

УДК 621-852

ВИДЫ И ПРИЧИНЫ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН**Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н.***ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет
им. Р.Е. Алексеева», Нижний Новгород, e-mail: PachurinGV@mail.ru*

Вибрация и шум, как следствие вибрации встречаются в технике, да и в нашей жизни, повсеместно, и роль вибрации оказывается двойкой: в технике, как правило, она вредна, в других случаях, например в медицине, полезна. Отрицательная роль технической вибрации многократно возросла в связи с бурным развитием техники, ростом нагрузок и скоростей в стационарных установках и транспортных машинах. Большинство аварий и катастроф на энергетических предприятиях связаны с разрушительным действием вибрации. Статистика последних лет утверждает, что 80% аварий в машинах, как правило, связанных с человеческими жертвами, происходит в результате недопустимых колебаний. Данная статья посвящается вопросам причин возникновения вибрации паротурбинных агрегатов и электрических генераторов на энергетических предприятиях ТЭЦ, ГРЭС и АЭС. В популярной форме описаны виды и причины технической вибрации, приведены средства её снижения в источниках возникновения. Сведения, содержащиеся в статье, могут быть полезными широкому кругу работников, связанных с проектированием, эксплуатацией и ремонтом энергетических машин, а также студентам и преподавателям вузов.

Ключевые слова: техническая вибрация, вибрационная безопасность, электрические генераторы, способы снижения вибрации, энергетические машины

TYPES AND CAUSES OF VIBRATION POWER MACHINES**Mindrין V.I., Pachurin G.V., Rebrushkin M.N.***Nizhny Novgorod State Technical University R.E. Alekseev,
Nizhny Novgorod, e-mail: PachurinGV@mail.ru*

Vibration and noise, as a result of vibration encountered in technology, and in our lives, everywhere, and the role of vibration is twofold: in the art, as a rule, it is harmful, in other cases, such as in medicine, is useful. The negative role of technical vibration has multiplied due to the rapid development of technology, increasing loads and speeds in stationary equipment and transport vehicles. Most accidents and disasters on energy companies related to the destructive action of vibration. Statistics last years asserts that 80% of accidents in cars, usually associated with the loss of human life, is the result of harmful vibrations. This article is dedicated to the issues of security mainly vibration of steam turbine units and electric generators at power plants CHP plants and nuclear power station. In a popular form describes the types and causes of vibration are given technical means of its reduction in sources of occurrence. The information contained in this article may be useful in a wide range of workers related to the design, maintenance and repair of power machines, as well as students and university professors.

Keywords: technical vibration, vibration safety, electrical generators, ways to reduce the vibration, energy of the machine

Вибрация и шум как следствие вибрации встречаются в технике, да и в нашей жизни, повсеместно, и роль вибрации оказывается двойкой [6]: в технике, как правило, она вредна, в других случаях, например в медицине, полезна. Отрицательная роль технической вибрации многократно возросла в связи с бурным развитием техники, ростом нагрузок и скоростей в стационарных установках и транспортных машинах.

В связи с переходом на критические и сверхкритические параметры рабочего тела – пара и ростом единичных мощностей основного оборудования на электрических станциях существенно увеличилась вибрационная опасность его эксплуатации.

Большинство аварий и катастроф на энергетических предприятиях связаны с усталостным разрушением, вызванным действием вибрации [7–10]. Статистика последних лет утверждает, что 80% аварий

в машинах, как правило, связанных с человеческими жертвами, происходит в результате недопустимых колебаний. Трудоемкие процессы по восстановлению последствий от вибрационных неполадок и катастроф на энергетических предприятиях занимают от 30% и выше времени и затрат в общем балансе ремонтно-восстановительных работ [1].

В последний период после реформирования электроэнергетической системы РФ наиболее крупной катастрофой с человеческими жертвами стала тяжелейшая авария на Каширской ГРЭС в 2002 г. на турбогенераторе ст. № 3 с паровой турбиной К-300-240 и генератором ТВМ-300. Были полностью разрушены: паровая турбина, конденсатор, электрогенератор, повреждены фундаменты, несущие колонны, возник пожар, обрушилась кровля машинного зала. Произошел разрыв валопровода турбины и генератора в восьми местах. Фрагменты

корпусов цилиндров и роторов были заброшены на четырнадцатую отметку и за пределы турбинного цеха. Причиной аварии послужила высокая продольная вибрация и крутильные колебания в результате разрушения бандажной втулки генератора и короткого замыкания в цепи статора [3].

Не менее разрушительной была авария на гидроагрегате № 2 Саяно-Шушенской ГЭС в 2009 г., приведшая к полной остановке, разрушению станции и гибели 77 человек. Причина аварии – высокая оборотная вибрация с амплитудой 800 мкм (вместо 100 мкм по норме) в результате дефектов в рабочем колесе и неуравновешенности ротора, оставленных после монтажа и капитального ремонта. В результате длительной вибрации произошло разрушение шпилек (Ø200 мм в количестве 49 шт.) горизонтального разъема, разгерметизация агрегата и заполнение машинного зала водой.

По заключению Государственной инспекции Ростехнадзора и Росэнергонадзора причиной описанных аварий, кроме технической вибрации (высокая вибрация агрегатов), является человеческий фактор – слабые знания обслуживающего персонала. Особенно этот недостаток проявляется в условиях частой ротации персонала. Здесь следует отметить намеченный президентом РФ курс на модернизацию оборудования и импортозамещение зарубежной продукции, что потребует, прежде всего, более высокого уровня подготовки инженерно-технических кадров, в том числе и по вопросам вибрационной техники.

Именно решению этой проблемы и посвящен приведенный ниже материал. Причина вибрации всех вращающихся машин одна – неуравновешенные силовые воздействия, которые преследуют агрегат весь длительный период эксплуатации, начиная с момента его изготовления в цехах завода.

Даже при использовании современной высокоточной электронно-лазерной техники и станков с ЧПУ изготовление вращающихся масс – роторов энергетических машин происходит со смещением центра масс с центром его вращения, что в дальнейшем устраняется частично в процессе балансировки.

Вибрация оборотной частоты и её снижение

Если частота вибрации $f_{вб}$ совпадает с частотой вращения ротора машины $f_{вр}$, то такая вибрация называется вибрацией оборотной частоты (ОЧ), $f_{вб} = f_{вр}$.

Основными причинами возникновения вибрации оборотной частоты в тепловых и электрических машинах, насосных и компрессорных агрегатах являются:

- неуравновешенность вращающихся масс ротора;
- расцентровка осей вращения многоопорных роторов;
- тепловой прогиб вала;
- задевание ротора о неподвижные детали в концевых и промежуточных уплотнениях.

Неуравновешенность вращающихся масс, когда центр масс (центр тяжести) X_m не совпадает с центром вращения X_v в каждом сечении ротора, т.е. $X_m \neq X_v$, что связано обычно с некачественной балансировкой, проводимой после изготовления, при монтаже или ремонте машины. На стадии эксплуатации небаланс в роторах турбомашин образуется, как правило, при обрыве рабочих лопаток, бандажных лент или проволок.

В этих случаях возникает центробежная сила $R = m\omega^2 r$, которая вращается вместе с ротором с угловой скоростью ω . Под действием этой силы ротор начнет совершать сложные движения: во-первых, он будет вращаться вокруг своего геометрического центра (точка X_v) с угловой скоростью ω , как на рис. 1, во-вторых, валопровод, получив стрелу прогиба, будет совершать дополнительное вращение вокруг точки О с угловой скоростью Ω , отличной от частоты вращения самого ротора. Этот вид движения называется прецессионным, а его угловая скорость – скоростью прецессии Ω (рис. 1).

Именно прецессионное вращение вызывает вибрацию оборотной частоты опорных подшипников и фундаментной плиты машины.

Сложное движение, совершаемое ротором, похоже на движение волчка, запущенного вокруг собственной оси, а его ось совершает прецессионное движение, описывая круговой конус.

Из рис. 1 видно, что причиной вибрации является неуравновешенная сила \vec{R} , при этом вектор скорости движения центра вала \vec{v} направлен по касательной к траектории вращения прецессии Ω . При малых частотах вращения прогиб вала, изображенный вектором \vec{r} , будет следовать за возмущающей силой \vec{R} , и угол γ будет равняться нулю. С увеличением частоты вращения вследствие инерции прогиба \vec{r} начнет отставать от вектора возмущающей силы \vec{R} , причем с увеличением частоты вращения угол отставания γ будет расти. При резонансе векторы \vec{R} и \vec{v} совпадают по направлению, и вибрация машины в этот момент становится максимальной. При дальнейшем увеличении частоты вращения между векторами \vec{R} и \vec{v} образуется угол α , эффект возмущающей силы уменьшается и вибрация снижается [8].

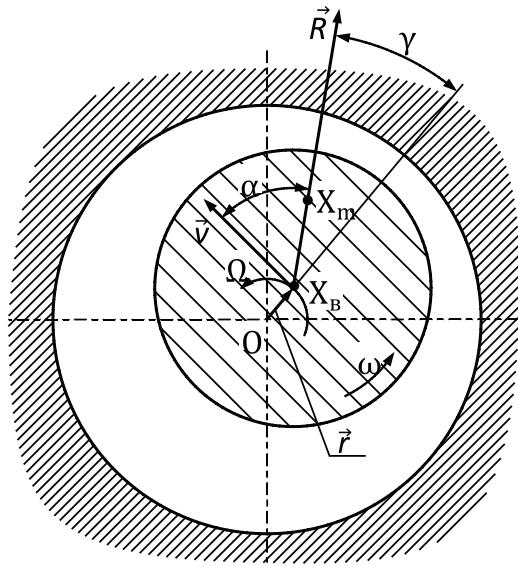


Рис. 1. Возникновение вибрации оборотной частоты вследствие небаланса:

ω – угловая скорость вращения вала, рад/с;

Ω – угловая скорость прецессии, рад/с;

\vec{v} – вектор скорости прецессии;

X_B – центр вращения шейки вала; X_m – центр масс (центр тяжести) в сечении ротора; m , O – центр опорного подшипника;

\vec{R} – вектор центробежной (неуравновешенной) силы; \vec{r} – вектор прогиба вала;

γ – угол отставания вектора прогиба \vec{r} от вектора силы \vec{R} ; α – угол между вектором силы \vec{R} и вектором скорости прецессии \vec{v}

Таким образом, причиной повышенной вибрации при резонансе является совпадение направления действия неуравновешенной силы и скорости прецессионного движения. Рабочая частота вращения машины должна отличаться от критической (резонансной) с достаточным запасом.

Вибрация оборотной частоты, вызванная неуравновешенностью ротора, имеет характерные особенности, позволяющие отличить ее от вибрации, спровоцированной другими причинами. Прежде всего, оборотная вибрация имеет синусоидальный характер и ее интенсивность растет с увеличением частоты вращения. Кроме того, вибрация оборотной частоты, вызванная неуравновешенностью масс, приводит к увеличению вертикальной составляющей вибрации v_x на опорных подшипниках машины и устраняется единственным способом – динамической балансировкой ротора. Балансировки проводятся либо в собственных подшипниках при наличии доступа к корректирующим (балансирующим) плоскостям без разбора цилиндра турбомашины и выемки ротора из статора, либо на балансировочном станке, как правило, в период капитального ремонта [4].

Вибрация оборотной частоты может быть также инициирована расцентровкой осей вращения смежных роторов. При этом увеличивается вибрация, действующая в горизонтальной плоскости в осевом v_z и поперечном v_y направлениях, и устраняется такая вибрация центровкой полумуфт, соединяющих смежные роторы.

Особенностью вибрации, вызванной расцентровкой, является ее местный характер. Обычно наблюдается интенсивная вибрация корпусов тех подшипников, вблизи которых роторы соединены с расцентровкой. При этом наиболее сильно изнашиваются баббитовые заливки вкладышей этих опорных подшипников.

Таким образом, выбор конкретного технического средства, необходимого для устранения вибрации оборотной частоты и принимаемого в связи с этим решения, зависит от конкретных величин v_x , v_y и v_z , полученных после снятия вибрационных характеристик на всех опорных машинах (вывод поясняется с помощью рис. 2).

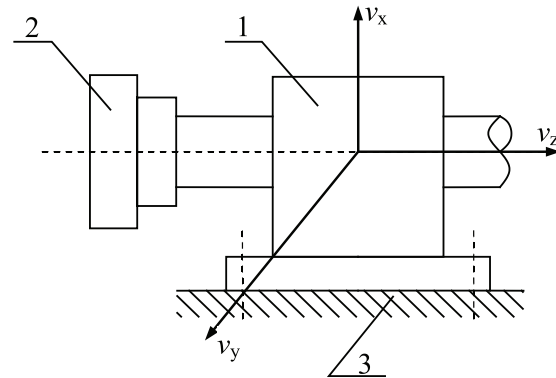


Рис. 2. Составляющие вибрации оборотной частоты:

1 – опорный подшипник; 2 – полумуфта сцепления; 3 – фундаментная плита;

v_x – вертикальная составляющая вибрации; v_y – поперечная составляющая горизонтальной вибрации; v_z – осевая составляющая горизонтальной вибрации

Принимаемые решения:

– если вертикальная составляющая вибрации v_x превышает осевую v_z и поперечную v_y составляющие горизонтальной вибрации и превышает нормализованное значение $v^{норм}$, т.е. $v_x > v_z$, v_y и $> v^{норм}$, следует выполнить балансировку ротора;

– если осевая составляющая v_z горизонтальной вибрации превышает вертикальную v_x и поперечную v_y составляющие вибрации, т.е. $v_z > v_x$, v_y и $> v^{норм}$, следует провести торцевое (угловое) центрирование осей вращения по сцепляющим полумуфтам соответствующих роторов;

– если поперечная составляющая v_y горизонтальной вибрации превышает вертикальную v_x и осевую v_z составляющие вибрации, т.е. $v_y > v_x$, v_z и $> v_{\text{норм}}$, следует осуществить радиальное центрирование соответствующих роторов по их полумуфтам [4].

Показателем качества балансировки роторов согласно ГОСТ 22061-76 и международному стандарту ИСО 1940 является величина $e_{\text{ст}} \cdot \omega$, (мм·рад)/с, где $e_{\text{ст}}$ – допустимый остаточный дисбаланс ротора, мм (статический эксцентриситет масса ротора относительно оси ротора); ω – максимальная угловая частота вращения ротора, рад/с, 1/с (радиан – это угол, длина дуги которого равна длине радиуса окружности, поэтому величина рад безразмерная, т.е. равна 1).

Для роторов паровых турбин и турбогенераторов установлены четыре класса точности балансировки, приведенные в таблице.

Класс точности балансировки роторов

Класс точности	Наибольшее допустимое значение $e_{\text{ст}} \cdot \omega$, мм/с
4	6,3
3	2,5
2	1,0
1	0,4

Для средних и тяжелых роторов массой более 1000 кг используются третий и четвертый классы точности. Для роторов меньшей массы – первый и второй классы [2].

Кроме неуравновешенности масс роторов и их расцентровок вибрацию оборотной частоты может вызвать прогиб вала в результате тепловой неравномерности металла в сечениях ротора при его прогреве (при пуске) или остывании (при остановке). В этих случаях волокна вала, имеющие большую температуру, расширяются сильнее волокон металла, с меньшей температурой. Вследствие этого ротор прогибается в сторону с более высокой температурой (рис. 3).

Величину теплового прогиба определяют по приближенной формуле

$$f_{\text{макс}} = \frac{\alpha_t \cdot \Delta T \cdot l}{8 \cdot d_B}, \quad (1)$$

где α_t – коэффициент линейного расширения металла. Для стальных роторов принимают

$$\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6}, \text{ м/К},$$

где ΔT – разность температур верхних и нижних слоев ротора, К; d_B – средний диаметр вала ротора, м; l – расстояние между опорными подшипниками, м.

Из формулы (1) следует, что даже при разности температур $\Delta T = 5 \text{ К}$ ($t = 5^\circ\text{C}$) на роторе длиной 5 м со средним диаметром вала, равным 0,4 м, образуется прогиб $f_{\text{макс}} = 0,5 \text{ мм}$ и возникает реальная опасность задевания в уплотнениях проточной части турбины. При длительных задеваниях прогиб вала увеличивается, и вибрация непрерывно растет.

Для исключения неравномерного прогрева роторов турбины снабжаются валоповоротным устройством, которое непрерывно работает с частотой вращения 3–4 об/мин до полного остывания турбины в период останова и при пуске в работу.

Контроль теплового изгиба ротора высокого давления турбины осуществляется специальным устройством, позволяющим оценить стрелу максимального прогиба по перемещению консоли вала δ (рис. 3), используя следующую зависимость:

$$f_{\text{макс}} = \frac{l}{2 \cdot l_1} \cdot \delta, \text{ мм}. \quad (2)$$

Характерной особенностью вибрации оборотной частоты, вызванной тепловым изгибом вала, является ее исчезновение по мере равномерного прогрева ротора. Таким образом, тепловой прогиб ротора турбины носит временный характер. В роторе электрического генератора при несовершенной

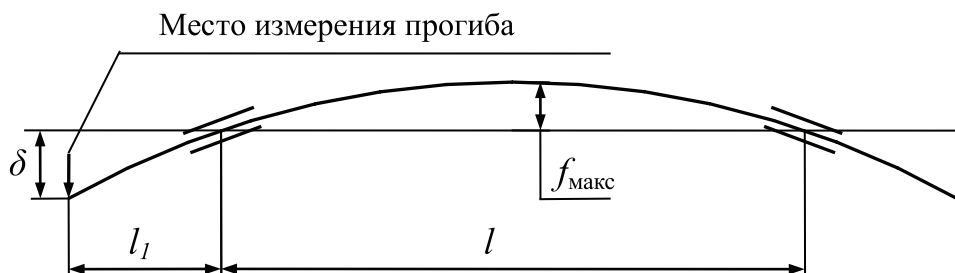


Рис. 3. Тепловой прогиб ротора:
 $f_{\text{макс}}$ – максимальный прогиб вала, мм; δ – контрольная величина прогиба, мм

системе охлаждения могут возникнуть стационарное неравномерное температурное поле и стационарный прогиб, вызывающий длительную вибрацию.

Любые задевания вращающегося ротора о неподвижные детали в концевых и промежуточных уплотнениях увеличивают вибрацию оборотной частоты. При легких задеваниях, особенно на малой частоте вращения, происходит износ уплотнений без особых последствий. Однако сильные задевания крайне нежелательны. В таком (даже медленном и недлительном) режиме работы происходит интенсивный износ уплотнений, увеличиваются протечки пара в диффрагменных и концевых уплотнениях турбомашин, что снижает ее экономичность. Сильные задевания вызывают прогиб вала и увеличивают вибрацию оборотной частоты. Внезапное появление сильной вибрации свидетельствует о серьезных нарушениях в проточной части машины. В этом случае необходим быстрый останов агрегата, так как при сильных задеваниях, вследствие все увеличивающегося прогиба, вибрация будет непрерывно возрастать. Потребуется правка вала, которую, как правило, осуществляют в заводских условиях.

Выводы

Показано, что отрицательная роль технической вибрации многократно возросла в связи с бурным развитием техники, ростом нагрузок и скоростей в стационарных установках и транспортных машинах. При этом большинство аварий и катастроф

на энергетических предприятиях связаны с разрушительным действием вибрации.

Рассмотрена физика возникновения оборотной вибрации турбомашин и указаны средства снижения вибрации в реальных условиях конкретного вида колебаний.

Список литературы

1. Григорьев Н.В. Вибрация энергетических машин. – Л.: Машиностроение, 1974.
2. ГОСТ 22061 – 76 Машины и технологическое оборудование. Классы точности балансировки. – М.: Из-во стандартов, 1976.
3. Загретдинов И.Ш., Котюк А.Г., Трухний А.Д. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5.
4. Миндрин В.И. Вибрация энергетических машин. Технические средства защиты: учеб. пособие; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2011. – 81 с.
5. Пачурин Г.В., Галкин В.В., Власов В.А., Меженни Н.А. Усталостное разрушение при разных температурах и долговечность штампованных металлоизделий: монография / Г.В. Пачурин [и др.]; под общей ред. Г.В. Пачурина; НГТУ. – Н. Новгород, 2010. – 169 с.
6. Пачурин Г.В. Долговечность пластически деформированных коррозионно-стойких сталей // Вестник машиностроения. – 2012. – № 7. – С. 65–68.
7. Пачурин Г.В., Елькин А.Б., Миндрин В.И., Гейко И.В. и др. Основы безопасности жизнедеятельности: учеб. пособие / Г.В. Пачурин и др.; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. – 2-е изд. перераб. и доп. – Н. Новгород, 2014. – 269 с.
8. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 640 с.
9. Pachurin G.V. Ruggedness of structural material and working life of metal components // Steel in Translation. – 2008. – № 3. – Т. 38. – P. 217–220.
10. Pachurin G.V. Life of Plastically Deformed Corrosion-Resistant Steel // Russian Engineering Research. – 2012. – Vol. 32. – № 9–10. – P. 661–664.