

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ НА МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ И СПОСОБЫ ЕЕ УСТРАНЕНИЯ

© 2023 г. А. И. Куменко^а, *, А. М. Миронов^б, М. И. Шкляр^б, С. Ю. Евдокимов^б

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

^бАО “Силовые машины”, ул. Ватутина, д. 3, лит. А, Санкт-Петербург, 195009 Россия

*e-mail: KumenkoAI@mpei.ru

Поступила в редакцию 19.12.2022 г.

После доработки 18.04.2023 г.

Принята к публикации 27.04.2023 г.

Рассмотрены общие вопросы возникновения низкочастотной вибрации (НЧВ) на турбоагрегатах. Отмечено, что, несмотря на достигнутый уровень знаний в области НЧВ, она периодически появляется на турбоагрегатах электростанций. Наряду с НЧВ, вызванной аэро- и гидродинамическим возбуждением, НЧВ может иметь субгармонический характер. Подчеркивается, что мероприятия по устранению НЧВ зависят от природы ее возникновения. Приведены примеры возникновения и устранения НЧВ, в том числе при установке сотовых уплотнений в цилиндрах высокого давления. Для сотовых уплотнений характерно уменьшение размеров каналов и увеличение канальной составляющей надбандажных сил при аэродинамическом возбуждении. Отмечается, что в некоторых случаях при задеваниях ротора о статор наблюдается многокомпонентная НЧВ с субгармоническими и автоколебательными составляющими. Показано, что в нормативной литературе отсутствуют критерии оценки многокомпонентной вибрации в низкочастотной области. Отмечается, что многокомпонентная НЧВ может быть диагностическим признаком задеваний ротора о баббит или уплотнения. Даны рекомендации по устранению НЧВ различной природы. Приведена диагностическая таблица, позволяющая определить причины НЧВ и выбрать мероприятия по повышению надежности эксплуатации турбоагрегатов. Впервые указано, что источником масляного возбуждения может служить упорный подшипник турбины. Отмечено также, что условия возникновения НЧВ автоколебательного типа и методы борьбы с ней должны отличаться от методов борьбы с самовозбуждающейся НЧВ субгармонического характера.

Ключевые слова: подшипник скольжения, турбоагрегат, низкочастотная вибрация, субгармоническая вибрация, сотовые уплотнения, рекомендации по снижению вибрации, противоречия в нормативной базе

DOI: 10.56304/S0040363623110097

Несмотря на успехи, достигнутые в борьбе с низкочастотной вибрацией паровых турбин, она возникает время от времени как при длительной эксплуатации турбоагрегатов, так и сразу после их ремонтов и модернизаций. Кроме того, тенденция к повышению начальных параметров пара перед турбиной также может оказывать влияние на вероятность возникновения НЧВ. Вибрация с низкой частотой вызывает, прежде всего, опасность быстрого внезапного нарастания и разрушения баббитовой заливки вкладышей подшипников, износа уплотнений с потерей экономичности, поэтому на предприятиях ей уделяется пристальное внимание. Существуют специальные отдельные нормы на допустимый уровень вибрации с низкой частотой.

Причины возникновения НЧВ могут быть разными, и способы ее устранения могут различаться. В связи с этим на начальной стадии важно определить природу и причины возникновения НЧВ, чтобы выработать оптимальные и эффективные способы ее ликвидации. Впервые причины потери устойчивости движения ротора на масляной пленке были рассмотрены в [1]. Затем в [2] были сделаны первые попытки объяснить это явление теоретически, выявить силы, вызывающие автоколебания с низшей собственной частотой, и найти критерий, определяющий условия возникновения автоколебаний. В это время еще не было введено понятие границ устойчивости. Так, автор [3] говорит о том, что в немецком языке нет даже термина, обозначающего это явление.

В 60-е годы XX в. в советской технической литературе по колебаниям появились понятия неконсервативных возмущающих сил в масляном слое. Они были введены П.Л. Капицей и получили дальнейшее развитие в работах [4–8].

Несмотря на то что в теоретических и экспериментальных работах НИУ МЭИ, ЦКТИ и ВТИ вопросы обеспечения устойчивости роторов при аэрогидродинамическом возбуждении так называемых “масляной” и “паровой” НЧВ практически были решены в 80–90-х годах прошлого столетия [4, 9] и отечественные заводы выпускают сегодня, как правило, виброустойчивую продукцию, необходимость в изложении этой темы сохраняется по следующим причинам:

нехватка современных литературных источников, в которых корректно и на современном уровне излагались бы эти вопросы. Вал статей на эту тему давно иссяк, и у начинающих специалистов по вибрации нет возможности ознакомиться с опытом, который приобрели в борьбе с ней два предыдущих поколения исследователей;

подача материала в учебниках упрощена настолько, что не позволяет решать практические вопросы с учетом технологического разброса параметров валопровода турбогенератора и опор при ремонте и эксплуатации турбоагрегата;

отсутствует нормативная база по проектированию турбоагрегатов с корректными запасами по устойчивости;

в некоторых современных книгах и статьях проблема вибрации роторов изложена некорректно или недостаточно ясно;

при ремонтах оборудования допускаются ошибки или со временем накапливаются изменения в системе “ротор–опоры”, которые приводят к появлению НЧВ даже на тех турбоагрегатах, на которых она прежде не возникала;

одно время считалось, что применение сегментных подшипников поможет кардинально справиться с НЧВ, так как в ней теоретически не принимают участие гидродинамические силы. Первоначально сегментные подшипники использовались в турбинах, изготовленных на Харьковском турбинном заводе, для снижения потерь на трение при индивидуальном подводе смазки к колодкам. Однако практика эксплуатации на некоторых ТЭС показала, что недостатки таких подшипников при реальных отклонениях в сборке из-за низкого уровня демпфирования превышают их достоинства и при прочих равных условиях эллиптические подшипники надежнее, дешевле и проще;

несмотря на значительный опыт, полученный специалистами в борьбе с НЧВ, некоторые вопросы, такие как субгармонические резонансы и нелинейные свойства сложных многоопорных роторных систем на подшипниках скольжения,

до сих пор остаются неизученными и требуют проведения дополнительных расчетов и экспериментов;

перед современным машиностроением стоят новые задачи по созданию турбин на суперсверхкритические и ультрасуперсверхкритические параметры пара, поэтому обостряются вопросы оценки возмущающих сил, связанных с горячей частью турбоагрегата.

В последнее время были определены дополнительные причины возникновения НЧВ – обнаружены возмущающие силы на гребне упорного подшипника турбины. На современном этапе возникает новая задача в предиктивной аналитике – прогнозировать запасы устойчивости и опасные режимы при технологических отклонениях параметров сборки и центровок турбоагрегатов в процессе ремонта и эксплуатации. Кроме того, необходимо уметь оценивать запасы устойчивости высокоскоростных роторов турбоагрегатов различного назначения.

ПРИРОДА ВОЗНИКНОВЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ

Самовозбуждающаяся низкочастотная вибрация

Опасность самовозбуждающейся НЧВ (автоколебаний) заключается не только в том, что при определенных условиях она нарастает лавинообразно и требуется останов турбины, что приводит к соответствующим экономическим последствиям. Часто она протекает скрытно с “мягкими” заеданиями и износом усов уплотнений, который происходит за короткий период. Экономичность агрегата падает, восстановить ее можно лишь при очередном трудоемком ремонте. Самовозбуждающаяся низкочастотная вибрация вызвана действием неконсервативных позиционных сил, появляющихся при линейном или угловом смещении оси ротора относительно оси статора в уплотнениях проточной части и подшипниках скольжения. Необходимо выделить следующие основные виды возбуждающих неконсервативных сил [4–6, 8]:

силы возбуждения и низкая анизотропия жесткости в масляном слое опорных и упорных подшипников скольжения могут стать причиной низкочастотной вибрации на любом роторе и вызывать потерю устойчивости движения на масляной пленке – так называемую “масляную НЧВ”. Потеря устойчивости происходит по одной из низших форм колебаний ротора в валопроводе;

переменные по окружности усилия на рабочих лопатках, вызываемые неравномерностью протечек рабочего тела по окружности в периферийных и диафрагменных уплотнениях ступени, или венцовые силы, были открыты в 50-е годы прошлого века А.А. Ломакиным [10] (Ленинградский

металлический завод) в насосах, а затем Х. Томасом в паровых турбинах [11].

В 70-е годы прошлого века А.Г. Костюк не только описал венцовые силы, но и разработал теорию надбандажных и лабиринтных сил в уплотнениях, обусловленных неравномерной эпюрой давления над бандажом, и надбандажные силы в уплотнениях оказались значительно больше, чем венцовые [4, 6].

Суммарные силы, венцовые и надбандажные, часто бывают причиной так называемой “паровой НЧВ”, однако это понятие не совсем корректно, так как венцовые силы действуют одновременно с масляными возмущающими силами, против которых “работает”, прежде всего, демпфирование в масляной пленке. Наибольшие силы возникают в первых ступенях высокого давления турбины. В ступенях среднего давления они заметно уменьшаются, а в частях низкого давления эти силы ничтожно малы.

НИЗКОЧАСТОТНАЯ ВИБРАЦИЯ СУБГАРМОНИЧЕСКОЙ ПРИРОДЫ

Субгармонический резонанс с дробными значениями от рабочей частоты возникает в нелинейных системах, которыми являются роторы на подшипниках скольжения, с возмущениями, вызванными задеваниями о баббит или уплотнения, нелинейностью в связи с возрастанием реакций у стен баббита или ослаблениями и отрывами в опорной системе [12]. Такое явление в нелинейной системе может быть обусловлено любым заметным возмущением, в том числе обычным дисбалансом. Частота этих вибраций зависит от близости резонанса системы к субгармоническим частотам $1/2$, $1/3$, ..., $1/n$ частоты вращения ротора n . Например, если он (резонанс) находится вблизи $1/3$ или $1/2$ частоты вращения, то система втягивается в этот резонанс. Следует отметить, что появление субгармоник с возможным затягиванием в резонанс характерно, главным образом, для выносных первых турбинных подшипников и реже для генераторных. Скорее всего, это связано с большей склонностью к отрыву их ступней вследствие нарушений равномерности расширений и закусываний при малых зазорах в шпоночных соединениях.

Из-за того что многие роторы мощных турбин имеют критические и, соответственно, собственные частоты, близкие к названным значениям, особенно при нарушении взаимного положения опор, может возникнуть так называемый субгармонический резонанс. В связи с близостью низших собственных частот роторов турбин к частотам субгармонического резонанса работницы электростанций часто не видят разницы между НЧВ автоколебательного и субгармонического типа, в то время как условия возникновения НЧВ

автоколебательного типа и методы борьбы с ней, конечно, должны отличаться от методов борьбы с самовозбуждающейся НЧВ субгармонического характера.

Кроме того, часто возникает так называемая многокомпонентная НЧВ (рис. 1). При достижении граничной низкочастотной вибрации частоты вращения реальных агрегатов могут плавно или резко возрастать, пока не превысят допустимые пределы. На рис. 1 показаны спектральные характеристики колебаний опор в низкочастотной полосе от 0 до 50 Гц, которые называют многокомпонентной НЧВ, так как может возбуждаться сразу несколько низших собственных частот роторов в валопроводе. Видны компоненты разных частот. Если сложить все эти гармоники с учетом их частоты, то суммарные смещения будут велики. Часто уровень вибраций становится значительным, вплоть до задеваний ротора о статор, что требует останова турбины. В этом случае НЧВ носит многокомпонентный характер и является диагностическим признаком задеваний, так как при этом возбуждаются вибрации разных роторов на своих собственных частотах, а также присутствуют субгармонические частоты [9, 13, 14].

В нормативной базе отсутствует понятие многокомпонентной НЧВ и не выделяется НЧВ субгармонической природы. Более того, для обычной НЧВ автоколебательного характера в [15, 16], как и в старых вариантах ГОСТ, оценки уровня низкочастотной вибрации различаются в 2 раза. Причем для такой многокомпонентной НЧВ критерии, записанные в [15, 16], не подходят. Этот вопрос требует специального рассмотрения. Как правило, такая многокомпонентная НЧВ происходит при задеваниях о баббит или об усике уплотнений. Природа возникновения этой вибрации сложна и связана с нелинейными эффектами при колебаниях роторов на масляной пленке. Субгармонические колебания вдалеке от субгармонического резонанса являются стабильными и, как правило, малыми и часто не представляющими опасности. Их составляющие могут расти по мере увеличения оборотной вибрации или снижения демпфирования колебаний ротора. Однако по мере приближения к субгармоническому резонансу они могут стать разрушительными.

Вибрация вследствие задеваний деталей ротора о статор

Возникновение повышенной вибрации, в том числе НЧВ, может быть обусловлено различными видами задеваний деталей ротора о статор. При появлении НЧВ схема действия сил при задеваниях аналогична действию циркуляционных сил масляного слоя и парового потока. При этом появляется составляющая поперек смещения ротора. Однако действует она лишь в те периоды, когда

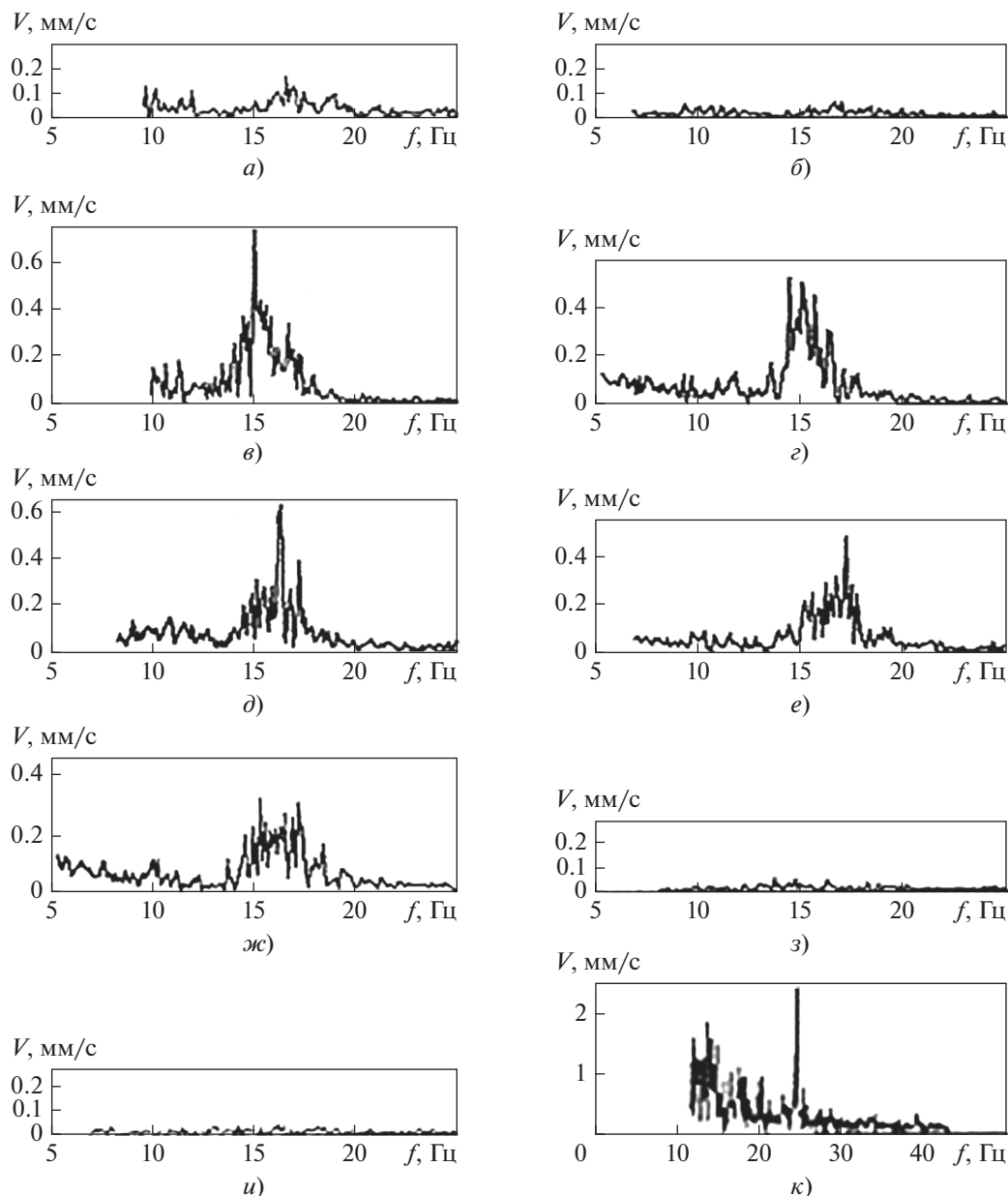


Рис. 1. Зависимость виброскорости V многокомпонентной НЧВ от частоты вращения ротора f турбоагрегата мощностью 800 МВт на опорах.
 Номер опоры: $a - 3$; $b - 4$; $в - 5$; $г - 6$; $д - 7$; $e - 8$; $ж - 9$; $з - 10$; $и - 11$; $к - 12$

происходит контакт между ротором и статором. В большинстве случаев задевания имеют нестабильный характер и НЧВ также нестабильна. Низкочастотной вибрации могут сопутствовать и супергармонические составляющие, и составляющие, кратные частоте собственно НЧВ, например $2f_{НЧВ}$, $3f_{НЧВ}$, $4f_{НЧВ}$ и т.д. Однако этой нестабильности возмущений достаточно, чтобы возникли и субгармонические компоненты, что хорошо видно на рис. 1.

Сами задевания могут носить “мягкий” и “жесткий” характер. Относительно мягкие задевания наблюдаются при “чиркании” вала в рас-

точке подшипника (при перекосах цапфы) по поверхности баббита при наличии на нем частичек масла, благодаря которым износ становится не столь значительным, однако при этом происходят местный нагрев баббита и некоторое повышение температуры масла на сливе. Также малозаметными и часто недиагностируемыми при разовых или эпизодических измерениях бывают задевания ротора об усика подпружиненных диафрагменных или концевых уплотнений. Такие задевания возникают при относительно невысокой вибрации из-за нарушений сцентрированности проточной части или высокой вибрации. При мягких задева-

ниях имеются незначительные отклонения по виброскорости, но они явно проступают на временных трендах, а траектории движения ротора могут превращаться в некоторое замкнутое эллиптическое облако. В некоторых случаях при высокой оборотной вибрации задевание возникает через несколько десятков циклов, при этом происходит характерное последовательное рассыпание и восстановление основного пика оборотной вибрации в месте задевания.

При высокой вибрации с одной или несколькими частотами могут возникнуть задевания в проточной части или на корпусе. При этом может возбудиться весь спектр низших собственных частот валопровода при одновременном существовании субгармонических частот.

Влияние температуры масла на появление НЧВ

При изменении температуры масла в масляном слое возникают сложные взаимоотношения процессы, связанные с изменением и соотношением работ демпфирующих и возмущающих сил. Например, со снижением температуры масла на входе в подшипники до $39.2\text{--}39.5^\circ\text{C}$ на опорах турбоагрегата 800 МВт с сегментными подшипниками и опорах с эллиптическими подшипниками (рис. 2) появляются следы НЧВ частотой 25 Гц, достигающие среднеквадратического значения (СКЗ) виброскорости $V = 0.70\text{--}0.75$ мм/с (по результатам испытаний МЭИ, 1996 г., Сургутская ГРЭС-2, турбоагрегат 800 МВт, ст. № 3). При дальнейшем снижении НЧВ возникает многокомпонентная НЧВ с лавинообразным увеличением виброскорости с компонентами 4–5 мм/с и более. Таким образом, полученные данные подтверждают, что снижение температуры масла на входе в подшипник ниже 40°C является грубейшим нарушением инструкции по эксплуатации.

Как правило, при снижении температуры масла нужно учитывать следующие обстоятельства. Динамический коэффициент вязкости масла при температуре 40°C ($\mu = 0.02$ Па·с) выше в 1.5 раза, чем при 50°C , и почти в 2.0 раза выше, чем при 60°C , нагруженность шейки падает, всплытие увеличивается, работа сил демпфирования становится меньше работы сил возбуждения. Траектория движения приближается к круговой, так как падает анизотропия масляной пленки, и границы устойчивости и по частоте вращения, и по расходу пара снижаются [4, 9]. Для некоторых конструкций подшипников это правило может нарушаться, если работа сил демпфирования превышает работу сил возбуждения. Так, при увеличении температуры вязкость уменьшается, демпфирующие и возмущающие масляные силы снижаются и работа сил демпфирования может стать больше, чем работа сил возбуждения, и автоколебания не возникнут. Но для некоторых сочетаний расцентровок

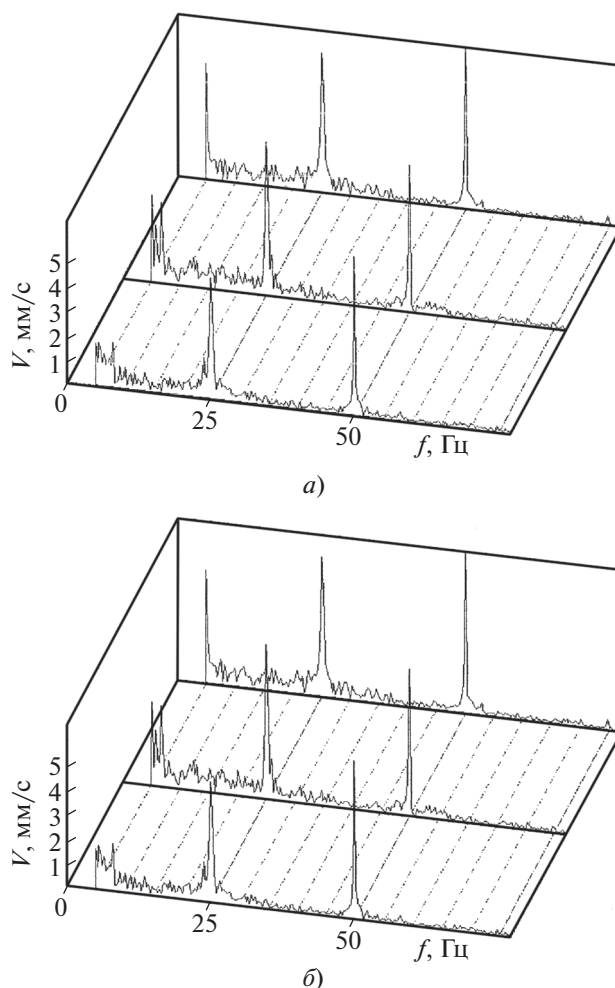


Рис. 2. Низкочастотная вибрация частотой 25 Гц при снижении температуры масла до 39.5°C . а – опора 2 вертикальная, канал 9, датчик 6; б – опора 6 горизонтальная, канал 10, датчик 15

опор и других факторов повышение температуры масла также может дать снижение запасов устойчивости. Поэтому каждый турбоагрегат необходимо изучать индивидуально.

Кроме указанных причин, появление НЧВ на турбоагрегате может быть следствием низкочастотных пульсаций среды, колебаний и пульсаций среды в трубопроводах при наличии на их гйбах парных вихрей, вихревых течений в выхлопных частях, кинематических воздействий на основании при сейсмическом возбуждении. Эти вопросы в настоящей статье не рассматриваются.

ОСОБЕННОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ НА МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ И СПОСОБЫ ЕЕ УСТРАНЕНИЯ

На турбинах ЛМЗ 50–200 МВт низкочастотные вибрации происходили и происходят вследствие ошибок при ремонте, эксплуатации или су-

ществленном нарушении взаимного положения опор и перекосах роторов в процессе эксплуатации. Часто по непонятным причинам недостаточно подогретое масло (до 38–39°C) направляют в подшипники. Эксперименты, проведенные специалистами НИУ МЭИ на турбинах 800 МВт, показали, что при температурах масла на входе в подшипники ниже 40°C появляются отдельные низкочастотные всплески, при температурах ниже 39°C НЧВ наблюдаются практически на всех 12 подшипниках [13].

Иногда из-за грубых ошибок в центровках НЧВ возникали на турбоагрегате 200 МВт, где нет высокого уровня парового возбуждения. На некоторых турбинах из-за грубого нарушения центровок роторов по полумуфтам временно приходилось уменьшать начальное давление с 13.0 до 10.0 МПа и ниже, чтобы избежать НЧВ. Явление устраняли правильной центровкой роторов полумуфт, прежде всего роторов высокого (РВД) и среднего (РСД) давлений. Иногда НЧВ возникала из-за некорректно заниженных верхних зазоров в подшипниках турбин или генераторов. Сквозняки в машинном зале вызывали захлаживание масла в теплообменных аппаратах вдоль возбудителей генераторов ТГВ-200 М, что приводило к НЧВ на опорах возбудителя. Для временных турбин удельная нагрузка для обеспечения устойчивости движения ротора на масляной пленке эллиптических подшипников составляет не более 2 МПа.

Также, как подтвердили эксперименты на разгонно-балансировочном стенде “Шенк”, НЧВ может появиться на высоконагруженных вкладышах паровых турбин [14] в связи с тем, что при утонении минимального масляного слоя, особенно при небольших перекосах цапф в расточках подшипников, возникают задевания и НЧВ в поперечном направлении. В связи с этим на ЛМЗ был разработан и реализован для таких турбин второй сферический гидроподъем, например для турбоагрегата АЭС “Бушер” [14]. Такой гидроподъем при пуске обеспечивает отсутствие перекоса и соосное положение шеек роторов в расточках подшипников.

Наряду с подшипниками с жесткими полувкладышами, в 70-е годы прошлого столетия были разработаны и установлены на некоторых турбинах опорные сегментные подшипники, имеющие сферическое или реберное опирание каждой колодки. Число колодок могло быть от трех до шести. Харьковский турбинный завод монтировал такие подшипники, чтобы существенно снизить потери на трение [9, 17]. Что касается стабилизирующих свойств, то теоретически эти подшипники не дают гидродинамического возмущения и запасы устойчивости роторов на них по частоте вращения должны быть равны бесконечности.

Однако применение таких подшипников на некоторых турбинах не спасало от НЧВ. Так, на турбинах К-500–23.5 ХТЗ, установленных на сегментные подшипники, НЧВ была устранена только корректной центровкой роторов высокого и среднего давлений. Причина неудачного применения сегментных подшипников заключалась в том, что при низком демпфировании в них на этих турбинах были установлены четырехколодочные подшипники с наихудшей (наименьшей) анизотропией жесткости масляной пленки. Даже по простой формуле для критерия устойчивости [4] видно, что при низкой анизотропии граница устойчивости как по частоте вращения, так и по расходу пара существенно снижается. Кроме того, при нерасчетных нагрузках на опоры и при наличии других источников возмущения работа возмущающих сил, видимо, начинает превышать работу сил демпфирования.

Границу устойчивости можно определить по любому параметру системы, изменение которого вызывает рост возмущающих неконсервативных сил. Как правило, форма колебаний при потере устойчивости ротора в валопроводе соответствует одной из низших собственных частот. Сама форма колебаний является пространственной кривой. При этом в зависимости от технологических отклонений при сборке и эксплуатации для роторов турбин с высокой анизотропией свойств опор (если применяются подшипники с высокой степенью эллиптичности) потеря устойчивости может произойти преимущественно в горизонтальном или вертикальном направлении на одном из роторов валопровода. Орбиты движения вала в этом случае представляют собой вытянутые эллипсы. Для роторов, опирающихся на опоры с невысокой анизотропией жесткости и демпфирования (цилиндрические подшипники), орбиты имеют формы прецессии ближе к круговой с примерно одинаковым уровнем колебаний как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскости.

На других опорах и роторах обычно возникает динамический отклик с той же частотой, и зависит она от динамических свойств конкретной части конструкции. В некоторых случаях опоры одного ротора могут попадать в резонанс с частотой потери устойчивости другого ротора. В этом случае лишь знание динамических свойств элементов системы позволяет определить основную причину вибрации и надежно устранить ее [9].

При различных изменениях взаимного положения опор формы колебаний роторов в валопроводе могут трансформироваться, а соответствующие частоты при движении одна к другой могут поменяться местами. При сближении собственных частот каких-либо частей конструкции все ее резонирующие части вовлекаются в интен-

сивные колебания, хотя источник возмущения может быть локализован, например, на роторе высокого давления (при большом уровне парового возбуждения) или на любом другом роторе с опорой, в которой происходит интенсивное масляное возбуждение.

Типичным случаем после определенного срока эксплуатации является небольшой износ постели подшипника, который приводит к уменьшению степени эллиптичности подшипника и возникновению НЧВ. При этом при ремонте обычно фиксируют увеличенный верхний вертикальный зазор и путем шабрения горизонтального разъема “приводят подшипник к формулярным требованиям”. Заканчивается это, как правило, “продолжением” масляной НЧВ, хотя она устраняется шабровкой постели в месте износа с проверкой поверхности по калибру.

В агрегатах старой конструкции с большими поперечными статическими аэродинамическими силами в регулирующей ступени, к которым относятся первые варианты турбины К-800-23.5-5, имеется прямая связь между масляной и паровой НЧВ, так как возбуждающие и демпфирующие силы в масляной пленке существенно зависят от поперечных нагрузок в подшипниках и расцентровок опор. По этой причине НЧВ на турбине трудно разделить на масляную и паровую. Однако при низком уровне возмущающих аэродинамических сил в роторах высокого и среднего давлений турбины К-800-23.5-5 благодаря применению предложенных в 70-е годы прошлого столетия А.Г. Костюком так называемых “корытообразных”¹ осерадиальных уплотнений, а в дальнейшем разношаговых многогребенчатых уплотнений низкочастотная вибрация носит скорей “масляный” характер. В настоящее время разношаговые многогребенчатые уплотнения могут быть рекомендованы к применению взамен корытообразных [5].

Как уже упоминалось, задевания могут произойти при нарушении центровок роторов в проточной части, в том числе и из-за чрезмерных взаимных перемещений опор, которым сопутствуют перекосы вала в расточке подшипника или при заниженных верхних зазорах в подшипниках. При задеваниях низкочастотные составляющие имеют нестабильный характер. При жестких задеваниях, как правило, вибрация высокая и требуется немедленный останов турбоагрегата. Если пуск начался с задеваний, то главная причина вибрации, скорее всего, заключается в некачественной сборке или центровке проточной части.

¹ Корытообразные осерадиальные уплотнения по предложению МЭИ первым реализовал главный инженер ТМЗ В.И. Водичев на турбине Т-250/300-23.5. Затем их испытали в ЦКТИ. Так в литературе появились предложенные А.Г. Костюком “уплотнения ТМЗ–ЦКТИ”.

Характерным признаком жестких задеваний может быть появление НЧВ с низшей собственной частотой или несколькими собственными частотами в соответствующих направлениях. Так, на турбине 200 МВт при задевании в верхней части козырька регулирующей ступени могут возникнуть колебания с частотой собственных преимущественно горизонтальных колебаний роторов высокого и среднего давлений около 35–37 Гц.

ПРИМЕРЫ УСТРАНЕНИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ

Далее приведены практические примеры проявления и устранения НЧВ на нескольких однотипных турбоагрегатах К-800-23.5-5.

Пример 1. После модернизации цилиндра высокого давления (ЦВД) с заменой внутреннего цилиндра и установки сотовых уплотнений ступеней турбины с третьей по восьмую возникли проблемы, связанные с появлением повышенного искривления ротора высокого давления и значительной НЧВ в области 25 Гц на первой и второй опорах турбоагрегата. Парораспределение в результате модернизации не изменяли (рис. 3, а). Нумерация клапанов на рисунке соответствует порядку их открытия.

Перераспределение зазоров проточной части не привело к положительному эффекту и в некоторых случаях вызывало искривление ротора. Только подгрузкой первого сегментного подшипника благодаря уменьшению вертикального зазора удалось устранить НЧВ. После 4 лет эксплуатации износ сотовых вставок был равномерным и было принято решение допустить сотовые надбандажные уплотнения к дальнейшей эксплуатации без проведения ремонтно-восстановительных мероприятий с рекомендацией при следующем плановом капитальном ремонте выполнить выборочную замену изношенных вставок. Износ сотовых вставок сверху и снизу был равномерный с тенденцией к большему износу справа по сравнению с износом с левой стороны.

Пример 2. В период капитального ремонта ЦВД в ступенях турбины с третьей по десятую были установлены сотовые уплотнительные вставки. Зазоры в проточной части соответствовали формулярным значениям. В результате ремонта возникла НЧВ. Замена вкладышей подшипников № 1, 2 на вкладыши другого строения не дала ощутимого эффекта. В результате изменения схемы парораспределения на вариант, приведенный на рис. 3, б, удалось добиться работы турбоагрегата на всех режимах без НЧВ (нумерация клапанов соответствует порядку открытия, открытие клапанов указано в процентах).

Однако с применением подобной схемы парораспределения подшипник № 1 начал постепенно разогреваться, его температура достигла 100°C,

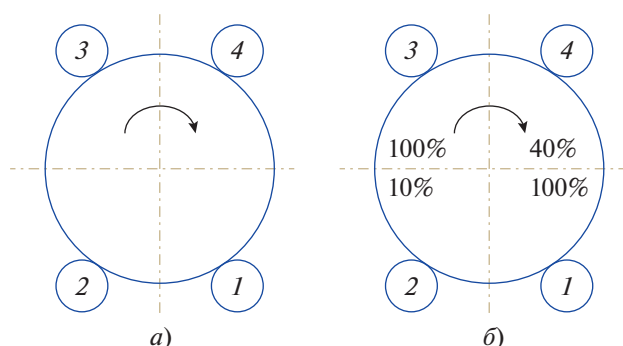


Рис. 3. Исходная (а) и измененная (б) схемы парораспределения ЦВД турбоагрегата. 1–4 – номер клапана

и поэтому работа турбогенератора до капитального ремонта происходила с включенным гидроподъемом. При капитальном ремонте подшипник опустили и увеличили масляные зазоры, что привело к нормализации температуры баббита, но вновь на переходных режимах стала проявляться НЧВ в области 25 Гц, т.е. НЧВ имела субгармонический характер.

Пример 3. В период капитального ремонта в проточной части ЦВД турбоагрегата 800 МВт были установлены сотовые уплотнительные вставки. Зазоры в проточной части оказались увеличенными вследствие эллипсности расточки цилиндра. После ремонта возникла НЧВ в области 25 Гц. Чтобы устранить НЧВ, подняли подшипники № 1, 2, а также выполнили мероприятия (уменьшили осевые зазоры по уплотнениям) с целью снизить относительное расширение ротора высокого давления. По парораспределению было выполнено смещение характеристики открытия регулирующего клапана высокого давления № 4. При этом при открытии клапана более чем на 10% (открытие основной чашки клапана) происходил рост вертикальной составляющей вибрации вкладыша № 1. Было принято решение о смещении характеристики для исключения открытия клапана более чем на 10%. В результате проведенных мероприятий при выходе на номинальную мощность с малой скоростью нагружения не требовалось открытие регулирующего клапана высокого давления № 4, НЧВ не возникала и была обеспечена стабильность движения ротора. Парораспределение было выполнено так, как показано на рис. 2, а.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ТУРБИН

С учетом опыта эксплуатации и наладки турбоагрегатов общие рекомендации по обеспечению максимальной эффективности подшипников турбин могут быть сформулированы следующим образом.

Для подшипников турбин ЛМЗ оптимальная степень эллиптичности должна составлять 0.60–0.65. Для подшипников завода “Электросила” (последняя опора генератора) с глубокой выборкой в целях повышения устойчивости следует увеличивать боковой зазор до 0.0040–0.0045.

Следует применять осерадиальные или разношаговые многоребенчатые уплотнения [5], а также назначать увеличенные радиальные и уменьшенные осевые зазоры по уплотнениям для избегания “паровой” НЧВ.

Для снижения аэродинамического возбуждения в сотовых вставках необходимо при проектировании уплотнений увеличивать глубину канала. Сотовые вставки уменьшают глубину канала и существенно увеличивают канальную составляющую надбандажных сил.

Как показывает опыт эксплуатации турбоагрегатов, повышение степени эллиптичности подшипников путем уменьшения вертикального зазора нецелесообразно, так как приводит к снижению работы сил демпфирования на малых перемещениях цапфы в условиях большой жесткости масляного клина, кроме того, при этом возможно задевание по нижнему или верхнему вкладышу с возникновением НЧВ другой природы.

Согласно исследованиям [9, 14], весьма важной является отстройка первых (низших) собственных частот роторов в валопроводе от значения $1/n$ рабочей частоты вращения вала. Практически это означает, что с учетом разброса критические частоты вообще не должны находиться в зоне $(0-0.575)f$. При недостаточной отстройке валопровода или его расстройке при расцентровке появляется опасность возникновения “масляной” низкочастотной вибрации субгармонической природы с частотой, равной $1/n$ номинальной частоты вращения ротора.

При НЧВ и задеваниях очень важно определить их первичную причину. Необходимо установить, возникла ли высокая вибрация (оборотная, НЧВ или другая), а затем появились задевания с последующим богатым и нестабильным спектром вибрации или вначале произошли задевания из-за некорректной сборки с последующим увеличением вибрации. Ясно, что рекомендации в этих случаях совершенно разные. Если все началось с небаланса, требуется балансировка или останов турбогенератора для проверки отрыва лопатки. Если вначале возникла интенсивная НЧВ, а затем задевания, надо искать причины ее появления: износ постели баббита, изменение температуры масла, чрезмерное захолаживание масла, нарушенные формы расточки при ремонте (недостаточная эллиптичность), нарушение центровки, субгармонический резонанс и т.п. Перечисленные и другие рекомендации и мероприятия представлены в таблице.

Мероприятия по устранению низкочастотной вибрации турбогенераторов

Вариант НЧВ	Мероприятие по устранению НЧВ
“Паровая” в сочетании с “масляной”. Зависит от открытия клапанов, расцентровок, параметров подшипников и уплотнений	Проверка износа вкладышей, устранение износа. Проверка зазоров, восстановление оптимальных зазоров (эллиптичность 0.60–0.65). Увеличение бокового зазора. Увеличение (иногда снижение) температуры масла. Изменение порядка открытия клапанов, если вибрация на роторе высокого давления. Перецентровка роторов по полумуфтам. Замена типа подшипников, в том числе удаление “холодильника”. Раскрутка потока (применение стабилизирующих устройств). Реконструкция уплотнений. Смещение цилиндра относительно ротора (слабая мера)
“Масляная” НЧВ, вызвана изменением реакций опор вследствие расцентровок в сочетании с поперечными силами от парораспределения	Проверка износа вкладышей, устранение износа. Перецентровка роторов по полумуфтам. Проверка зазоров – восстановление оптимальных зазоров (эллиптичность 0.6–0.7). Увеличение бокового зазора. Увеличение (иногда снижение) температуры масла. Изменение порядка открытия клапанов, если вибрация на роторе высокого давления. Замена типа подшипников, в том числе удаление “холодильника”
НЧВ, нестабильная, многочастотная, вызванная задеваниями при повышенных вибрациях и/или задеваниями при взаимных теплосиловых смещениях ротора и статора	Устранение повышенных вибраций, устранение задеваний. Проверка возможности задеваний, устранение задеваний. Перецентровка роторов по полумуфтам. Устранение износа вкладышей. При слабых задеваниях иногда снижение температуры масла уменьшает вибрацию и уменьшает вероятность задеваний (временная мера). Изменение порядка открытия клапанов. Устранение нелинейности типа отрыва опоры
Субгармонический резонанс частотой $1/2, 1/3, 1/4, 1/5 n$	Перецентровка роторов по полумуфтам. Устранение нелинейности (типа отрыва опоры). Проверка износа вкладышей, устранение их износа. Увеличение или уменьшение бокового зазора. Изменение порядка открытия клапанов, если вибрация на роторе высокого давления и имеются значительные поперечные силы от парораспределения

ВЫВОДЫ

1. Низкочастотная вибрация может иметь различную природу, и важно правильно ее установить на начальном этапе. Она может появиться как в результате длительной эксплуатации, так и вследствие неудачных ремонтов и модернизаций.

2. С повышением начальных параметров пара необходимо в первую очередь рассматривать “паровое” возбуждение низкочастотной вибрации.

3. Амплитуда самовозбуждающихся колебаний может иметь неограниченный резкий рост, и поэтому крайне важно стараться не допускать их возникновения.

4. Снижение температуры масла на входе в подшипник ниже 40°C является грубейшим нарушением инструкции по эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Newkirk B.L., Taylor H.D.** Shaft whipping due to oil action // J. Bearings. Gen. Electr. Rev. 1925. V. XXIII. No. 8. P. 559–568.
2. **Hory Y.** A theory of oil whip // Trans. ASME J. Appl. Mech. 1959. V. 26. P. 189–198.
3. **Траупель В.** Тепловые турбомашины. Ч. II / под ред. Б.М. Трояновского. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961–1963.

4. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин: учеб. для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
5. **Костюк А.Г.** Выбор лабиринтных уплотнений в паровых турбинах // Теплоэнергетика. 2015. № 1. С. 17–21.
6. **Костюк А.Г.** Колебания паровых турбоагрегатов // Вибрации в технике: справ. Т. 3 / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. С. 300–322.
7. **Позняк Э.Л.** Колебания роторов // Вибрация в технике: справ. Т. 3 / под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1980. С. 130–189.
8. **Олишнев В.И.** Проблема борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паровых турбин большой мощности // Теплоэнергетика. 1978. № 9. С. 8–14.
9. **Куменко А.И.** Автоколебания и субгармонические вибрации. Ч. 1 // Энергетик. 2021. № 8. С. 20–32. <http://dx.doi.org/> <https://doi.org/10.34831/EP.2021.62.17.004>
10. **Ломакин А.А.** Центробежные и осевые насосы. М.; Л.: Машиностроение, 1968.
11. **Thomas H.J.** Instabile Eigenschwingungen von Turbinenlaufnern, angefacht durch die Spaltstroemungen in Stopfbuchsen und Beschauelungen // Bull. de JAİM. 1958. Nr. 11/12. S. 1039–1063.
12. **Костюк А.Г., Некрасов А.Л., Куменко А.И.** Анализ субгармонических колебаний систем “ротор–подшипники скольжения” // Теплоэнергетика. 1998. № 1. С. 10–15.
13. **Куменко А.И.** Низкочастотная вибрация роторов турбин, ее причины, методы диагностирования и устранения // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2006. № 4. С. 22–30.
14. **Шкляр М.И.** Разработка и внедрение методов повышения динамической надежности и снижения вибрации турбоагрегатов на стадиях проектирования, доводки и эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук. СПб.: ГПУ, 2007.
15. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. М.: Норматика, 2021.
16. **ГОСТ Р 55265.2-2012.** Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 2: Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин⁻¹. М.: Стандартинформ, 2014.
17. **Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ** / под ред. В.Н. Савина. М.: Энергоатомиздат, 1984.

Some Features Relating to the Occurrence of Low-Frequency Vibration in Large Steam Turbines and Methods for Removing It

A. I. Kumenko^{a,*}, A. M. Mironov^b, M. I. Shklyarov^b, and S. Yu. Evdokimov^b

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

^b AO Power Machines, St. Petersburg, 195009 Russia

*e-mail: KumenkoAI@mpei.ru

Abstract—The article addresses general matters concerned with the occurrence of low-frequency vibration (LFV) in turbine units. It is pointed out that, despite the level of knowledge that has been achieved in regard to LFV, it still arises from time to time in power plant turbine units. Along with LFV caused by aero- and hydrodynamic excitation, LFV can also bear a subharmonic pattern. It is emphasized that the measures taken to remove LFV depend on the LFV occurrence origin. The article presents LFV occurrence and removal examples, including those relating to the use of honeycomb seals in high-pressure cylinders. With honeycomb seals, decreased sizes of channels and an increased channel component of overshroud forces caused by aerodynamic excitation are typically observed. It is pointed out that, in some cases that involve rotor rubbing against the stator, a multicomponent LFV with subharmonic and self-oscillation components is observed. It is shown that the regulatory documents do not contain criteria for estimating a multicomponent vibration in the low-frequency band. It is pointed out that multicomponent LFV can be a diagnostic indicator pointing to rubbing of the rotor against the babbitt or seals. Recommendations on removing LFV of various origins are suggested. A diagnostic table that helps determine factors causing the LFV and that produces recommendations on increasing the turbine units operational reliability is given. It is stated for the first time that the turbine thrust bearing can behave as a source of oil excitation. It is also noted that the conditions under which a self-oscillation type LFV occur and its suppression methods should differ from the methods for suppressing self-excited LFV of a subharmonic nature.

Keywords: plain bearing, turbine unit, low-frequency vibration, subharmonic vibration, honeycomb seals, recommendations on reducing vibration, contradictions in the regulatory framework