

**Э.С.ОСТЕРНИК**, канд.техн.наук; завод «Электротяжмаш», Харьков

## ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ВАЛОПРОВОДОВ МНОГОМАШИННЫХ АГРЕГАТОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Виконано натурні вібродослідження та розроблено математичну модель динаміки критичних швидкостей  $n_{cr}$  ротора турбогенератора в процесі експлуатації. Запропоновано своєчасні заходи, що перешкоджають небезпечному наближенню  $n_{cr}$  до робочої частоти обертання ротора турбогенератора.

The scope of works undertaken includes performance of natural vibration studies, and development of the mathematical model for the dynamics of critical velocities  $n_{cr}$  of the rotor of turbine-driven set in the course of operation. Due measures have been proposed to avoid the dangerous proximity of  $n_{cr}$  to the operating rotational speed of the rotor of turbogenerator.

К числу наиболее ответственных многомашинных агрегатов на подшипниках скольжения принадлежат современные турбоагрегаты. Их срок службы должен быть не менее 40 лет [1]. Условия СНГ зачастую вынуждают эксплуатировать турбоагрегаты дольше, чем обязывают стандарты.

Валопровод (система сочлененных роторов) турбоагрегата является гибким и находится на упруго-массивных опорах (встроенные или выносные подшипники скольжения). Трудности в определении исходных данных для расчета потребовали исследовать динамику системы валопровод-смазочный слой-подшипниковые опоры – статор-фундамент в процессе промышленной эксплуатации.

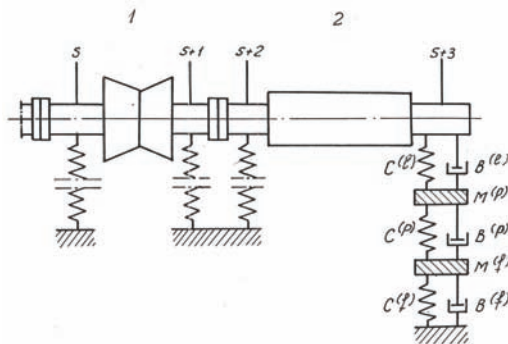


Рисунок 1 – Часть колебательной системы турбоагрегата:  
1 – ротор ЦНД, 2 – ротор генератора

На рис. 1 представлена наиболее исследованная в данной работе часть указанной системы: роторы генератора и последнего цилиндра низкого дав-

ления (ЦНД) турбины. Цилиндры высокого и среднего давления не показаны. Элементы  $C^{(l)}$ ,  $C^{(p)}$ ,  $C^{(f)}$  характеризуют упругие свойства масляной пленки, подшипников, статора и фундамента;  $B^{(l)}$ ,  $B^{(p)}$ ,  $B^{(f)}$  – их демпфирующие свойства;  $M^{(p)}$  и  $M^{(f)}$  – приведенные к данной опоре массы стула подшипника и статорных частей, а также фундамента. Расчетные схемы всех опор (номера  $1 \dots s \dots s + 3$ ) одинаковы [2].

Номинальная частота вращения валопровода агрегата  $n_{nom} = 3000$  об/мин, как показали испытания, находится между 4-й и 5-й критическими скоростями. Величина  $n_{cr}^{(5)}$  преимущественно определяется 2-й парциальной критической скоростью системы ротор-опоры генератора  $n_{crII}^{gen}$ ;  $n_{cr}^{(1)} \approx n_{crI}^{gen}$ .

Это потребовало тщательных исследований динамики ротора генератора в процессе реальной эксплуатации. Основное внимание уделялось критической скорости агрегата по генератору  $n_{cr}^{(5)}$ , условно обозначенной  $n_{cr}^{II}$ . Работы проводились в интервале 9 лет.

Частотные характеристики валопровода определялись при пусках и остановах агрегата. При этом наиболее информативными были испытания автоматов безопасности турбины, связанные со стопорными и регулируемыми клапанами, перекрывающими доступ пара в турбину. Такие испытания автоматов безопасности турбины проводятся при частоте, превышающей  $n_{nom}$  на 10-12 %, а иногда и более, что позволило исследовать критериальный диапазон  $n \in [3000, 3400]$  об/мин. Чисто механический характер динамики обеспечивался отсутствием электрического возбуждения на роторе.

Частота вращения  $n$  поднималась или снижалась бесступенчато, чтобы не нарушать нормальные техпроцессы на электростанции и не подвергать валопровод с облопачиванием опасности промежуточных резонансов при  $n_{cr}^{(1)} \dots n_{cr}^{(4)}$ . Виброизмерения выполнялись, начиная с 1000 об/мин, через 50-100 об/мин до  $n_{nom}$ ; в диапазоне  $n_{nom} < n < n_{max}$  через 20-30 об/мин. На каждом испытании автоматов безопасности  $n$  несколько раз повышалась вплоть до их срабатывания, затем  $n$  снижалась до  $n_{nom}$ . Для виброисследований записывались колебания опор валопровода от штатных индукционных датчиков виброскорости, подключенных непосредственно к регистрирующей аппаратуре. Такая схема, исключая специальные усилители, помехоустойчива при длинных линиях связи, обладает требуемым частотным диапазоном и длительной стабильностью. Частота вращения определялась по осциллограммам с точностью 0,2 % путем сопоставления сигналов фотоэлектрического датчика оборотов и кварцевого генератора опорной частоты. В результате получены амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики (АЧХ и ФЧХ) виброскорости опор в вертикальном и поперечном направлениях. Покажем, что резонансные частоты систем типа многомашинного агрегата по виброперемещению и по виброскорости весьма близки.

Рассмотрим колебания  $N$ -мерного упругого континуума  $\Omega$ . Для турбоаг-

регата  $N = 3$ . Интегро-дифференциальное уравнение колебаний континуума запишем в виде

$$\bar{u}(P, t) + \int_{\Omega} K_1(P, Q) \frac{\partial^2 \bar{u}(Q, t)}{\partial^2 t} m(Q) dQ = \int_{\Omega} K_1(P, Q) \bar{q}(Q, t) dQ. \quad (1)$$

Здесь  $P$  и  $Q$  – точки  $N$ -мерной области  $\Omega$ ,  $\bar{u}$  – вектор виброперемещения,  $m$  – функция плотности,  $\bar{q}$  – внешняя нагрузка. Краевые условия содержатся в ядре  $K_1(P, Q)$ , поэтому уравнение (1) относительно них инвариантно. Решение соответствующего однородного уравнения имеет вид

$$\bar{\varphi}(P) = \lambda^2 \int_{\Omega} K(P, Q) \bar{\varphi}(Q) dQ,$$

где  $K(P, Q) = K_1(P, Q) \sqrt{m(P) \cdot m(Q)}$ .

Разлагая  $\bar{q}$  в гармонический ряд

$$\bar{q}(Q, t) = \sqrt{m(Q)} \sum_k A_k(Q) e^{i\omega_k t},$$

придем к решению уравнения (1) для вынужденных колебаний в виде

$$\bar{u}(P, t) = \frac{1}{\sqrt{m(P)}} \sum_l \sum_k \frac{A_{lk} \varphi_l(P) e^{i\omega_k t}}{\lambda_l^2 - \omega_k^2}, \quad (2)$$

где

$$A_{lk} = \int_{\Omega} \bar{\varphi}_l(Q) \bar{A}_k(Q) dQ.$$

Наконец, для производной порядка  $r$  имеем

$$\frac{\partial^r \bar{u}}{\partial t^r} = \frac{(i)^r}{\sqrt{m(P)}} \sum_l \sum_k \frac{A_{lk} \varphi_l \omega_k^r e^{i\omega_k t}}{\lambda_l^2 - \omega_k^2}. \quad (3)$$

Сопоставление (2) и (3) показывает, что резонансные частоты виброперемещения и его производных любого порядка при  $\omega_k = \lambda_l$  совпадают. Погрешность от пренебрежения в формулах (1)-(3) малым внутренним трением при  $r = 1$  для систем типа турбоагрегата составляет около 0,5 %.

Регистрация виброскорости имеет самостоятельное значение, так как уровень  $\partial \bar{u} / \partial t$  является одним из критериев виброндежности агрегата [1,3]. В настоящее время применяются также измерительные схемы с частотным анализом на ЭВМ по программе быстрого преобразования Фурье, что позволяет получать АЧХ на распечатках. В условиях промышленной эксплуатации такие схемы не всегда применимы.

Известно, что при непрерывно возрастающей (или убывающей) частоте  $\omega$  происходит явление перехода через резонанс. Максимальные амплитуды достигаются при частоте  $\omega^*$  несколько большей (или соответственно меньшей), чем собственная частота  $\lambda$  [2]. При испытаниях автоматов безопасности, когда за  $\Delta t \approx 30$  с достаточно равномерно возрастает от 3000 до 3330-

3400 об/мин, смещение  $\omega^* - \lambda$  не выше 0,2 %. Описанный процесс определения  $n_{cr}$  при разгоне и выбеге агрегата можно считать квазистационарным. Суммарная погрешность описанного способа определения  $n_{cr}$  не превышает 0,9 %.

Анализ экспериментальных данных выявил ряд особенностей в динамике системы ротор-опоры-фундамент агрегата.

Первая область резонансных частот вращения находится в интервале 1200-1380 об/мин. Расчет ротора турбоагрегата на жестких опорах давал  $n'_{cr,s} = 1530$  об/мин, на реальных опорах критическая скорость существенно ниже. По мере эксплуатации  $n'_{cr}$  снизилась на 90-150 об/мин. Значения  $n'_{cr}$ , обнаруженные при измерениях вибрации в вертикальном и поперечном направлениях, весьма близки.

В интервале 1500-1800 об/мин максимумы суммарной вибрации сопровождаются максимумами второй гармоники. Здесь обнаруживается критическая скорость второго порядка  $n_h = 1/2 n''_{cr}$ . Эффект двоякой изгибной жесткости ротора генератора частично устранен специальным ослаблением междуполосного продольного сечения ротора.

Резонансы в области  $n = 2380 \div 2900$  об/мин связаны с собственными частотами статора генератора.

Основным было исследование резонансов при  $n \geq 3000$  об/мин. Без учета податливости опор и масляной пленки  $n''_{cr,s} = 4640$  об/мин. Соответствующие экспериментальные значения  $n''_{cr}$  лежат значительно ниже.

При вводе турбоагрегата в эксплуатацию АЧХ резко росла, начиная с 3070 об/мин, но максимум не был достигнут вплоть до 3400 об/мин. При последующих испытаниях автоматов безопасности турбины, повторяющихся при регламентных работах в процессе эксплуатации (включая ремонты), наблюдалось прохождение системы через  $n''_{cr}$ . С ростом времени эксплуатации  $t_{exp}$  величина  $n''_{cr}$  монотонно снижалась. Сопоставление частотных характеристик иллюстрируется на рис. 2. Приведены АЧХ в относительных координатах

$$a^{(1)} = u_n^{(1)} / u_{3000}^{(1)},$$

где  $u_n^{(1)}$  – амплитуда 1-й (т.н. оборотной) гармоники виброперемещения при частоте вращения  $n$ ,  $u_{3000}^{(1)} = u_n^{(1)}$  при  $n = 3000$  об/мин. Такой способ представления АЧХ позволяет непосредственно сопоставлять динамические характеристики механических систем.

АЧХ, полученная после  $15 \cdot 10^3$  ч эксплуатации, обнаруживает максимум по  $a^{(1)}$  при  $n = 3200$  об/мин на обеих опорах генератора. Изменения соответствующей фазы колебаний  $\varphi_1^0$  достигают при этом  $110^0$ . Форма колебаний характеризуется тем, что колебания опор генератора близки по фазе, а последняя опора турбины находится к ним в противофазе. Эти данные демонстрируют прохождение системой валопровод-опоры-фундамент критической частоты вращения при  $n''_{cr} = 3200$  об/мин.

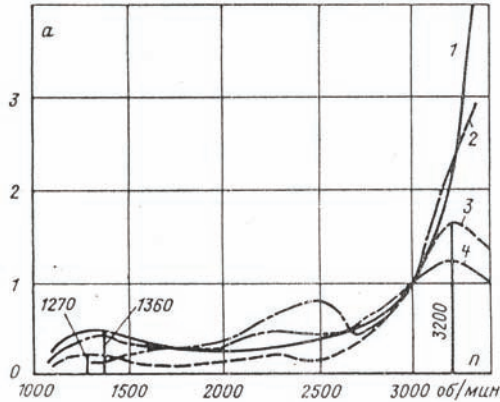


Рисунок 2 – АЧХ вертикальных колебаний опор генератора при вводе агрегата в строй (кривые 1 и 2) и после  $15 \cdot 10^3$  ч эксплуатации (3 и 4); 1,3 – сторона турбины

Рассмотрены данные по  $n_{cr}^{II}$  в интервале исследований за 9 лет. Для анализа и прогнозирования закономерности снижения  $n_{cr}^{II}(t_{exp})$  построена соответствующая эмпирическая степенная функция в виде

$$n_{cr}^{II} = C + N(t_{exp})^{-P}, \quad (4)$$

где  $N(t_{exp}) = Bt_{exp}^{-P}$ .

Эта закономерность в логарифмических координатах ( $t_{exp}$ ,  $N$ ) дает прямую линию (рис. 3). Время эксплуатации указано в часах и переведено в годы при условно принятой наработке 8000 часов в календарный год.

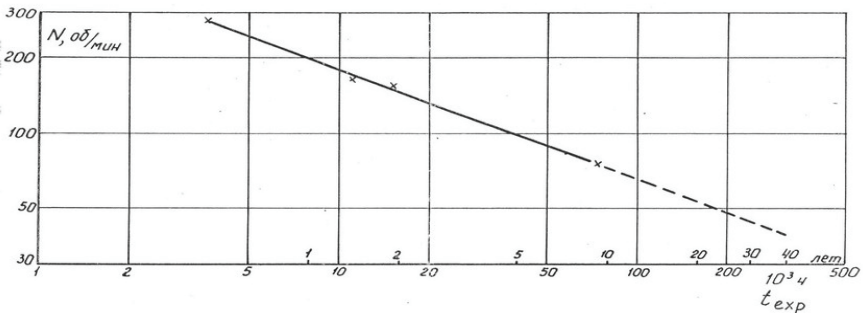


Рисунок 3 – Снижение  $n_{cr}^{II}$  со временем эксплуатации

В декартовых координатах кривая, заданная формулой (4), обладает асимптотой  $n_{cr}^{II}(t_{exp} \rightarrow \infty) = C$ . В логарифмических координатах предельные значения  $N = 0$  ( $n_{cr}^{II} = C$ ) и  $t_{exp} = 0$  отсутствуют.

Параметры  $C, B, P$  определены методом наименьших квадратов. Данная методика и ее результаты адекватны [4]. Решение соответствующей системы уравнений дает  $C = 3045$ ;  $B = 10,245$ ;  $p = 0,440$ . Средняя квадратичная погрешность формулы (4) в данном случае составляет  $\Delta n = 1,04$  об/мин при погрешности эксперимента до 30 об/мин.

В предположении справедливости формулы (4) и за исследованным диапазоном эмпирическая прямая на рис. 3 продолжена штриховым участком. При наработке 8000 часов в год и сроке службы  $t_{\text{exp}} = 40$  лет  $n''_{cr} = 3085$  об/мин, если не выполнялись указанные далее меры. В реальной эксплуатации таких случаев не было.

Поскольку все исследования проводились в режиме холостого хода без электрического возбуждения, реальной причиной снижения  $n_{cr}$  могли быть только механические изменения в системе ротор-опоры-фундамент.

Сюда не входят изменения режима работы масляного слоя в подшипниках. Известно, что жесткость слоя пропорциональна его вязкости [5]. Температура масла при испытаниях на входе ( $55 \div 57$ ) °С. При этом, как показывают расчеты, повышение  $t^\circ$  на 2 °С снижает жесткость масляной пленки не более, чем на 3 % (масло турбинное «Л»), и  $n''_{cr}$  может снизиться не более, чем на 30 об/мин.

Однако не только прогнозные, но и экспериментальные данные, представленные на рис. 3, показывают, что снижение  $n''_{cr}$  по сравнению с исходными значениями превышает 200 об/мин, так что  $n''_{cr}$  может стать опасно близкой к  $n_{nom} = 3000$  об/мин. Вероятными причинами снижения  $n''_{cr}$  являются некоторая выработка вкладышей подшипников, усталостные трещины в элементах системы, ослабление жестких соединений узлов агрегата, которые могут происходить в процессе длительной эксплуатации при переменных графиках нагрузки. Сюда также могут относиться такие явления в системе турбоагрегат-фундамент-основание, как виброползучесть в железобетонном фундаменте и его основании. Опасному развитию этих явлений препятствуют такие своевременные меры, как виброакустическая диагностика, перезаливка или смена вкладышей, дефектоскопия и устранение усталостных трещин в роторе и фундаменте, повторные балансировки валопровода агрегата, восстановление натягов и зазоров, а также при необходимости – силикатизация грунтов и модификация бетона (например, специальными присадками). См. также [6,7].

Напомним также о близком по характеру явлении – снижении строя (собственных частот у струн) музыкальных инструментов [8].

**Выводы.** Проведенные в интервале 9 лет виброисследования мощных турбоагрегатов показали, что критические скорости их роторов  $n_{cr}$  в процессе эксплуатации могут снижаться. Это явление хорошо описывается эмпирической степенной функцией, что позволяет строить прогнозные оценки. Опасному приближению  $n''_{cr}$  к рабочей частоте вращения препятствуют своевре-

менная виброакустическая диагностика, восстановление вкладышей, натягов и зазоров; устранение усталостных трещин, повторные балансировки валопровода.

Перспективы развития данного направления – выбор адекватной физической модели, например, виброползучести. Целесообразно также проводить исследования иных машин с гибкими роторами и подшипниками скольжения, особенно многомашинных агрегатов, и рассмотреть проблему динамической устойчивости системы, работающей вблизи резонанса.

**Список литературы:** 1. Машины электрические вращающиеся. Турбогенераторы. Межгосударственный стандарт ГОСТ 533-2000. – К., 2002. – 28 с. 2. Вибрации в технике. Справочник. В 6-ти тт. – М., 1978-1981. 3. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. Межгосударственный стандарт ГОСТ 25364-97. – К., 1999. – 6 с. 4. *Остерник Э.С.* Моделирование деформационных полей в электромашиностроении с помощью функций N-переменных // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2003. – № 8, т.3. – С. 29-42. 5. *Pincus O., Sternlicht B.* Theory of Hydrodynamic Lubrication. – N.Y., 1981. – 427 p. 6. Проектирование железобетонных конструкций. Справочное пособие / Под редакцией А.Б. Гольшева. – К., 1990. – 486 с. 7. *Данилевич Я.Б., Карымов А.А.* Оценка сокращения «срока жизни» вала ротора турбогенератора // Электричество. – 1997. – № 2. – С. 36-40. 8. *Давиденков Н.Н.* Избранные труды. Т 2. – К., 1981. – 655 с.

*Поступила в редколлегию 21.07.2009*