



DOI 10.5862/JEST.214.5
УДК 621.165

К.Н. Боришанский

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ РЕГИСТРАЦИИ АВТОКОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

K.N. Borishanskiy

INCREASE OF MEASUREMENTS ACCURACY OF STEAM TURBINES BLADES FLUTTER IN SERVICE

Рассмотрены особенности автоколебаний бандажированных лопаток последних ступеней мощных паровых турбин, возникающих в процессе эксплуатации с синфазными собственными формами лопаточных венцов. Проанализированы преимущества и недостатки регистрации подобных колебаний с помощью модернизированного варианта дискретно-фазового метода. Показано, что дополнительные погрешности измерений могут быть связаны с крутильными и продольными колебаниями валопровода, а также осевыми вибрациями деталей статора, в которых закреплены индукционные датчики, вызванными автоколебаниями лопаток с синфазными формами. Рекомендованы мероприятия по минимизации погрешностей измерений.

ПАРОВАЯ ТУРБИНА; РАБОЧАЯ ЛОПАТКА; АВТОКОЛЕБАНИЯ; ДИСКРЕТНО-ФАЗОВЫЙ МЕТОД; ИЗМЕРЕНИЯ; ИНДУКЦИОННЫЙ ДАТЧИК; ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ.

The flutter of turbines blades may be a reason of the blades damage. In this paper considered are the advantages and the drawbacks of the registration of the similar flutter with help of the modern variant of the discrete-phase method. Indicated is that additional errors in the flutter registration may be due to the torsion and longitudinal vibration of turbine and generator rotors assembly, as well as axial vibration of the stator details where the induction gauges are fastened, which was caused by the self-excited vibrations of the shoulder blades with in-phase natural forms. Recommended are the measures to reduce the errors in measurements.

STEAM TURBINE, BLADE, FLUTTER, DISCRETE-PHASE METHOD, MEASUREMENT, INDUCTION GAUGE, VIBRATION RELIABILITY.

Определение уровня динамических напряжений в лопатках турбомашин расчетным путем оказывается невозможным, и поэтому для обеспечения их надежной работы требуется проведение экспериментальных исследований.

При создании лопаток последних ступеней мощных паровых турбин выполняется их вибрационная отстройка, т. е. обеспечиваются достаточные запасы между рабочими оборотами и оборотами, на которых возникают резонансы с наиболее возбудимыми собственными формами. Вибрационные исследования в экспериментальных модельных и натурных турбинах в ряде случаев выполняются в недостаточном объеме.

Кроме того, следует учитывать, что ряд режимов, потенциально опасных для усталостной прочности лопаток, может быть обследован только при эксплуатации. В связи с этим ведется разработка систем, способных осуществлять непрерывный контроль вибрационного состояния лопаток в эксплуатационных условиях. Практически единственным методом измерений, позволяющим обеспечивать непрерывное функционирование подобных систем, является так называемый дискретно-фазовый (ДФМ), при котором о вибрационном состоянии лопаток судят по показаниям неподвижных датчиков, установленных против торцов вращающихся

лопаток [1]. В последние годы возможности ДФМ резко возросли в связи с развитием вычислительной техники.

Следует иметь в виду, что с помощью ДФМ могут быть измерены амплитуды и скорости колебаний периферийных сечений или взаимные смещения лопаток, но не представляющие практический интерес величины динамических напряжений. Для обоснованного перехода к интересующим величинам необходимо выполнить анализ экспериментальных данных: определить частоту колебаний, соотношение тангенциальной и аксиальной составляющих амплитуды, распределение амплитуд по окружности колеса. Весьма важно оценить и минимизировать погрешности измерений с тем, чтобы обоснованно судить об опасности зарегистрированных колебаний. В статье рассмотрены погрешности, возникающие при регистрации с помощью ДФМ автоколебаний лопаток последних ступеней мощных паровых турбин, и способы уменьшения их влияния.

Лопатки последних ступеней наиболее мощных паровых турбин, как правило, выполняются бандажированными, т. е. «замкнутый на круг» лопаточный венец представляет собой частный случай циклически-симметричной системы, собственные формы которой имеют различные числа узловых диаметров и узловых окружностей. Применительно к лопаткам турбин колебания разделяются на синфазные (без узловых диаметров), когда амплитуды и фазы колебаний всех лопаток на колесе одинаковы, и внутривагонетные (с различными числами узловых диаметров и узловых окружностей), когда амплитуды изменяются по окружности по синусоидальному закону. Первую группу форм внутривагонетных колебаний принято называть дисковыми.

В условиях эксплуатации лопатки последних ступеней могут подвергаться резонансным, срывным, а иногда и автоколебаниям.

Для уменьшения опасности резонансных явлений разработаны методики вычисления частот колебаний как отдельных лопаток, так и лопаток со связями [2–4]. Поскольку основной источник возбуждения резонансных колебаний — неизменная во времени неравномерность параметров потока по окружности колеса, то опасность большинства собственных форм бандажированных лопаток (и любых лопаток,

соединенных замкнутыми на круг связями) теоретически оказывается равной нулю из-за ортогональности собственных форм возмущающим нагрузкам. В частности, работа возмущающих сил оказывается равной нулю для всех форм синфазных и большинства форм внутривагонетных колебаний [2]. Опасными могут оказаться только формы, для которых выполняется равенство $m = k$, где m — число узловых диаметров, k — кратность колебаний (число колебаний лопатки за время одного оборота ротора). Это обстоятельство учитывалось при разработке норм, в соответствии с которыми отстраиваются только дисковые колебания при условии $k = 2-4$ (иногда и $k = 5-6$). При дисковых колебаниях периферийные сечения перемещаются практически строго в аксиальном направлении, поскольку тангенциальная составляющая прогиба сильно ограничивается из-за большой жесткости пояса бандажных полок на растяжение — сжатие.

Срывные колебания лопаток последних ступеней возникают в режиме малых нагрузок и холостого хода, когда из-за резкого уменьшения объемного расхода пара обтекание лопаток носит нерасчетный характер. Срывные колебания реализуются с дисковыми формами, у которых частоты не кратны частоте вращения, а амплитуды носят нестабильный характер.

Теоретически возможность возникновения различных видов автоколебаний лопаток рассмотрена в [4, 5]. В условиях эксплуатации автоколебания лопаток последних ступеней паровых турбин (решеточный флаттер) были обнаружены сравнительно недавно, после установки на ряде электростанций систем контроля, основанных на использовании датчиков ДФМ. Первоначально были зарегистрированы автоколебания с дисковыми формами, имеющими относительно большие числа узловых диаметров [6, 7]. В ряде случаев именно автоколебания представляли наибольшую опасность для усталостной прочности лопаток.

При разработке методики контроля вибрационного состояния бандажированных лопаток учитывалось, что все рассмотренные выше типы наиболее опасных колебаний реализовывались с дисковыми формами, а значит, необходимо измерять аксиальную составляющую прогиба периферийного сечения лопатки.

Стандартный вариант ДФМ, регистрирующий перемещения периферийного сечения лопатки, не мог быть использован для контроля колебаний бандажированной лопатки, поскольку ее торец «закрыт» бандажной полкой. Для контроля подобных лопаток был разработан модернизированный вариант ДФМ [8, 9], сущность которого заключается в следующем: в пределах бандажной полки размещается магнит малого диаметра, а поперечное сечение сердечника индукционного датчика ДФМ имеет форму вытянутого прямоугольника, минимальная ось инерции которого составляет угол β с осью турбины. При прохождении магнита мимо датчика изменяется магнитный поток, и в обмотке датчика индуцируется ЭДС, величина которой меняет знак в момент прохождения магнита мимо сердечника. Для оптимального замера осевой составляющей колебаний используется измерительная пара, состоящая из двух датчиков, расположенных в одной осевой плоскости на малом расстоянии S друг от друга. Минимальная ось инерции поперечного сечения одного из датчиков составляет с осью турбины угол $+\beta$, второго $-\beta$. При отклонении лопатки в осевом направлении на величину x расстояние между поперечными сечениями сердечников датчиков в плоскости вращения магнита изменится на величину ΔS , которую необходимо измерить с высокой точностью.

Для точного замера интервалов времени между прохождением магнита мимо первого и второго датчиков пары используется подсчет числа временных импульсов, вырабатываемых измерительной аппаратурой с частотой 40 МГц. Для определения связи между интервалами времени и соответствующими им линейными величинами используются показания оборотного датчика, расположенного в районе полумуфты ротора турбины. В качестве отметчика оборотов используется прорезь, выполненная на цилиндрической поверхности полумуфты. Использование высокой частоты (40 МГц) позволяет определять с весьма высокой точностью как амплитуды, так и обороты. Даже при окружной скорости периферийного сечения, равной 660 м/с, амплитуда определяется с погрешностью 0,016 мм, а номинальные обороты, равные 3000 об/мин, — с погрешностью 0,00375 об/мин (при уменьшении скоростей и оборотов погрешности снижаются).

Коэффициент пропорциональности k_n между величинами x и ΔS зависит не только от угла β , но также от радиального зазора между магнитом и датчиком и осевого смещения магнита относительно центра датчика, и поэтому определяется на тарировочном стенде. Поскольку частоты автоколебаний не кратны частоте вращения ротора, то лопатка проходит мимо датчиков с произвольной фазой, и поэтому при измерениях в течение малого промежутка времени будет замерена величина ΔS_{\max} , пропорциональная амплитуде колебаний x_0 :

$$\Delta S_{\max} = \frac{1}{k_n} x_0. \quad (1)$$

Для оценки уровня динамических напряжений необходимо, помимо амплитуды x_0 , знать частоту колебаний f . С помощью датчиков ДФМ измеряется не весь колебательный процесс, а только его дискретные значения один раз за оборот. Кроме того, частота колебаний лопаток f выше частоты вращения ротора n . Поэтому с помощью одной пары датчиков принципиально невозможно определить истинную частоту колебаний.

Наиболее подробно особенности измерений с помощью модернизированного варианта ДФМ изложены в [10], откуда заимствован ряд приведенных ниже формул. В частности, показано, что между истинной частотой f и частотой $f_{\text{изм}}$, «измеренной» с помощью одной пары датчиков, существует соотношение

$$f = kn \pm f_{\text{изм}}, \quad (2)$$

где k — целое число.

Для определения частоты f необходимо воспользоваться показаниями двух пар датчиков, расположенных на угловом расстоянии $\Delta\phi$ друг от друга, и применять следующую формулу:

$$\cos \frac{\Delta\phi f}{n} \approx \frac{\sum_{i=1}^M \Delta S_{1i} \Delta S_{2i}}{\sqrt{\sum_{i=1}^M \Delta S_{1i}^2 \sum_{i=1}^M \Delta S_{2i}^2}}, \quad (3)$$

где $\Delta S_{1i}, \Delta S_{2i}$ — отклонения от средних значений для первой и второй пар датчиков при i -м замере; M — общее число замеров. Точность формулы (3) возрастает по мере увеличения числа замеров, но практически точной она оказывается уже при выполнении измерений в течение нескольких секунд.

При регистрации автоколебаний с дисковыми формами после нахождения частоты f оказалось возможным определить число узловых диаметров m , а также выяснить особенности колебаний, определяющие возможность подвода энергии от потока к лопаткам [7, 10].

Необходимость изменения методики измерений выяснилась после того, как были зарегистрированы автоколебания с синфазными формами, возникавшие с общей частотой одновременно в четырех ступенях (лопатки последней и предпоследней ступеней двухпоточного ротора низкого давления мощной турбины) [10, 11]. Были зарегистрированы три формы автоколебаний относительно близких по частотам, которые незначительно отличались от первой синфазной частоты лопаток предпоследней ступени и второй синфазной частоты лопаток последней ступени, по расчету близких друг к другу.

При синфазных формах периферийное сечение лопатки имеет не только аксиальную (x_0), но и тангенциальную (y_0) составляющие, причем для первой формы выполняется неравенство $y_0 > x_0$. В [10] показано, что при наличии как аксиальной, так и тангенциальной составляющих справедлива формула

$$\Delta S_{\max} = \sqrt{\left(\frac{1}{k_n} x_0 \cos \frac{fS}{2nR}\right)^2 + \left(2y_0 \sin \frac{fS}{2nR}\right)^2}, \quad (4)$$

где R — радиус установки датчиков ДФМ.

При $y_0 \approx 0$ и $S \ll R$ формула (4), естественно, переходит в (1). Из формулы (4) следует, что «обычные» пары датчиков ДФМ с малыми базами S оказываются неэффективными для замера тангенциальной составляющей колебаний. При условии $y_0 > x_0$ существенного увеличения полезного сигнала можно добиться, составляя «дополнительные» пары из датчиков, входящих в различные «обычные» пары.

Если углы β для датчиков, составляющих «дополнительную» пару с базой $S_{\text{доп}}$, одинаковы, то результаты измерений будут описываться формулой

$$\Delta S_{\max} = \left(\pm \frac{1}{k_n} x_0 + 2y_0\right) \sin \frac{fS_{\text{доп}}}{2nR}. \quad (5)$$

В дальнейшем будем использовать знак $+$ в этой формуле, чего всегда можно добиться за счет выбора датчиков с углами $+\beta$ или $-\beta$.

В [10] отмечается, что наибольший полезный сигнал может быть получен, если определять взаимные смещения лопаток с угловыми координатами φ_j и φ_k с помощью одного и того же датчика ДФМ. Введем обозначения $\varphi_k - \varphi_j = \psi$, $\varphi_k + \varphi_j = \psi + 2\varphi_j$. Можно определить взаимные смещения при i -м замере, когда фаза колебаний j -й лопатки при прохождении мимо датчика равна α_i :

$$\Delta S_i(jk) = \left(\frac{1}{k_n} x_0 + 2y_0\right) \sin \frac{\psi f}{2n} \cos \left[\alpha_i + \frac{(\psi + 2\varphi_j)f}{2n}\right]. \quad (6)$$

Поскольку частота автоколебаний не кратна частоте вращения ротора, то максимальная величина взаимных смещений будет равна

$$\Delta S_i(jk) = \left(\frac{1}{k_n} x_0 + 2y_0\right) \sin \frac{\psi f}{2n}. \quad (7)$$

Условию $\sin(\psi f / (2n)) = 1$ соответствует замер взаимных смещений лопаток, проходящих мимо датчика ДФМ в противофазе. Изменяя величину ψ (что предусмотрено программой обработки результатов измерений), можно независимо от координат расположения датчиков ДФМ не только определить максимальную величину взаимных смещений, но и уточнить частоту колебаний f .

Применение измененной методики измерений с использованием формул (3)–(7) позволило определить соотношение аксиальной и тангенциальной составляющих амплитуд колебаний периферийных сечений лопаток разных ступеней при трех различных формах синфазных колебаний, сдвиг по фазе между колебаниями различных лопаточных венцов, зависимость интенсивности автоколебаний от режима работы турбины.

В процессе анализа результатов измерений выявился ряд погрешностей, отсутствовавших при регистрации автоколебаний с дисковыми формами. Например, вычисленные по формуле (3) частоты не удовлетворяли в точности условию (2). Были зарегистрированы определенные закономерности в изменении амплитуд и частот колебаний по окружности колеса, несмотря на то, что возбуждалась синфазная собственная форма. Отношения x_0/y_0 существенно различались для лопаток двух однотипных ступеней,



колебавшихся с равными частотами и примерно одинаковыми суммарными амплитудами.

Выясним причины указанных расхождений и рассмотрим возможности минимизации обнаруженных погрешностей.

Принципиальное отличие автоколебаний с синфазными формами от автоколебаний с дисковыми в том, что в первом случае главный вектор и главный момент усилий, действующих от лопаточного венца на ротор, не равны нулю. В результате эти осевые усилия и крутящие моменты могут вызвать продольные и крутильные колебания валопровода, а также вибрацию деталей статора, в которых закреплены датчики ДФМ.

Обнаруженное экспериментально равенство частот автоколебаний всех четырех лопаточных венцов связано именно с крутильной и продольной податливостью элементов валопровода, поскольку из-за неизбежных технологических отклонений частоты различных комплектов лопаток, даже изготовленных по одному чертежу, должны немного различаться.

Наличие крутильных колебаний валопровода при одной из форм синфазных автоколебаний подтверждается экспериментальными данными, представленными на рис. 1.

На рис. 1, *a* приведены показания оборотного датчика, расположенного в районе полумуфты

ротора; на рис. 1, *б* — показания пары датчиков с малой базой S , регистрирующих практически только аксиальную составляющую прогиба периферийного сечения. Как видно, колебания лопаток и ротора происходят с одной и той же измеренной частотой, равной примерно 15 Гц. Сопоставление показаний двух пар датчиков с использованием формулы (3) позволило установить, что истинная частота — $f = 115$ Гц, т. е. соотношение (2) удовлетворяется при условии $k = 2$.

Колебания ротора (т. е. колебания отметчика оборотов) вызывают погрешности при нахождении как частоты, так и интенсивности колебаний. Чтобы не только качественно, но и количественно оценить влияние вибрации ротора на результаты измерений, необходимо знать амплитуду колебаний ротора, а также возможный сдвиг по фазе между колебаниями ротора и лопаток (сдвиг по фазе может иметь место из-за того, что частоты автоколебаний выше низших частот крутильных и продольных колебаний валопровода).

Данные о связи отметчика оборотов и лопаток можно получить, если в качестве оборотного датчика использовать один из лопаточных, а в качестве отметчика оборотов — одну из лопаток. Такая возможность предусмотрена программой обработки результатов, когда для определения оборотов используется сигнал только

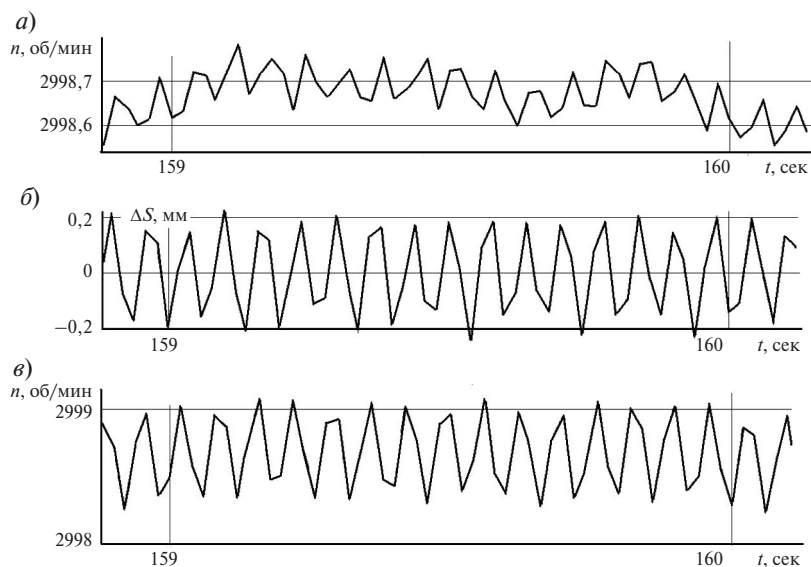


Рис. 1. Зависимость от времени показаний оборотного датчика (*a*), пары датчиков, регистрирующих аксиальную составляющую колебаний, (*б*) и лопаточного датчика, используемого в качестве оборотного, (*в*)

одной из лопаток, оснащенных магнитами. Результаты измерений представлены на рис. 1, в. Как видно, «изменение оборотов» также происходит с $f_{\text{изм}} = 15$ Гц, но со значительно большей интенсивностью, т. к. амплитуды автоколебаний лопаток существенно больше амплитуд крутильных колебаний ротора в районе полумуфты.

Если лопатка, используемая для определения числа оборотов, колеблется с частотой f и амплитудами x_0 и y_0 в осевом и тангенциальном направлениях, а фазовый угол в момент прохождения лопаткой мимо датчика при i -м замере равняется α_i , то ее отклонения от положения равновесия при i -м и $i+1$ -м замерах будут соответственно равны

$$\Delta S_i = \left(\frac{1}{2k_{\pi}} + y_0 \right) \sin \alpha_i;$$

$$\Delta S_{i+1} = \left(\frac{1}{2k_{\pi}} + y_0 \right) \sin \left(\alpha_i + \frac{2\pi f}{n} \right). \quad (8)$$

С учетом выражений (8) легко понять, что погрешность при определении длины окружности с помощью лопаточного оборотного датчика при i -м замере будет равна

$$\delta S_i = \Delta S_{i+1} - \Delta S_i =$$

$$= \left(\frac{1}{2k_{\pi}} + 2y_0 \right) \sin \frac{\pi f}{n} \cos \left(\alpha_i + \frac{\pi f}{n} \right). \quad (9)$$

Таким образом, за i -й оборот будет замерено расстояние $2\pi R + \delta S_i$ (а не $2\pi R$), длительность i -го оборота изменится, что приведет и к изменению измеренной частоты вращения ротора — рис. 1, в.

Зная зависимость колебаний отметчика оборотов от времени, можно расчетным путем оценить их влияние на точность определения амплитуд и частот колебания лопаток, а затем сопоставить полученные результаты с экспериментальными данными.

Из-за ошибки при определении длины окружности погрешность при определении расстояния между j -й и k -й лопатками при i -м замере будет равна

$$\delta S_i(jk) =$$

$$= -\frac{\Psi}{2\pi} \left(\frac{1}{k_{\pi}} x_0 + 2y_0 \right) \sin \frac{\pi f}{n} \cos \left(\alpha_i + \frac{\pi f}{n} \right). \quad (10)$$

Таким образом, измеренное взаимное смещение j -й и k -й лопаток вместо формулы (6) будет определяться выражением

$$\Delta S_{i\Sigma}(jk) = \Delta S_i(jk) + \delta S_i(jk). \quad (11)$$

Преобразуем выражение (11) к следующему виду:

$$\Delta S_{i\Sigma}(jk) = \left(\frac{1}{k_{\pi}} x_0 + 2y_0 \right) (C_1 \cos \alpha_i - C_2 \sin \alpha_i), \quad (12)$$

$$\text{где } C_1 = \sin \frac{\Psi f}{2n} \cos \frac{(2\varphi_j + \Psi)f}{2n} - \frac{\Psi}{4\pi} \sin \frac{2\pi f}{n};$$

$$C_2 = \sin \frac{\Psi f}{2n} \sin \frac{(2\varphi_j + \Psi)f}{2n} - \frac{\Psi}{2\pi} \sin^2 \frac{\pi f}{n}. \quad (13)$$

Поскольку частоты автоколебаний не кратны частоте вращения ротора, то максимум величины $\Delta S_{\Sigma \max}$ будет определяться формулой

$$\Delta S_{\Sigma \max} = \left(\frac{1}{k_{\pi}} x_0 + 2y_0 \right) \sqrt{C_1^2 + C_2^2}. \quad (14)$$

В отличие от формулы (7), в данном случае величина $\Delta S_{\Sigma \max}$ зависит не только от углового расстояния Ψ между лопатками, но и от положения лопатки по окружности колеса, поскольку коэффициенты C_1 и C_2 зависят от угловой координаты φ_j .

Сравним расчетную и экспериментальную зависимости влияния вибрации отметчика оборотов (в данном случае его роль выполняет лопатка) на точность определения интенсивности автоколебаний. Учтем, что при использовании лопатки в качестве отметчика оборотов относительная величина погрешности не будет зависеть от интенсивности колебаний, так как множитель $(1/k_{\pi})x_0 + y_0$ входит в выражения как для ΔS_i , так и δS_i .

Для уменьшения влияния случайных погрешностей в формулах (7) и (14) рассмотрим случай $\sin(\Psi f / (2n)) = 1$, обеспечивающий получение максимальных результатов измерений. В этом частном случае определим расчетную зависимость интенсивности колебаний от угловой координаты φ_j (угловое расстояние j -й лопатки от первой), определяющей начале оборота.

Относительная расчетная величина $\Delta S_{\Sigma \max} / \Delta S_{\max}$ в данном случае будет определяться выражением

$$\Delta S_{\Sigma \max}^{\text{отн}}(\varphi_j) =$$

$$= \sqrt{1 + \frac{n^2}{4f^2} \sin^2 \frac{\pi f}{n} + \frac{n}{f} \sin \frac{\pi f}{n} \sin \frac{f}{n} (\varphi_j - \pi)}. \quad (15)$$

Максимальные и минимальные значения будут достигаться при условии $\sin[(f/n)(\varphi_j - \pi)] = \pm 1$ и составлять $1 \pm (n/2f) \sin(\pi f/n)$. Для автоколебаний с частотой 115 Гц это означает, что минимальные и максимальные значения будут отличаться от ΔS_{\max} на $\pm 17,6\%$. В то же время средняя для всех лопаток на колесе величина $\Delta S_{\Sigma \max}$ будет незначительно отличаться от ΔS_{\max} . Действительно, при изменении φ_j от 0 до 2π сумма последних слагаемых в подкоренном выражении формулы (15) будет равна нулю, и относительное различие, примерно равное $(n^2/8f^2) \sin^2(\pi f/n)$, составит всего 1,55 %.

Расчетную зависимость, полученную по формуле (15), сопоставим с экспериментальной, найденной при использовании лопаточного оборотного датчика для случая $\sin(\psi f/(2n)) \approx 1$. Сопоставление выполним не для величин ΔS_{\max} , а для более представительных величин СКО, которые определяются результатами всех замеров, а не отдельных точек, соответствующих максимальным измеренным величинам. Кроме того, перейдем к относительным величинам, разделив расчетные и экспериментальные значения на соответствующие средние значения по комплекту. Зависимость расчетных и экспериментальных величин от $\varphi_{\text{отн}} = \varphi_j/2\pi$ показана на рис. 2.

Как видно, имеется хорошее совпадение экспериментальных и расчетных результатов при использовании лопаточного оборотного датчика. Это указывает на то, что измеренные

различия в интенсивности колебаний по окружности колеса полностью объясняются вибрацией отметчика оборотов, а не фактическими различиями в амплитудах лопаток. На рис. 2 приведена также зависимость относительного среднеквадратического отклонения $\text{СКО}_{\text{отн}}$ от $\varphi_{\text{отн}}$ при использовании обычного оборотного датчика. Как видно, определенная зависимость интенсивности колебаний от угловой координаты также имеет место. Естественно, что зависимость оказалась значительно слабее, поскольку амплитуда крутильных колебаний валопровода в районе установки оборотного датчика меньше амплитуды автоколебаний лопаток (см. рис. 1, а, в).

Слабая зависимость средней по комплекту величины $\text{СКО}_{\text{ср}}$ от вибрации отметчика оборотов также получила экспериментальное подтверждение: при использовании лопаточного оборотного датчика величина $\text{СКО}_{\text{ср}}$ только на 1,6 % превысила аналогичную величину при использовании обычного оборотного датчика. При регистрации автоколебаний с частотами примерно 108 и 98 Гц различия составляли 0,4 и 0,05 % и не превосходили погрешностей измерений и вычислений (ранее отмечалось, что величина погрешностей пропорциональна $\sin^2(\pi f/n)$).

С помощью преобразований, аналогичных выполненным ранее, можно выяснить влияние вибрации отметчика оборотов на погрешности при определении частоты колебаний. Как и ранее, рассмотрим практически наиболее важный, обеспечивающий получение максимальных результатов случай $\sin f/(2n) = 1$. Для нахождения

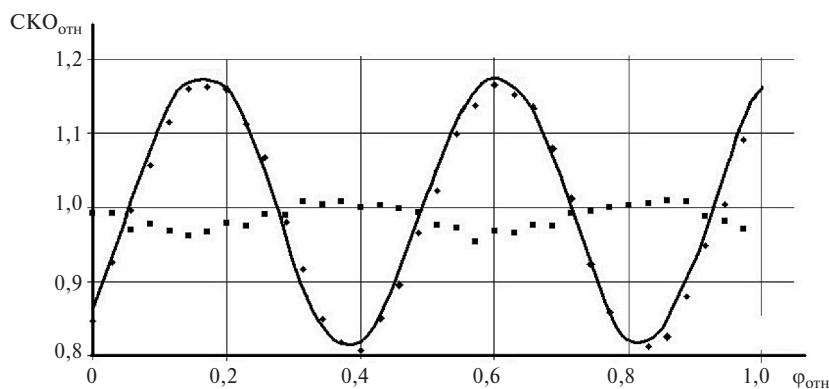


Рис. 2. Зависимость интенсивности колебаний по окружности колеса от вибрации отметчика оборотов: расчет (—) и эксперимент (◆) при использовании лопаточного оборотного датчика; эксперимент (■) при использовании обычного оборотного датчика

частоты необходимо вычислить входящие в правую часть формулы (3) суммы, которые в данном случае при условии $[(1/k_n)x_0 + 2y_0] = 1$ примут следующий вид:

$$\sum_{i=1}^M S_{1\Sigma}^2 = \frac{M}{2} \left[1 + \frac{n^2}{4f^2} \sin^2 \frac{\pi f}{n} + \frac{n}{f} \sin \frac{\pi f}{n} \sin \frac{f}{n} (\varphi_j - \pi) \right]; \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^M \Delta S_{2\Sigma}^2 = \frac{M}{2} \left[1 + \frac{n^2}{4f^2} \sin^2 \frac{\pi f}{n} + \frac{n}{f} \sin \frac{\pi f}{n} \sin \frac{f}{n} (\varphi_j + \Delta\varphi - \pi) \right]; \quad (17)$$

$$\sum_{i=1}^M \Delta S_{1\Sigma} \Delta S_{2\Sigma} = \frac{M}{2} \left[\cos \frac{\Delta\varphi f}{n} + \frac{n^2}{4f^2} \sin^2 \frac{\pi f}{n} + \frac{n}{f} \sin \frac{\pi f}{n} \cos \frac{\Delta\varphi f}{2n} \sin \left(\varphi_j + \frac{\Delta\varphi}{2} - \pi \right) \right], \quad (18)$$

где $\Delta S_{2\Sigma}$ — показания второго датчика, расположенного на угловом расстоянии $\Delta\varphi$ от первого и также определяющего взаимные смещения.

Расчеты и эксперименты показывают, что и в этом случае «изменение» частот при использовании лопаточного оборотного датчика оказывается значительно сильнее, чем при использовании обычного оборотного, и полностью объясняется вибрацией отметчика оборотов (рис. 3).

Результаты расчетов и экспериментов подтверждают также, что средние по комплекту частоты практически не зависят от вибрации отметчика оборотов. Для всех трех форм автоколебаний с частотами примерно 115, 108 и 98 Гц разница средних по комплекту частот при использовании лопаточного и обычного оборотного датчиков не превосходила нескольких десятых долей % и не превышала погрешностей измерений и вычислений.

Из сопоставления экспериментальных данных, представленных на рис. 2, 3, следует также, что крутильные колебания валопровода в районе установки оборотного датчика и автоколебания исследуемой ступени происходили в противофазе.

При использовании показаний пар датчиков с малыми базами S , т. е. при регистрации главным образом аксиальной составляющей амплитуды периферийного сечения, существенное влияние на точность измерений могут оказать продольные колебания валопровода, а также связанные с ними через упорный подшипник осевые колебания деталей статора, в которых закреплены лопаточные датчики ДФМ. Например, при регистрации синфазных автоколебаний правых и левых лопаток предпоследней ступени с частотой $f_{\text{ИЗМ}} = 7,6$ Гц было обнаружено, что средние суммарные амплитуды колебаний этих ступеней отличались на 15 %, а осевые составляющие амплитуд — в 1,5 раза. Естественно, что при одинаковых частотах собственные формы

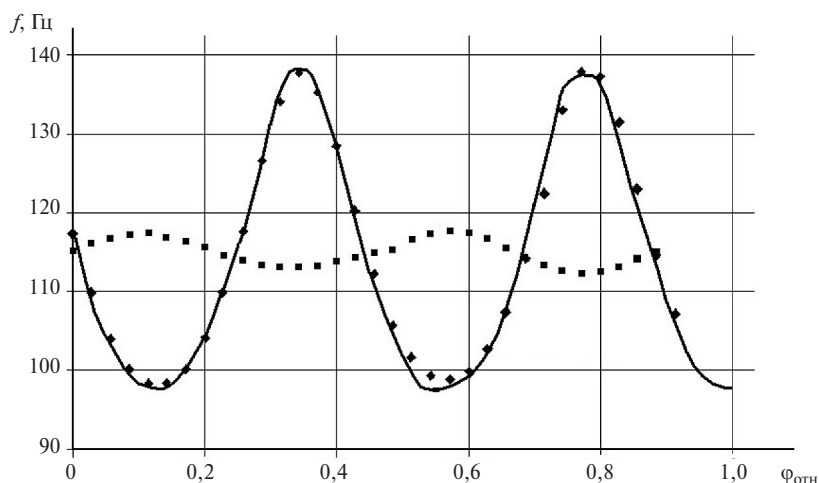


Рис. 3. Зависимость частоты колебаний по окружности колеса от вибрации отметчика оборотов: расчет (—) и эксперимент (♦) при использовании лопаточного оборотного датчика; эксперимент (■) при использовании обычного оборотного датчика

колебаний должны быть весьма близки, а столь сильное различие в отношениях x_0/y_0 должно объясняться влиянием дополнительных факторов. Кроме того, при использовании формулы (3) было найдено, что средняя частота одной из ступеней равнялась 111,5 Гц, а второй — 103,4 Гц, т. е. не выполнялось условие (2). Результаты измерений средних по комплекту значений полностью совпадали при использовании как обычного, так и лопаточного оборотного датчиков.

Наиболее вероятная причина существенно различия в отношениях x_0/y_0 для левых и правых ступеней — продольные колебания валопровода, которые для одной ступени суммировались с аксиальными перемещениями периферийных сечений лопаток, а для другой — вычитались. Различия в измеренных частотах, по всей вероятности, зависели от разницы в уровнях осевой вибрации датчиков двух пар, используемых для определения частоты, и наличия сдвига по фазе между вибрацией деталей статора и автоколебаниями лопаток. Например, расчеты показывают, что при вибрации датчиков одной из пар, равной 10 % от аксиальных перемещений лопаток, и сдвиге по фазе между осевой вибрацией и автоколебаниями, равном $0,15\pi$, измеренная частота автоколебаний для одной ступени составит 103,6 Гц, а для другой — 112,4 Гц (при истинной частоте 107,6 Гц). Примерно такие же различия в частотах будут получены при условии, что осевая вибрация составляет только 5 %, но сдвиг по фазе равен $0,3\pi$.

В некоторых случаях определение частот автоколебаний по формуле (3) на основании измерения только аксиальной составляющей амплитуды колебания периферийного сечения оказывается вообще невозможным. Например, при регистрации автоколебаний с $f_{\text{изм}} = 2,2$ Гц было получено с использованием формулы (3), что для одной из предпоследних ступеней $f = 103,4$ Гц, а для другой — 99,9 Гц. Поскольку с учетом соотношения (2) истинная частота могла равняться как 97,8 Гц, так и 102,2 Гц, то оказалось необходимым использовать другой, более надежный способ определения частоты.

Истинное значение частоты автоколебаний было найдено с использованием формулы (7) при определении зависимости величин взаимных смещений от углового расстояния ψ между лопатками. Результаты вычислений для частот 97,8 и 102,2 Гц приведены на рис. 4. Там же указана экспериментальная зависимость величин взаимных смещений от ψ . Представлены относительные величины взаимных смещений $A_{\text{отн}} = A(\psi)/A_{\text{max}}$ в зависимости от $\psi_{\text{отн}} = \psi/2\pi$.

Как видно, экспериментальные точки практически совпадают с расчетной кривой для $f = 97,8$ Гц и существенно отличаются от расчетной кривой для $f = 102,2$ Гц (особенно, при больших значениях $\psi_{\text{отн}}$).

Изложенная методика измерений позволяет получить не только исчерпывающие с практической точки зрения данные о колебаниях лопаток (в том числе об автоколебаниях лопаток

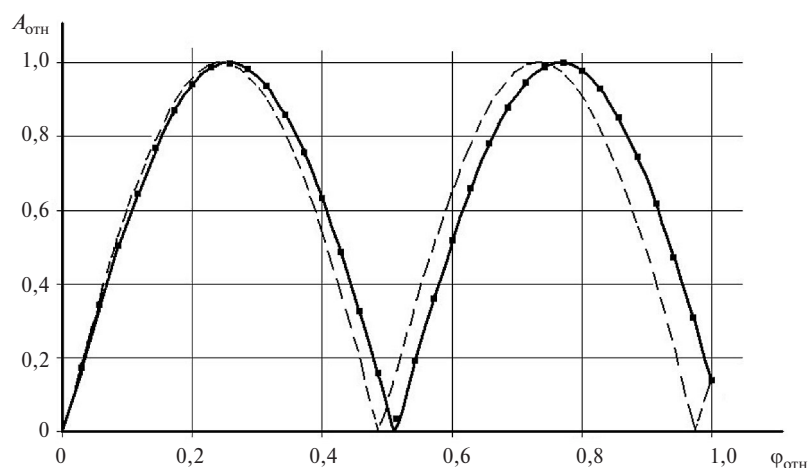


Рис. 4. Зависимость величины взаимных смещений от углового расстояния между лопатками: расчет (—) и эксперимент (■) при частоте 97,8 Гц; расчет (---) при частоте 102,2 Гц

с синфазными собственными формами), но и интересные данные о состоянии ряда других деталей турбоагрегата, особенно при переходных режимах его работы. Например, могут быть получены данные о крутильных и продольных колебаниях валопровода, а также об упругой раскрутке валопровода, осевом сдвиге ротора и статических деформациях лопаток при сбросе нагрузки, об изменении относительных расширений ротора в местах установки датчиков ДФМ при изменении режима работы турбоагрегата. Определение возможности появления сдвига по фазе между аксиальными и тангенциальными составляющими колебаний лопаток из-за крутильных и продольных колебаний валопровода может представлять интерес для оценки величины аэродемпфирования (или аэровозбуждения) при расчете нестационарного воздействия потока на колеблющийся лопаточный венец.

На основании изложенного можно сформулировать следующие выводы.

1. Использование измененной методики измерений с помощью датчиков ДФМ, предназначенных для регистрации только аксиальной составляющей колебаний, позволило определить суммарную амплитуду, а также сумму и разность аксиальной и тангенциальной составляющих.

2. При регистрации автоколебаний с синфазными собственными формами с помощью модернизированного варианта ДФМ обнаружены дополнительные погрешности, отсутствовавшие при регистрации автоколебаний с дисковыми формами. Появление дополнительных погреш-

ностей объясняется тем, что синфазные автоколебания лопаток создают крутильные и продольные колебания валопровода турбоагрегата и могут вызвать осевую вибрацию деталей статора, в которых закреплены датчики ДФМ.

3. Следствием колебаний отметчика оборотов является «закономерное изменение» амплитуд и частот колебаний лопаток по окружности колеса. Следует, однако, иметь в виду, что средние по комплекту амплитуды и частоты от вибрации отметчика оборотов практически не зависят.

4. Осевая вибрация деталей статора и продольные колебания валопровода в основном оказывают влияние на точность определения аксиальной составляющей амплитуды колебаний периферийного сечения лопатки и могут привести к погрешности при определении частоты автоколебаний. В связи с этим оценивать уровень динамических напряжений в лопатках необходимо по величине тангенциальной составляющей амплитуды колебаний.

5. Определить наиболее точное значение частоты автоколебаний можно, если сопоставить экспериментальную зависимость величин взаимных смещений лопаток от углового расстояния между ними с расчетной, полученной с использованием формул (2) и (7).

6. Для повышения надежности работы турбоагрегатов необходимо устанавливать системы контроля вибрационного состояния лопаток, основанные на модернизированном варианте ДФМ, как в новых мощных турбинах, так и в турбинах, где имели место усталостные повреждения лопаток.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Заблоцкий И.Е., Коростелев Ю.А., Шипов Р.А.** Бесконтактные измерения колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1977. 160 с.

2. **Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон Е.И.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. Л.: Машиностроение, 1981. 710 с.

3. **Воробьев Ю.С.** Колебания лопаточного аппарата турбомашин. Киев: Наукова думка, 1988. 224 с.

4. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин. М.: Изд-во МЭИ, 2000. 480 с.

5. **Самойлович Г.С.** Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

6. **Боришанский К.Н., Григорьев Б.Е., Григорьев С.Ю. [и др.]**. Особенности решетчатого флаттера

лопаток последних ступеней мощных паровых турбин // Надежность и долговечность машин и сооружений. 2008. №30. С. 24–31.

7. **Боришанский К.Н.** Особенности автоколебаний бандажированных рабочих лопаток и меры борьбы с ними // Энергетик. 2010. №. 12. С. 35–37.

8. **Патент РФ №2063519.** Устройство для замера амплитуд колебаний рабочих лопаток турбомашин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев [и др.]. БИ. 1996. №19.

9. **Патент РФ №2143103.** Устройство для замера амплитуд колебаний бандажированных лопаток турбин дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев [и др.]. БИ. 1999. №35.

10. **Боришанский К.Н.** Колебания рабочих лопаток паровых турбин и меры борьбы с ними. Германия, Саарбрюккен: Palmarium Academic Publishing, 2014. 528 с.

11. **Боришанский К.Н.** Разновидности автоколебаний лопаток паровых турбин и меры борьбы с ними. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2013. №2 (171). С. 52–60.

REFERENCES

1. **Zablotskiy I.Ie., Korostelev Yu.A., Shipov R.A.** Beskontaktnyye izmereniya kolebaniy lopatok turbomashin [Contactless measurement of turbomachinery blade oscillation]. M.: Mashinostroyeniye, 1977. 160 s. (rus.)

2. **Levin A.V., Borishanskiy K.N., Konson Ye.I.** Prochnost i vibratsiya lopatok i diskov parovykh turbin [Strength and vibration blades and disks of steam turbines]. L.: Mashinostroyeniye, 1981. 710 s. (rus.)

3. **Vorobiev Iu.S.** Kolebaniya lopatochnogo apparata turbomashin [Fluctuations in turbomachinery blading]. Kiev: Naukova dumka, 1988. 224 s. (rus.)

4. **Kostyuk A.G.** Dinamika i prochnost turbomashin [Dynamics and Strength of turbomachinery]. M.: Izd-vo MEI, 2000. 480 s. (rus.)

5. **Samoylovich G.S.** Vozbuzhdeniye kolebaniy lopatok turbomashin [Excitation of oscillations of turbomachinery blades]. M.: Mashinostroyeniye, 1975. 288 s. (rus.)

6. **Borishanskiy K.N., Grigoryev B.Ie., Grigoryev S.Iu. [i dr.]**. Osobennosti reshetochnogo flattera lopatok poslednikh stupeney moshchnykh parovykh turbin [Features a lattice blade flutter last stages of powerful steam turbines]. *Nadezhnost i dolgovechnost mashin i sooruzheniy*. Ukraina. 2008. №30. S. 24–31. (rus.)

7. **Borishanskiy K.N.** Osobennosti avtokolebaniy ban-

dazhirovannykh rabochikh lopatok i mery borby s nimi [Features auto-oscillations of rotor blades and shrouded their control]. *Energetik*. 2010. №12. S. 35–37. (rus.)

8. **Patent RF №2063519**. Ustroystvo dlya zamera amplitud kolebaniy rabochikh lopatok turbomashin diskretno-fazovym metodom [A device for measuring the oscillation amplitudes of rotor blades turbomachinery discrete-phase method] / K.N. Borishanskii, B.Ie. Grigoryev, S.Iu. Grigoryev [i dr.]. *BI*. 1996, №19. (rus.)

9. **Patent RF №2143103**. Ustroystvo dlya zamera amplitud kolebaniy bandazhirovannykh lopatok turbin diskretno-fazovym metodom. [Device for measuring vibration amplitudes shrouded turbine blades discrete-phase method] / K.N. Borishanskii, B.Ie. Grigoryev, S.Iu. Grigoryev [i dr.]. *BI*. 1999, №35. (rus.)

10. **Borishanskiy K.N.** Kolebaniya rabochikh lopatok parovykh turbin i mery borby s nimi [Vibrations of rotor blades of steam turbines and their control]. Germaniya, Saarbryukken: Palmarium Academic Publishing, 2014. 528. S. (rus.)

11. **Borishanskiy K.N.** Raznovidnosti avtokolebaniy lopatok parovykh turbin i mery borby s nimi [Varieties of self-oscillations of steam turbine blades and their control]. *Nauchno-tekhnicheskkiye vedomosti SPbGPU*. 2013. №2 (171). S. 52–60. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

БОРИШАНСКИЙ Константин Николаевич — доктор технических наук профессор кафедры турбин, гидромашин и авиационных двигателей Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: knb37@mail.ru

AUTHOR

BORISHANSKIY Konstantin N. — Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. 29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: knb37@mail.ru