

Выводы. Решение дифференциального уравнения вертикального падения тела, радиус которого уменьшается по показательному закону, выражается в модифицированных функциях Бесселя. Частица пролетает конечное расстояние и после этого зависает в воздухе на бесконечное время. Такое явление обусловлено экспоненциальным законом уменьшения радиуса и массы частицы.

Список литературы: 1. Циолковский К.Э. Собр. соч. т. II, АН СССР. – 1954. 2. Мещерский И.В. Работы по механике тел переменной массы. – М.: ГИТТЛ, 1952. – 276 с. 3. Фукс Н.А. Испарение и рост капель в газообразной среде. – М.: Издательство Академии наук СССР, 1958. – 92 с. 4. Грин Х., Лейн В. Аэрозоли – пыли, дымы и туманы. – Ленинград: Химия, 1969. – 428 с. 5. Кучеренко С.І., Ольшанський В.П., Ольшанський С.В., Тищенко Л.М. Балістика крапель, які випаровуються при польоті. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – 304 с. 6. Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. Об условиях экстремума скорости падения сферического тела переменного радиуса // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Системный анализ, управление и информационные технологии. – Вып. 26. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – С. 67-78. 7. Ольшанский В.П., Ольшанский С.В. О максимуме скорости падения сферического тела убывающей массы // Механика и машиностроение. – 2007. – № 1. – С. 25-29. 8. Космодемьянский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2. – М.: Просвещение, 1966. – 398 с. 9. Абрамовиц А., Стиган И. Справочник по специальным функциям(с формулами, графиками и математическими таблицами) – М.: Наука, 1979. – 832 с.

Поступила в редколлегию 03.09.2009

УДК.539.3:621.313

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 эксплуа-

тировать 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.

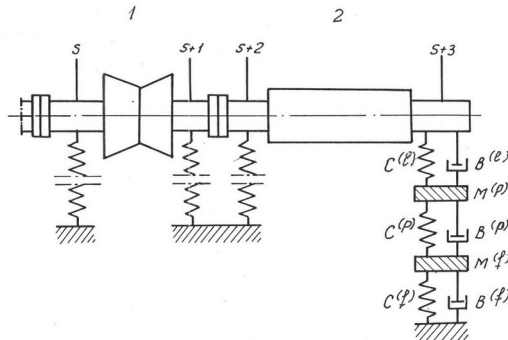


Рисунок 1 – Часть колебательной системы турбоагрегата:
1 – ротор ЦНД, 2 – ротор генератора

На рис. 1 представлена наиболее исследованная в данной работе часть указанной системы: роторы генератора и последнего цилиндра низкого давления (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 $n_{cr}^{(s)}$ 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 $n_{cr}^{(s)}$, 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 отсчетчика 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 Ω . Для турбоагрегата $N = 3$. Интегро-дифференциальное уравнение колебаний континуума запишем в виде

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

Здесь P и Q – точки N -мерной области Ω , \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 виброненадежности 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 ω происходит явление перехода через резонанс. Максимальные амплитуды достигаются при частоте ω^* несколько большей (или соответственно меньшей), чем собственная частота λ [2]. При испытаниях автоматов безопасности, когда за $\Delta t \approx 30 \text{ с}$ 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 $n_{cr,s}^I = 1530$ об/мин, на реальных опорах критическая скорость существенно ниже. По мере эксплуатации n_{cr}^I снизилась на 90–150 об/мин. Значения n_{cr}^I , 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 $n_h = 1/2 n_{cr}^{II}$. Эффект двойкой изгибной жесткости ротора генератора частично устранен специальным ослаблением междуполусного 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 $n_{cr,s}^{II} = 4640$ об/мин. Соответствующие экспериментальные значения n_{cr}^{II} 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}^{II} . С ростом времени эксплуатации t_{exp} величина n_{cr}^{II} 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.

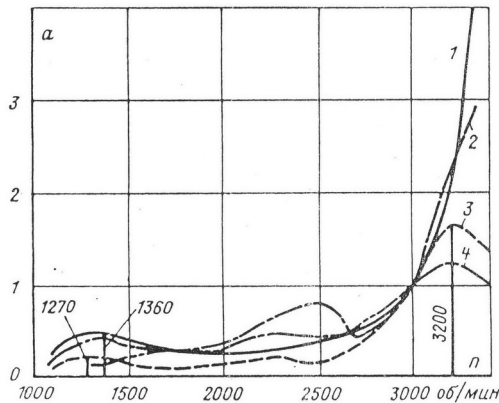


Рисунок 2 – АЧХ вертикальных колебаний опор генератора при вводе агрегата в строй (кривые 1 и 2) и после $15 \cdot 10^3$ ч эксплуатации (3 и 4); 1,3 – сторона турбины

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 φ_1^0 достигают при этом 110° . 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 $n_{cr}^{II} = 3200$ об/мин.

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.

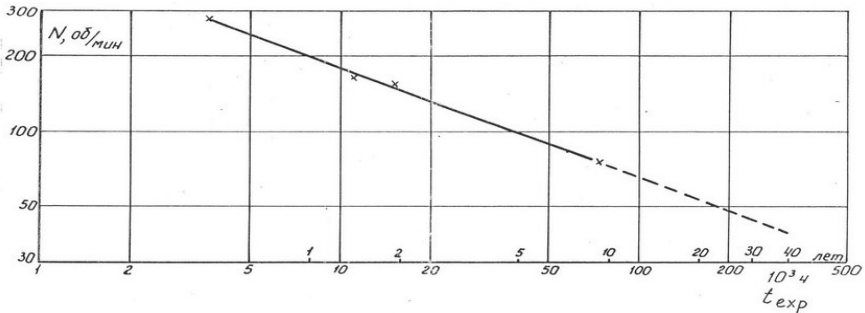


Рисунок 3 – Снижение n_{cr}^{II} со временем эксплуатации

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 $t_{exp} = 40$ лет $n_{cr}^{II} = 3085$ 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÷57) °С. При этом, как показывают расчеты,

повышение t° на 2 °С снижает жесткость масляной пленки не более, чем на 3 % (масло турбинное «Л»), и n_{cr}^{II} 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}^{II} по сравнению с исходными значениями превышает 200 об/мин, так что n_{cr}^{II} может стать опасно близкой к $n_{nom} = 3000$ об/мин. Вероятными причинами снижения n_{cr}^{II} 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}^{II} к рабочей частоте вращения препятствуют своевременная 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