

УДК 621.165

**К.Н. БОРИШАНСКИЙ, Б.Е. ГРИГОРЬЕВ, С.Ю. ГРИГОРЬЕВ,  
А.В. ГРУЗДЕВ, М.М. ИВАХОВ, А.В. НАУМОВ***Филиал ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ», Санкт-Петербург, Россия***ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ЛОПАТОК И ВАЛОПРОВОДА  
МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ СБРОСЕ НАГРУЗКИ**

Рассмотрены особенности вибрационного состояния рабочих лопаток и валопровода мощной паровой турбины при сбросе нагрузки. Показано, что сброс нагрузки сопровождается появлением интенсивных крутильных колебаний валопровода и практически полным отсутствием дополнительных динамических напряжений в лопатках. Оценено влияние погрешностей измерений, вызванных нестабильностью угловой скорости ротора, на точность определения вибрационного состояния лопаток с помощью дискретно-фазового метода. Рекомендовано изменение методики измерений, устраняющее влияние указанных погрешностей.

**турбина, рабочая лопатка, датчик, дискретно-фазовый метод, резонансные колебания, автоколебания, вибрационное состояние**

В последние годы ведущие турбостроительные фирмы начинают внедрять системы непрерывного контроля вибрационного состояния лопаток в эксплуатационных условиях. Это даёт возможность судить о вибрационном состоянии лопаток не только при установившихся, но и переходных режимах работы турбоагрегата. На ЛМЗ разработан модернизированный вариант так называемого дискретно-фазового метода (ДФМ), позволяющий контролировать вибрационное состояние бандажированных лопаток, получающих всё более широкое распространение в новых мощных турбинах. Сущность метода состоит в установке магнитов малого диаметра в немагнитных корпусах в пределах бандажных полок лопаток и использовании индукционных датчиков ДФМ специальной конструкции, поперечные сечения которых представляют собой вытянутые прямоугольники.

На рис. 1 введены следующие обозначения: 1 – бандажная полка; 2 – магнит в немагнитном корпусе; 3 и 5 – корпуса первого и второго датчиков пары; 4 и 6 – сердечники датчиков, расположенные под углами  $\pm\beta$  к оси турбины;  $S$  – небольшое, порядка 50 мм расстояние между центрами датчиков в окружном направлении (база датчиков).

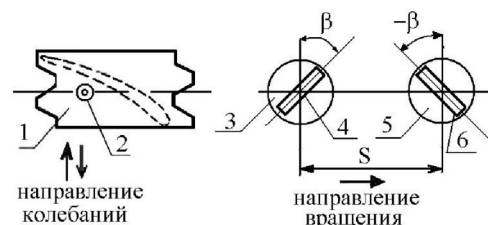


Рис. 1. Схема расположения двух датчиков, составляющих измерительную пару

В процессе отработки измерительной схемы учитывалось, что при наиболее опасных дисковых колебаниях лопаточного венца (с различными числами узловых диаметров, но без узловых окружностей) периферийное сечение лопатки перемещается практически строго в аксиальном направлении и поэтому после возникновения колебаний изменится расстояние между сердечниками датчиков в плоскости вращения магнита на величину  $\Delta S$ , пропорциональную амплитуде колебаний  $A$ . Для определения параметров колебательного процесса (его частоты, числа узловых диаметров, амплитуды) устанавливается несколько, обычно 3 пары датчиков, аналогичных изображённым на рис. 1. Для регистрации частоты вращения ротора турбины используется специальный оборотный датчик, располагающийся, как правило, в районе полумуфты. Пример эффективно-

го использования подобной измерительной системы для регистрации автоколебаний бандажированных лопаток представлен в [1].

Существенно отличной является методика измерений при регистрации колебаний небандажированных лопаток, соединённых замкнутыми на круг связями, несмотря на то, что особенности колебаний в обоих случаях практически сходны. Поскольку торцы небандажированных лопаток открыты для измерений, то используются «обычные» датчики с круглыми поперечными сечениями сердечников, но база пары датчиков  $S$  выбирается значительно большей. При замере амплитуд «оптимальная» величина  $S$  соответствует расстоянию, при прохождении которого фаза колебаний лопатки изменится на противоположную, т.е., например, при регистрации колебаний с  $k$ -й кратностью угловое расстояние между датчиками пары должно составлять  $\pi/k$  [2].

В [3] рассмотрены особенности измерения колебаний лопаток с помощью ДФМ при переходных режимах работы турбоагрегата, когда угловая скорость ротора существенно изменяется на протяжении оборота. Показано, что погрешности измерений значительно возрастают при увеличении базы датчиков и в ряде случаев могут совершенно исказить результаты измерений. Рекомендовано изменение методики измерений для уменьшения погрешностей и отмечено, что с помощью системы контроля вибрационного состояния лопаток может быть получена ценная информация о некротных колебаниях ротора и, в частности, о крутильных колебаниях валопровода, не регистрируемых стандартной вибрационной аппаратурой. Проиллюстрируем представленные в [3] соотношения результатами измерений, полученных в процессе сброса нагрузки мощной паровой турбины с бандажированными лопатками последней ступени низкого давления.

На рис. 2 показано изменение оборотов в процессе сброса нагрузки: на рис. 2, а – в диапазоне 105 – 138 секунд, на рис. 2, б – в диапазоне 106,7 – 107,2 секунд.

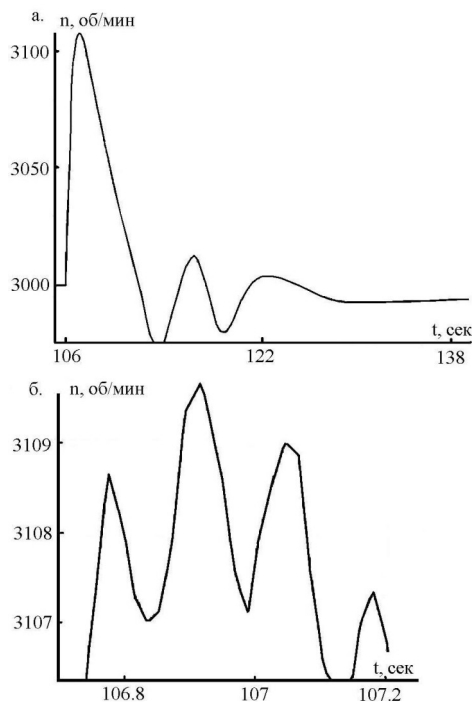


Рис. 2. Изменение оборотов в процессе сброса нагрузки

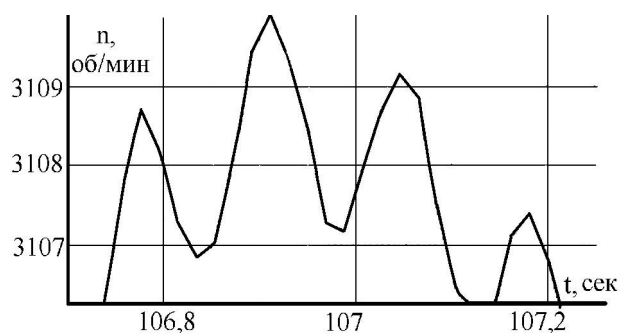


Рис. 3. Зависимость от времени оборотов, зарегистрированных с помощью «лопаточного» датчика ДФМ

Как видно, в процессе сброса произошла рассинхронизация турбины, причём имело место как угловое ускорение  $\epsilon$ , примерно постоянное на протяжении оборота, так и не кратные крутильные колебания валопровода. То, что были зарегистрированы именно крутильные колебания, подтверждается сопоставлением результатов, представленных на рис. 2, б и 3. На рис. 3 показано изменение оборотов за тот же промежуток времени, что и на рис. 2, б, но при использовании лопаточного датчика ДФМ (такая возможность предусмотрена программой обработки результатов измерений, когда учитывается сигнал только от одной лопатки на колесе).

В [3] указывается, что только при крутильных колебаниях результаты измерений не зависят от радиуса установки датчика ДФМ, что и наблюдается на рис. 2, б и 3.

«Измеренная» частота крутильных колебаний  $f_{изм}$  составляла 7,3 Гц, однако следует учитывать, что между истинной частотой  $f$  и  $f_{изм}$  имеет место соотношение  $f = kn \pm f_{изм}$ , где  $k = 0; 1; 2; 3 \dots, n$  – число оборотов в секунду. Таким образом, независимо от истинной частоты колебаний будут иметь место неравенства  $0 < f_{изм} < 25$  Гц, а для определения  $f$  следует воспользоваться показаниями лопаточных датчиков ДФМ [3]. Найдя  $f$ , можно будет вычислить амплитуду и скорость крутильных колебаний, т.е. определить их интенсивность.

Найдём последовательно амплитуды колебаний лопаток и ротора при сбросе нагрузки, используя результаты измерений с помощью пар, составленных из различных комбинаций 6 лопаточных датчиков ДФМ. Т.к. при нестабильной за оборот угловой скорости ротора погрешности измерений малы для пар датчиков с малыми базами [3], то оценим вибрационное состояние лопаток на основании показаний «обычных» пар с базой примерно 50 мм. На рис.4 представлена зависимость от времени показаний такой пары датчиков непосредственно перед сбросом и в процессе сброса нагрузки. Как видно, перед сбросом нагрузки имели место установившиеся некротные колебания с «измеренной» частотой 15,7 Гц. Анализ результатов измерений, выполненных с помощью нескольких пар датчиков, позволил установить, что были зарегистрированы автоколебания с 10 узловыми диаметрами и частотой 134,3 Гц ( $3 \cdot 50 = 15,7$ ) Гц.

Сброс нагрузки сопровождался монотонным постепенным уменьшением интенсивности колебаний одновременно с незначительным изменением их частоты. На рис. 4 заметно также некоторое «статическое» смещение средних показаний, которое связано с осевым сдвигом ротора в процессе сброса

нагрузки. То, что сброс нагрузки не вызвал никаких дополнительных динамических напряжений в лопатках объясняется его «медленностью» по сравнению с частотами совместных колебаний лопаточного венца.

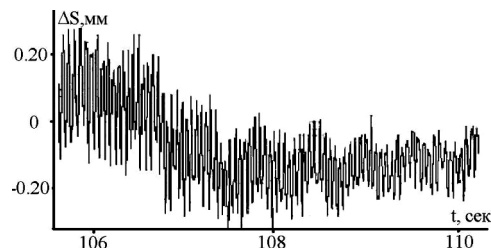


Рис. 4. Зависимость от времени показаний «обычной» пары датчиков ДФМ до и в процессе сброса нагрузки

Проиллюстрируем, к каким погрешностям при определении вибрационного состояния лопаток может привести нестабильность угловой скорости ротора, если использовать показания пар датчиков с «большими» базами. Чтобы оценить возможные погрешности измерений при регистрации колебаний небандажированных лопаток, определим взаимные смещения лопаток, отстоящих друг от друга на угловом расстоянии, равном  $\pi/3$  («оптимальное» угловое расстояние между датчиками, регистрирующими колебания небандажированных лопаток с третьей кратностью). Обозначим через  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  угловые расстояния первой и второй лопаток, для которых находятся взаимные смещения, от точки, определяющей начало оборота ротора. На рис. 5 показаны результаты «измерения взаимных смещений» лопаток при условии  $\varphi_1 = 0, \varphi_2 \approx \pi/3$ .

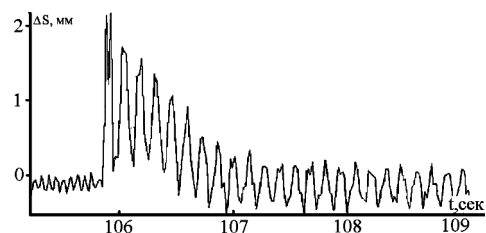


Рис. 5. Изменение при сбросе нагрузки «взаимных смещений» лопаток, отстоящих друг от друга на угловом расстоянии  $\pi/3$

Как видно, величины «взаимных смещений» после сброса нагрузки оказались на порядок больше, чем до сброса. Учитывая, что фактически амплитуды колебаний в процессе сброса нагрузки монотонно снижались (рис. 4), становится очевидным, что результаты измерений на рис. 5 определяются, главным образом, погрешностями, вызванными нестабильностью угловой скорости ротора за оборот. Если бы по этой методике осуществлялся контроль вибрационного состояния небандажированных лопаток при сбросе нагрузки, то было бы получено совершенно неправильное представление об опасности переходного процесса для усталостной прочности лопаток.

Измеряя «взаимные смещения» или «амплитуды» колебаний лопаток при различных значениях  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , можно найти истинную частоту и амплитуду крутильных колебаний валопровода и оценить их опасность. Чем больше погрешности измерений по сравнению с амплитудами колебаний лопаток, тем меньше влияние последних на точность определения параметров крутильных колебаний валопровода. В качестве примера на рис.6 приведены результаты «измерения взаимных смещений» лопаток при условии  $\varphi_1 \approx 2\pi$ ,  $\varphi_2 \approx 4\pi$ . Как следует из представленных данных, погрешности измерений («взаимные смещения» лопаток из-за нестабильности угловой скорости ротора) почти на 2 порядка превышают величины полезных сигналов.

Подобные измерения, с одной стороны, не дают никакой полезной информации о вибрационном состоянии лопаток, но, с другой стороны, позволяют надёжно определить параметры крутильных колебаний ротора, поскольку влиянием колебаний лопаток на точность их определения практически можно пренебречь. Как показано в [3], анализируя зависимость «взаимных смещений» от  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , можно определить истинную частоту крутильных колебаний. В рассматриваемом случае она оказалась равной 7,3 Гц, т.е. выполнялось равенство  $f = f_{изм}$ . После опре-

деления частоты  $f$ , по показаниям лопаточных датчиков ДФМ было установлено, что максимальная амплитуда крутильных колебаний в месте их установки в процессе сброса нагрузки достигала 12 мм.

Помимо определения частоты и амплитуды крутильных колебаний, с помощью лопаточных датчиков удалось определить и величину декремента, соответствующего этой собственной форме. Например, в начальный момент их возникновения (рис. 6) декремент колебаний достигал 0,1, но уже через несколько секунд он снизился более, чем в 10 раз и мало изменялся в течение последующих нескольких десятков секунд – рис. 7.

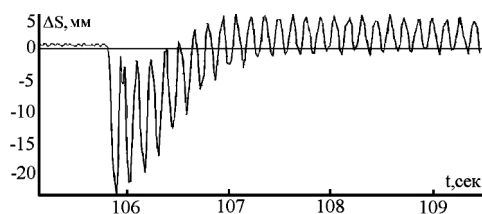


Рис. 6. Изменение при сбросе нагрузки «взаимных смещений» лопаток для случая  $\varphi_1 \approx 2\pi$ ,  $\varphi_2 \approx 4\pi$

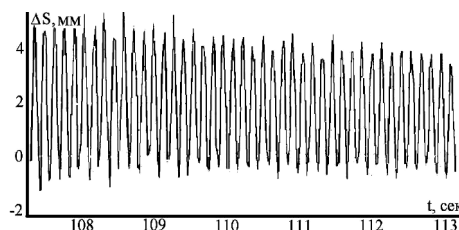


Рис. 7. Затухание крутильных колебаний валопровода с течением времени

Не следует думать, что существенная нестабильность угловой скорости ротора на протяжении оборота в процессе сброса нагрузки делает невозможной корректную регистрацию вибрационного состояния небандажированных лопаток с замкнутыми на круг связями. Как показано в [3], достаточно от замера амплитуд перейти к замеру взаимных смещений лопаток, выбрав угловое расстояние между двумя датчиками пары таким образом, чтобы лопатки, почти одновременно проходящие мимо датчиков пары, колебались в противофазе. В качестве примера на рис. 8 показаны результаты измерения взаим-

ных смещений лопаток с помощью пары датчиков с «большой» базой (примерно в 22 раза превышающей базу датчиков, использовавшихся при построении рис. 4).

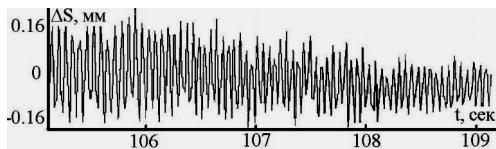


Рис. 8. Изменение взаимных смещений лопаток в процессе сброса нагрузки при использовании пары датчиков с «большой» базой

Как видно, результаты измерений на рис. 4 и 8 оказались весьма близкими, причём на рис.8 не проявилось отрицательное влияние изменения осевого сдвига ротора. Именно такую схему измерений следует использовать для эффективного контроля вибрационного состояния небандажированных лопаток с замкнутыми на круг связями при переходных режимах турбоагрегата.

### Заключение

Представленные результаты позволяют сформулировать следующие выводы:

1) сброс нагрузки мощной паровой турбины не сопровождается появлением дополнительных динамических напряжений в лопатках, что объясняется «медленностью» переходного процесса по сравнению с периодом дисковых колебаний лопаточного венца;

2) сброс нагрузки приводит к появлению интенсивных крутильных колебаний валопровода турбоагрегата (не представляющих, однако, опасности для его усталостной прочности), частота и амплитуда которых могут быть надёжно определены с помощью лопаточных датчиковДФМ;

3) переход к измерению взаимных смещений при осуществлении контроля вибрационного состояния

небандажированных лопаток с помощьюДФМ позволит получить надёжную информацию при переходных режимах работы турбоагрегата.

### Литература

1. Регистрация и анализ процесса автоколебаний рабочих лопаток турбин / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Груздев, А.В. Наумов // *Вібрації в техніці та технологіях*. – 2004. – № 6 (38). – С. 95-98.

2. Особенности применения дискретно-фазового метода к регистрации колебаний небандажированных лопаток турбин / К.Н. Боришанский, Б.Е. Григорьев, С.Ю. Григорьев, А.В. Груздев, М.М. Ивахов, А.В. Наумов // *Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций*. – М.: ВТИ. – 2007. – С. 67-74.

3. Боришанский К.Н. Особенности регистрации с помощью дискретно-фазового метода колебаний лопаток и валопровода при переходных режимах работы турбоагрегата // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 10(57). – С. 169-173.

4. Устройство для замера амплитуд колебаний бандажированных лопаток турбины дискретно-фазовым методом / К.Н. Боришанский, С.Ю. Григорьев, Б.Е.Григорьев, А.В. Груздев, Н.Н. Гудков, А.Ю. Кондаков, А.В. Наумов // Патент РФ №2143103, 1999 г.

*Поступила в редакцию 15.05.2008*

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. С.М. Вохмянин, Санкт-Петербургский институт машиностроения (ПИМаш), Санкт-Петербург, Россия.