

## ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ФОРМАХ КОЛЕБАНИЙ

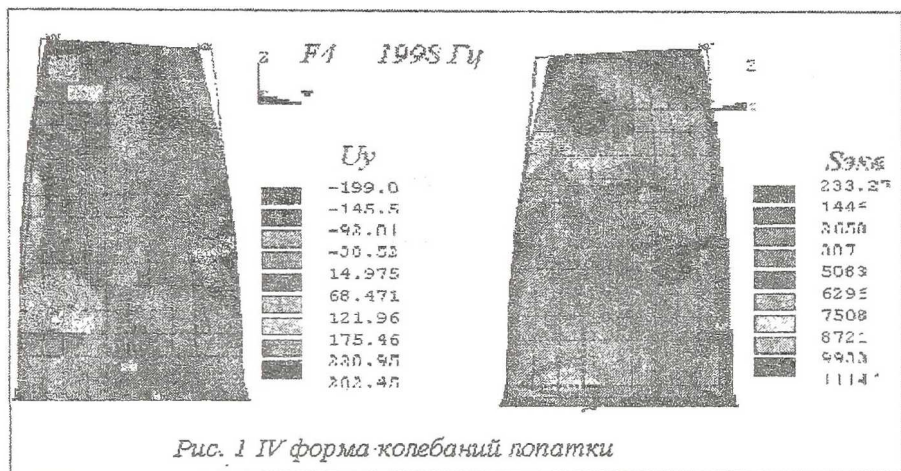
Боришанский К.Н., Мешков С.А., Резниченко И.В., Симиин Н.О.  
АО "Ленинградский Металлический завод", г. С-Петербург

Одним из наиболее эффективных способов повышения вибрационной надежности лопаток турбин и компрессоров с постоянной рабочей частотой вращения является вибрационная отстройка, заключающаяся в обеспечении достаточных запасов между рабочими и опасными (на которых возникают резонансы подлежащих отстройке "наиболее возбудимых" собственных форм) частотами. В некоторых случаях требуется небольшое изменение собственных частот уже изготовленного комплекта лопаток, что может быть достигнуто за счет подшлифовки части поперечных сечений. Например, для небольшого повышения собственных частот первого тона лопаток весьма эффективной может оказаться подшлифовка в районе периферийного сечения. Естественно, что подобное изменение толщины периферийного сечения практически не изменит закона распределения динамических напряжений по высоте лопатки при первом тоне, но следует иметь в виду, что при достаточно сложных собственных формах (например, преимущественно "пластинчатых", при которых прогиб вдоль хорды периферийного сечения два раза меняет знак) относительный максимум динамических напряжений может оказаться вблизи вершины лопатки.

Ситуация, описанная выше, имела место при обработке компрессора мощной газотурбинной энергетической установки, рассчитанной для работы с постоянной частотой вращения, равной  $n=50$  1/с. При проведении вибрационной отстройки лопаток промежуточной ступени компрессора выяснилось, что для обеспечения достаточных запасов от резонансных колебаний с кратностью VI необходимо несколько утоньшить периферийные сечения лопаток. Выполнение этого мероприятия позволило обеспечить необходимые частотные характеристики, однако после сравнительно небольшого периода эксплуатации во время ремонта были обнаружены усталостные трещины в периферийных сечениях трех лопаток.

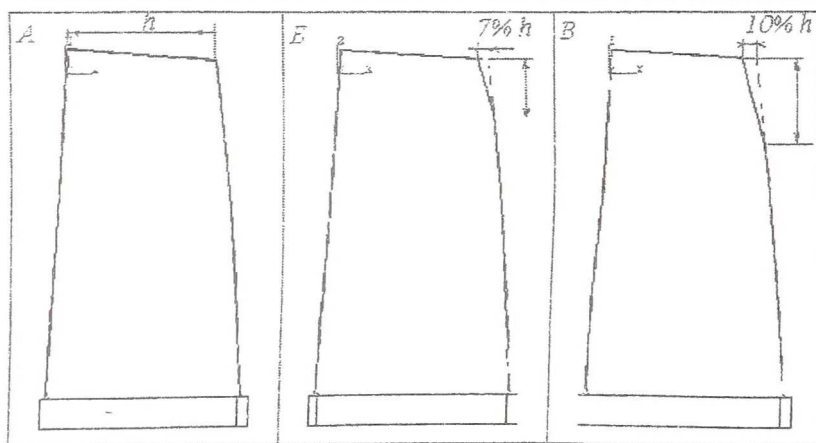
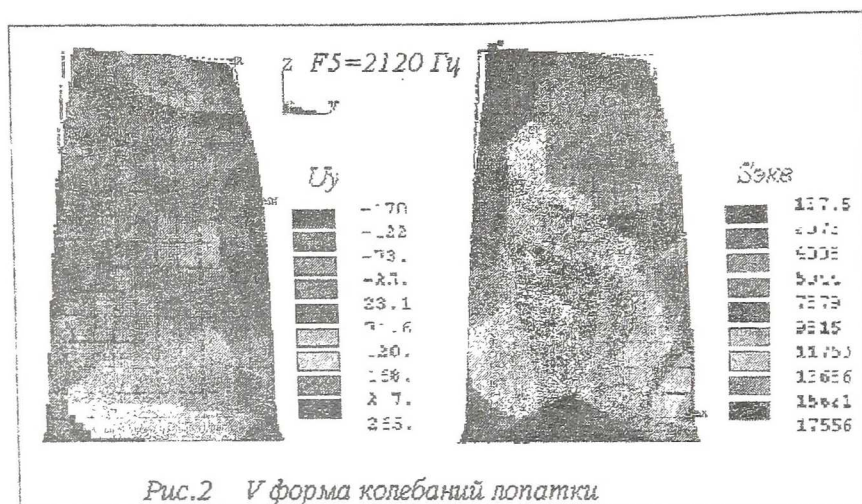
Для выяснения причин возникновения усталостных трещин лопатка с утоньшенным периферийным сечением была подробно оснащена тензорезисторами и снято распределение напряжений при различных формах колебаний закрепленной на массивной плите лопатки (возбуждение колебаний осуществлялось с помощью динамика). При испытаниях выяснилось, что относительные максимумы напряжений в зоне

возникновения усталостных трещин имели место при IV и V собственных формах (рис. 1, 2 "II тон крутильных колебаний" и "первая пластинчатая" форма), частоты которых незначительно отличаются от частоты  $nz$  (где  $n$  – частота вращения ротора,  $z=40$  – число направляющих лопаток ступени). Максимальные деформации были зарегистрированы тензорезисторами, наклеенными параллельно хорде лопатки, что соответствовало характеру усталостного разрушения (трещина выходила на торец почти параллельно оси лопатки).



Для снижения относительного уровня напряжений в периферийном сечении лопатки, была выполнена подрезка выходной кромки периферийного сечения (рис.3 первоначально на 7 %, а затем на 10% хорды). Уже после первого этапа подрезки относительная величина напряжений при IV и V формах в зоне возникновения трещин снизилась соответственно на 30 % и 20 %, что дало основание рекомендовать это мероприятие для лопаток, находившихся в эксплуатации. Одновременно с проведением тензометрических вибрационных испытаний невращающейся лопатки были выполнены расчеты собственных частот и форм с использованием МКЭ. Результаты расчетов для исходной лопатки, лопатки с утоненным периферийным сечением и с утоненным сечением и подрезанной выходной кромкой сведены в таблицу 1 (расчеты выполнены при рабочем числе оборотов). Как следует из приведенных в таблице 1 данных при IV и V собственных формах в зоне возникновения усталостных трещин расчетные напряжения хотя и не являются максимальными, но близкими к ним. Подтвердилась и целесообразность подрезки выходной кромки периферийного сечения, хотя расчетное снижение уровня

напряжений оказалось несколько меньше экспериментального (см. рис. 4 - 5).



При выполнении расчетов было проверено также наличие универсальной связи между максимальными значениями динамических напряжений в лопатках и скоростью колебаний входной или выходной кромки периферийного сечения справедливой для всех собственных форм (подобная связь имеет место при изгибных или крутильных колебаниях лопаток постоянного сечения).

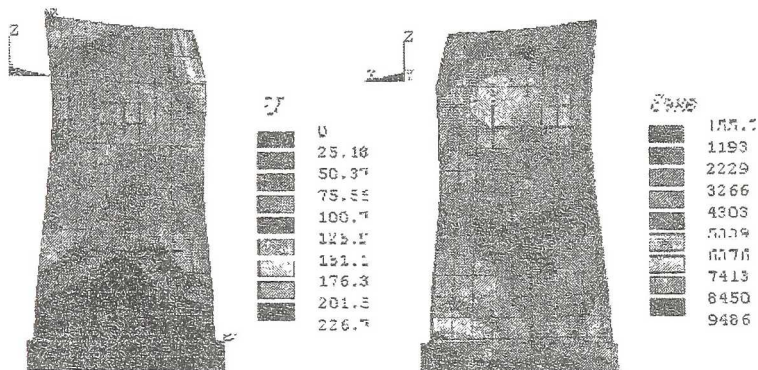


Рис. 4 IV формы колебаний лопатки при первом варианте подрезки

Таблица 1 - Сравнение частот и относительного уровня динамических напряжений при утонении периферийного сечения и подрезке выходной кромки лопатки

№ тона	Частота Гц	$s^*_{отн}$	Частота Гц	$s^*_{отн}$	Частота Гц	$s^*_{отн}$
IV	1998	1.00	1848	0.70	1861	0.63
V	2199	0.44	2004	0.38	2021	0.33

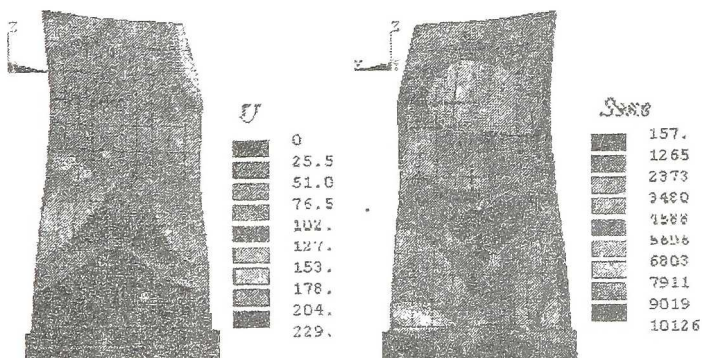


Рис. 5 IV форма колебаний лопатки при втором варианте подрезки

Результаты расчетов для лопатки с утоненным периферийным сечением и подрезанной выходной кромкой приведены в таблице 2; там же для сравнения приведены результаты аналогичных вычислений для лопаток различных ступеней двух компрессоров, существенно различающихся геометрическими размерами и рабочими частотами вращения ротора. В таблице 2 введены следующие обозначения:  $K_i = \sigma / V$  кгсек/см<sup>3</sup> - коэффициент, характеризующий величину максимальных динамических напряжений в лопатке при *i*-ой форме, соответствующих единичной скорости периферийного сечения *V* (в районе той кромки сечения, где скорость максимальна);  $A_{отнi} = A_i / A_1$  - относительная амплитуда колебаний периферийного сечения при *i*-ой собственной форме, соответствующая одинаковому для всех форм данной лопатки уровню максимальных динамических напряжений (амплитуда при 1 собственной форме принята за единицу). Как следует из представленных в таблице 2 данных, для различных собственных форм одинаковым максимальным динамическим напряжениям может соответствовать изменение амплитуд в 6-7 раз, а скоростей примерно в 2 раза. Т.о., судить об уровне динамических напряжений в лопатках значительно надежнее по скоростям колебаний, а не по перемещениям. Если среднее значение приведенных в таблице 2 коэффициентов  $K_i$  ( $K_{cp}$ ) для каждой из лопаток определять из условия  $K_{cp} / K_{макс} = 1 - c$ ,  $K_{cp} / K_{мин} = 1 + c$ , то легко показать, что  $c = (b - 1) / (b + 1)$ , где  $b = K_{макс} / K_{мин}$ ,  $K_{макс}$ ,  $K_{мин}$  - соответственно наибольшее и наименьшее значение коэффициентов  $K_i$  для каждой из лопаток (величина "с" характеризует максимальную погрешность определения уровня напряжений при замене любого из коэффициентов  $K_i$  на  $K_{cp}$ ). Т.о., без какой-либо дополнительной информации о возбуждающейся в процессе эксплуатации собственной форме, погрешность определения уровня напряжений при использовании коэффициентов  $K_{cp}$  для лопаток №№ 1-3 из таблицы 2 составит соответственно 32 %, 27%, и 37 %.

Скорости колебаний лопаток могут быть экспериментально определены с помощью дискретно-фазового метода (ДФМ), когда неподвижные датчики, чаще всего индукционного типа, устанавливаются против торцов вращающихся лопаток. Если установить датчики ДФМ как в районе входной, так и выходной кромок, то, по изменению фазы колебаний при прохождении резонанса, можно отделить преимущественно изгибные или пластинчатые формы от преимущественно крутильных. Если в районе входной и выходной кромок установить по несколько датчиков ДФМ на разных расстояниях друг от друга, меньших шага лопаток, то можно разделить также сравнительно низкочастотные и высокочастотные колебания. Т.о., с помощью датчиков ДФМ можно произвести идентификацию собственных форм, возбуждающихся в процессе эксплуатации и, используя коэффициент пропорциональ-

ности между напряжениями и скоростями колебаний, соответствующий конкретной форме, более точно определить уровень напряжений в лопатках.

Таблица 2 - Связь между напряжениями и скоростями для различных лопаток компрессоров (лопатка 1 и 3 - промежуточная и первая рабочая лопатка компрессора на 50 1/сек соответственно, лопатка 2 – промежуточная высокооборотного компрессора)

№ тона	1 лопатка			2 лопатка			3 лопатка		
	Частота, Гц	Ki	A <sub>отн</sub>	Частота, Гц	Ki	A <sub>отн</sub>	Частота, Гц	Ki	A <sub>отн</sub>
1	311	4.45	1	227	3.52	1	88.3	3.34	1
2	843	2.42	0.676	603	2.09	0.634	181	2.38	0.683
3	1198	2.68	0.429	805	3.22	0.308	275	4.96	0.216
4	1848	3.71	0.232	1338	2.01	0.297	402	2.74	0.268
5	2004	4.67	0.147	1573	2.20	0.231	444	2.28	0.291
6	2591	2.29	0.233	1809	2.03	0.217	608	2.83	0.171

В частности, испытания с помощью ДФМ лопатки, частоты которой представлены в таблице 1, подтвердили, что в районе рабочей частоты вращения возбуждались колебания, соответствующие IV, преимущественно крутильной собственной форме. Уровень напряжений после подрезки выходных кромок понизился, но остался сравнительно высоким, поэтому в будущем предполагается рассмотреть вопрос об изменении числа направляющих лопаток или использовании диафрагм переменного шага.

Представленные в статье данные позволяют сделать вывод о том, что сочетание расчетов с помощью МКЭ и экспериментальное определение скоростей колебаний с помощью ДФМ дают возможность получить достаточно надежную информацию о вибрационном состоянии лопаток компрессора в процессе эксплуатации.

#### Список литературы

1. Заблочный И.Е., Коростелев Ю.А., Шишков Р.А. Бесконтактное измерение колебаний лопаток турбомашин, М., Машиностроение, 1977, 160 с.
2. Левин Л.В., Боришанский К.Н., Консон Е.Д. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин - Машиностроение, 1981
3. Бате К., Вилсон Е. Численные методы и метод конечных элементов - М.: Стройиздат, 1982. 447 с.