж­дением цилиндра и т. д.

Наряду с неравномерным обогре­вом цилиндров вибрация может воз­никнуть также вследствие неравно­мерного прогрева фундамента ма­шины. Такие явления наблюдались при эксплуатации турбин 300 МВт, у которых разность вертикальных тепловых расширений колонн фун­дамента достигала 2 мм.

Причиной, вызывающей неравно­мерный прогрев фундамента, может быть близкое расположение паро­проводов, клапанов, и подогревате­лей, имеющих недостаточную или поврежденную изоляцию. Характер­ным признаком возникновения рас - центровки агрегата по этой причине является постепенное нарастание вибраций в течение нескольких дней с момента пуска, поскольку, как по­казали наблюдения, нагрев фунда­мента длится несколько суток (у тур­бин К-300-240 до 7 суток). Для устранения вибраций, вызываемых этим явлением, необходимо тща­тельно изолировать находящиеся в непосредственной близости от фун­дамента высокотемпературные узлы и детали с установкой в наиболее обогреваемых местах водяных экра­нов, а также проверить и, если по­требуется, провести дополнительную балансировку роторов.

Еще одной причиной возникнове­ния вибрации при эксплуатации крупных агрегатов является просад­ка выхлопных патрубков турбины со 'встроенными в них подшипника­ми при наборе вакуума и от веса на­ходящейся в водяных камерах кон­денсатора циркуляционной воды. Для турбин мощностью 100— 300 МВт просадка опор под дей­ствием вакуума оценивается вели­чиной порядка 0,1—0,15 мм. Эту причину можно обнаружить, заме­ряя уровень вибрации при измене­нии вакуума на турбине. При этом наибольшее изменение вибраций на­блюдается на подшипниках ЧНД.

На рис. 3-17 приводится зависи­мость поперечных колебаний задне­го подшипника ЦНД от вакуума для турбины ВК-100-2. Хотя виброграм­ма, представленная на графике, отражает целый ряд причин, вызы­вающих вибрацию, в том числе и тепловую расцентровку за счет ухудшения вакуума, однако влияние

Изменения вакуума прослеживается довольно четко. Подобное влияние вакуума можно в значительной мере устранить путем установки ротора низкого давления с некоторым за­вышением относительно остальных валов при центровке агрегата.

При постоянной величине неба­ланса или расцентровки ротора уве­личение амплитуды колебаний мо­жет явиться следствием уменьшения статической жесткости системы.

При эксплуатации турбоагрегата ослабление жесткости может 'быть вызвано следующими причинами:

А) ослаблением взаимного креп­ления составных частей опоры рото­ра: вкладышей, корпусов подшипни­ков, фундаментных рам, ригелей фундамента;

Б) отрывом стула подшипника от фундаментной плиты («опрокидыва­ние» стула подшипника);

В) нарушением связи между сту­лом подшипника и опирающимся на него цилиндром турбины;

Г) нарушением связи между ци­линдром турбины и его опорами на фундаменте;

Д) появлением трещин у несу­щих элементов фундамента.

Указанные явления могут воз­никнуть в (результате недоброкаче­ственного монтажа или сборки пос­ле ремонта, а также в процессе экс­плуатации из-за нарушения нор­мальных тепловых расширений тур­бины. Отрыв стула подшипника от фундаментной плиты также вызы­вается конструктивными дефектами соединения его с цилиндром турби­ны. Уменьшение жесткости опор мо­жет вызвать, кроме того, изменение собственной частоты колебаний си­стемы «ротор—опоры» с приближе­нием ее к резонансу. Вибрация, воз­никающая в результате ослабления жесткости опор, имеет, как правило, синусоидальную форму и оборотную частоту. Иногда наблюдаются высо­кочастотные наложения, искажаю­щие синусоидальность колебаний, что связано с появлением микроуда­ров в трещинах или местах соеди­нений конструктивных элементов. Отличительной особенностью этой вибрации является ее зависимость от теплового состояния турбины.

Надежность работы турбоагрега­та во многом зависит от близости критических частот вращения систе­мы «ротор—опоры» к номинальной частоте вращения. В случае работы ротора в области критических час­тот даже незначительная неуравно­вешенность может привести к суще­ственному повышению уровня виб­рации. Для предотвращения подоб­ных явлений всеми заводами-изгото­вителями производится тщательный расчет роторов турбин и генерато­ров по всем собственным формам колебаний вала.

Однако выполнение расчетов весьма затрудняется из-за недостат­ка исходных данных о влиянии упру­гости масляной пленки, податливо­сти опор и т. л. Вследствие этого действительная критическая частота вращения турбоагрегата, определяе­мая экспериментальным путем, ино­гда оказывается в значительном не­соответствии с расчетной. Это при­водит к тому, что на ряде турбо­агрегатов рабочая частота вращения находится в области второй крити­ческой частоты, что существенно увеличивает уровень вибрации на рабочих частотах. В первую очередь это относится к генераторам, имею­щим весьма большой вес ротора, приходящийся на единицу длины вала. У этих агрегатов уже расчет­ная вторая критическая частота на­ходится вблизи рабочей частоты, и, если учесть, что неточность исход­ных данных влияет в первую оче­редь на высшие критические часто­ты вала, можно прийти к выводу, что попадание в резонанс на рабо­чих частотах у этих машин весьма вероятно.

Как показывает эксперимент, для ряда генераторов отстройка действительной второй критической частоты от рабочей не превышает 4—8% (ТВ2-150-2, ТВФ-200-2, ТГВ-200), что нельзя считать удов­летворительным.

У некоторых генераторов, а также у большинства турбии вторая критическая ча­стота лежит выше рабочих частот вращения. В этом случае существует опасность посте­пенного снижения резонаисиой частоты си­стемы за счет уменьшения жесткости опор в процессе длительной эксплуатации турбо­агрегата. Этому процессу в значительной ме­ре способствует повышенный уровень вибра­ции турбоагрегата.

Рассматривая вопрос о влиянии крити­ческих частот на работу агрегата, необходи­мо отметить, что с переходом в крупных аг­регатах на применение жестких муфт и ог­раниченного числа опор возрастает влияние жесткой связи между валами на критиче­скую частоту вращения всего валопровода. Хотя критические частоты валопровода и в этом случае определяются в основном ре­зонансными колебаниями отдельных валов, жесткая связь между роторами и отсутст­вие промежуточных опор вызывают допол­нительные резоиаисы. При этом наблюдается заметное повышение критических частот ва­лопровода относительно резонансов несвя­занных роторов. Все эти обстоятельства должны быть учтены при отстройке вала от резонансной частоты вращения. По дан­ным ряда наладочных организаций, мини­мально допустимая отстройка вала от резо­нансной частоты вращения при второй резо­нансной частоте должна быть не менее 10%.

Из всех причин, возбуждающих колебания турбоагрегата, наименее изученной и наиболее опасной счи­тается низкочастотная вибрация, обусловленная потерей устойчивости вала на масляной пленке. Эти коле­бания относятся к разряду автоко­лебаний и вызываются гидродина­мическими силами, возникающими

|  |
| --- |
| Рис. 3-18. Всплытие вала на масляной плен­ке подшипника. |

В масляном клине. подшипников, вследствие чего этот тип вибрации получил название «масляной» виб­рации.

Этот вид вибрации еще недостаточно изучен, и четких представлений о причине ее возникновения нет. Эксперименты показыва­ют, что она ие связана с механической не­уравновешенностью ротора, а зависит в ос­новном от динамических характеристик ма­сляного слоя, описывающих его упругие и демпфирующие свойства, а также от распо­ложения оси вала относительно расточки вкладыша. Как известно, у неподвижного ротора центр цапфы располагается под цен­тром расточки вкладыша О і со статическим эксцентриситетом бо (рис. 3-18,а). При вра­щении вала между цапфой и вкладышем об­разуется масляный слой, на котором вал всплывает в направлении вращения. С уве­личением скорости вращения центр цапфы перемещается по дуге О—Оь являющейся линией подвижного равновесия цапфы, и экс­центриситет б уменьшается. Теория и экс­перименты показывают, что в случае зна­чительного всплываиия вала, когда 6^0,7бо, вал теряет устойчивость и начинает переме­щаться относительно своего равновесного положения на линии подвижного равнове­сия О0—0\. Эта перемещения происходят по замкнутой траектории и носят название прецессии вала.

Угловая скорость этой прецессии, т. е. частота колебаний цапфы, близка к поло­винной частоте вращения или к первой кри­тической скорости вала. Обычно эта частота лежит между критическими скоростями си­стемы «ротор — опоры» в направлении ее осей максимальной и минимальной жестко­сти.

Прецессия может быть трех видов: зату­хающая, установившаяся и нарастающая (рис. 3-18,6). Первый вид прецессии (коле­бания в точке О') ие может считаться опас­ным, поскольку затухающий процесс колеба­ний приводит центр цапфы при любом на­чальном отклонении снова на кривую устой­чивого равновесия О—Оі. Второй вид пре - цесии (колебания в точке О") соответствует установившимся малым колебаниям цапфы вокруг положения устойчивого равно­весия. Возникновение таких колеба­ний свидетельствует о достижении гра­ницы устойчивости, переход через которук» приводит к возбуждению нарастающей пре­цессии (колебания в точке О"'). Нарастаю­щая прецессия вызывает интенсивные коле­бания цапфы, амплитуда которых может до­стигнуть разрушительной величины. Колеба­ния вала, передаваясь через масляный слой, в свою очередь возбуждают значительную низкочастотную вибрацию подшипника.

Длительный опыт эксплуатации,, а также результаты эксперимента показывают, что возбуждение низко­частотных колебаний зависит в ос­новном от температуры масла,, окружной скорости шейки вала и удельного давления на подшипник. Уменьшение удельного давления на подшипник, а также увеличение вяз­кости масла и окружной скорости действуют благоприятно на возник­новение и развитие низкочастотной вибрации.

Уменьшение удельного давления на подшипник в процессе эксплуата­ции может 'быть вызвано:

А) износом баббита нижней по­ловины вкладыша и увеличением вследствие этого площади опоры вала;

Б) уменьшением нагрузки от ро­тора на подшипник из-за неправиль­ной центровки роторов, дефектов соединительных муфт или непра­вильного теплового расширения ци­линдров;

В) неправильной очередностью1 открытия регулирующих клапанов\* вследствие чего возникает паровое усилие, отжимающее ротор вверх и разгружающее тем самым подшип­ник от веса ротора.

Одной из распространенных при­чин, вызывающих «масляную» виб­рацию в крупных агрегатах, являет­ся заниженная температура масла на входе в подшипник. Испытания, проведенные на ряде машин, выяви­ли вполне определенную зависи­мость амплитуды низкочастотной  
составляющей колебаний подшип­ников от температуры масла.

На рис. 3-19 представлен график зависимости амплитуды колебаний подшипников генератора ТГВ-200 от температуры масла. Как видно из графика, увеличение температуры масла с 43 д<э 53°С, что соответ­ствует изменению его вязкости при­мерно в 1,5 раза, снижает уровень низкочастотной вибрации в 5—6 раз. • Проблема борьбы с низкочастот­ной вибрацией особенно остро воз­никла в связи с освоением турбо­агрегатов большой мощности, где высокая окружная скорость цапфы создает благоприятные условия для возникновения этого типа автоколе­баний. Для решения этой проблемы в последнее время в конструкцию опорных подшипников крупных ма­шин вносится ряд конструктивных изменений. Одним из мероприятий является уменьшение относительной длины подшипника для увеличения удельного давления на масляный клин. Вторым, весьма эффективным, мероприятием является замена ци­линдрической расточки вкладышей подшипника овальной («лимон­ной») расточкой (рис. 3-20). При та­кой расточке верхний зазор в под­шипнике делается примерно в 2 ра­за меньше бокового.

|  |
| --- |
| Мнм |

|  |
| --- |
|  |

|  |
| --- |
| ВО |

|  |
| --- |
| 4-2 4в 50 °С 54- |

|  |
| --- |
| Рис. 3-19. Зависимость амплитуды низко­частотной вибрации от температуры масла. 1,2 — номера подшипников. |

|  |
| --- |
| Ьо |

|  |
| --- |
| Го |

|  |
| --- |
| О |

Это приводит к возникновению еще одного масляного клина, обра­зующегося на верхней половине вкладыша. Верхний масляный клин хорошо демпфирует возникшие ко­лебания и, кроме того, увеличивает давление на цапфу, устраняя перво­причину возникновения «масляной» вибрации. Дальнейшим развитием этой [идеи](https://msd.com.ua/ideas/) следует считать создание подшипников с разрезным верхним вкладышем, где удается создать не один, а несколько масляных клиньев.

Особую группу причин, вызываю­щих вибрацию турбоагрегата, со­ставляют возмущающие электромаг­нитные силы. Эти силы являются следствием нарушения электромаг­нитной симметрии генератора и су­щественно зависят от электрической нагрузки. На холостом ходу турбо­генератора при снятом возбуждении эти силы отсутствуют, что позволяет легко отличить их от возбуждающих сил, вызванных механическими при­чинами.

Нарушение электромагнитной симметрии генератора может быть выз'вано:

А) витковыми замыканиями в ро­торе;

Б) неравномерностью воздушно­го зазора между статором и бочкой ротора;

В) периодическим изменением силы магнитного притяжения меж­ду вращающимся ротором и стато­ром, обусловленным конечным чис­лом ПОЛЮСОВ.'

Витковые замыкания в роторе генератора являются наиболее рас­пространенным источником колеба-

|  |
| --- |
| Рис. 3-20. Типы расточек вкладышей под­шипников.  А — нормальная; б — «лимонная». |

Ний, идущих от генератора. Практи­ка показывает, что многие генера­торы работают с витковыми замы­каниями в обмотке ротора. Наличие короткозамкнутых витков искажает распределение общего магнитного потока ротора, что приводит к появ­лению несимметричных сил притя­жения ротора к статору. Эти силы всегда направлены вдоль оси полю­сов и по своему характеру идентич­ны силам от механической 'неурав­новешенности ротора. Односторон­няя электромагнитная сила притя­жения вызывает синусоидальные ко­лебания ротора и подшипников с оборотной частотой. Вторым след­ствием витковых замыканий в об­мотке ротора является несимметрич­ный нагрев ротора по сечению, что Может вызвать его тепловой прогиб и возбудить вибрацию чисто меха­нического характера.

Неконцентричное расположение бочки ротора в расточке статора также приводит к появлению перио­дической силы, вызывающей колеба­ния ротора и статора. Эта сила в от­личие от предыдущей имеет двой­ную оборотную частоту. Основными причинами появления неравномерно­го воздушного зазора являются есте­ственный прогиб ротора под дей­ствием собственного веса и смеще­ние его в процессе центровки с рото­ром турбины. При работе генерато­ра ротор всплывает на масляной пленке, и, кроме того, зазор может меняться вследствие вибрации рото­ра из-за механической неуравнове­шенности.

Все эти причины устранить нель­зя, однако практика показывает, что в нормальных условиях эти вибра­ции имеют малую амплитуду и опас­ности не представляют. Если же ак­тивная сталь сердечника запрессо­вана неудовлетворительно или кон­струкция корпуса статора не обла­дает достаточной жесткостью, мо­жет возникнуть значительная вибра­ция статора. По данным испытаний турбогенератора ТВ2-100-2 в отдель­ных случаях на корпусе статора и торцевых щитах наблюдались сину­соидальные колебания с частотой 100 Гц и двойной амплитудой 100— 150 мкм.

Ускорения, а следовательно, инерционные силы, действующие на элементы статора при наличии по­добных высокочастотных колебаний, весьма велики, и это может приве­сти к усталостному разрушению кре­пящих деталей, сварных швов, тру­бок газоохладителей и т. п. Вибра­ция статора еще более усиливается, если в обмотке ротора имеются ко- роткозамкнутые витки.

Рассматривая вопросы, связан­ные с колебаниями статоров генера­торов, нельзя не отметить еще один источник возбуждения колебаний — неравномерность сил взаимного при­тяжения ротора и статора по окруж - . ности.

Для двухполюсных генераторов сила взаимодействия между ротором и статором изменяется по окружно­сти на ±33%. ореднего значения, причем максимальная сила взаимо­действия превышает минимальную в 2 раза. С увеличением числа по­люсов неравномерность силы притя­жения ротора и статора уменьшает­ся. Так, для четырехполюсной маши­ны эта неравномерность по отноше­нию к средней величине составляет ±6,7%, а для восьмиполюсной — менее ±2%.

Для большинства современных турбогенераторов с рабочей часто­той вращения 3000 об/мин рассма­триваемая возбуждающая сила имеет двойную оборотную частоту. Повышенная вибрация статора (с ча­стотой 100 Гц) передается через фундамент подшипникам генерато­ра, накладываясь на колебания ос­новной оборотной частоты.

Определение причин, вызывающих ви­брацию современного турбоагрегата, — зада­ча весьма сложная. Эта работа обычно вы­полняется научно-исследовательскими, нала­дочными и ремонтными организациями, имеющими квалифицированный персонал и всю необходимую аппаратуру.

Для анализа источников повышенной вибрации снимаются характеристики: скоро­стные, режимные, контурные.

Скоростная характеристика (рис. 3-21) представляет собой зависимость амплитуды и фазы вибрации или отдельных ее состав­ляющих от частоты вращения ротора. Из полигармонических колебаний обязательно выделяются основная гармоника оборотной частоты и низкочастотные составляющие. По скоростной характеристике определяют вид неуравновешенности ротора и формы вынужденных колебаний при различных ча­стотах вращения. При помощи скоростных характеристик выявляются также нелиней­ные источники возбуждения повышенной ви­брации.

Режимные характеристики представляют собой зависимость вибрации от режима ра­боты машины: тепловой и электрической на­грузки, теплового состояния турбины, ваку­ума, температуры масла и т д. Некоторые из этих характеристик приведены на рис. 3-ІІ7 и 3-19. Подобные характеристики позволяют определить раздельное влияние каждого из режимных факторов иа вибра­цию машины.

Контурные характеристики (рис. 3-22) показывают изменение вибрации по контуру исследуемого элемента, что позволяет оце­нить ослабление жесткости вибрирующей системы. При помощи контурных характери­стик обнаруживается ослабление крепления подшипников к фундаментной плите или плиты к фундаменту. По виду характери­стики могут быть выявлены такие дефекты, как глубокие трещины в элементах опоры и фундамента. В программу исследований входит также контроль ряда узлов и эле­ментов машины, являющихся обычным источ­ником возбуждения колебаний. Проверке подвергаются центровка роторов, состояние соединительных муфт, шеек роторов и под­шипников. Если вибрационные характери­стики указывают на значительную неуравно­вешенность ротора, вал проверяется инди­катором иа прогиб, после чего производится балансировка роторов. В тех случаях, ког­да исследованиями выявлена заметная за­висимость вибрации от тока возбуждения или температуры ротора генератора, произ­водится контроль обмотки ротора на отсут­ствие витковых замыканий.

Град 540

|  |
| --- |
| /20 |

|  |
| --- |
| ВО |

|  |
| --- |
| 360 |

|  |
| --- |
| /80 |

|  |
| --- |
| 10ОО |

|  |
| --- |
| 20СЗ 3000 об/мин |

Рис. 3-21. Скоростная вибрационная харак­теристика.

I, 2 — номера подшипников; 2А — двойная ампли­туда колебаний; <р — угол сдвига фаз.

|  |
| --- |
|  |

120 80 40 О 40 ВО 120 2Д, мкм 2А, мкм

\_\_ I I.1\_\_\_ 1—1\_\_\_\_\_\_\_ 1111 I L-l I '

240 W0 80 О 80 /80 240 f, грав <р, град

Рнс. 3-22. Контурная вибрационная харак­теристика (стрелками указаны места за­меров).

2А — двойная амплитуда колебаний; ф — угол сдвига фаз.

Отметим, что для определения причин вибрации первостепенную роль играет по­стоянный эксплуатационный контроль за вибрацией подшипников и других узлов аг­регата. Постоянный контроль позволяет учесть целый ряд режимных факторов, не­посредственно влияющих на величину ви­брации, а также проследить динамику на­растания вибраций в процессе эксплуатации в течение межремонтного периода.

В заключение следует сказать, что поскольку уровень вибрации яв­ляется важнейшим объективным по­казателем эксплуатационной надеж­ности [оборудования](https://msd.com.ua/), нормы допусти­мой вибрации постоянно пересмат­риваются в сторону уменьшения ам­плитуды колебаний.

Задание:

1.Написать краткий конспект.

2.Когда возникает вибрация на турбине и как она подразделяется?