

УДК 621.44.533.697

В.Н. ДЕНИСЮК, В.М. ЛАПОТКО, Ю.П. КУХТИН, В.М. МЕРКУЛОВ

ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина

## ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ТУРБОМАШИНЫ, НАХОДЯЩЕЙСЯ В ПОЛЕ ТЕЧЕНИЯ НЕОДНОРОДНОГО ПОТОКА ГАЗА

В работе показано, что оценить влияние неравномерности набегающего потока на напряженное состояние рабочей лопатки можно по величинам нестационарных сил, полученных расчетным путем с использованием численного метода предложенного авторами

**резонансные колебания, собственная частота, спектр возбуждающих сил, нестационарное течение, разношаговый сопловой аппарат, рабочая лопатка, лагранжевы сетки**

### Введение

Рабочие лопатки турбомашин, находящиеся в неоднородном потоке газа, испытывают нестационарное силовое воздействие. Наиболее опасное напряженное состояние рабочей лопатки турбомашин, работающей в реальном потоке газа, возникает в случае совпадения собственных частот колебаний лопаток с частотами нестационарных возбуждающих сил [1]. Величины возникающих при этом напряжений определяются, как величинами нестационарных сил, так и величинами механического и аэроупругого демпфирования колеблющейся системы газ – лопатка – диск. Учитывая трудности в моделировании демпфирующих свойств рассматриваемой системы, постановка задачи численного определения развивающихся напряжений в рабочей лопатке является преждевременной.

Своевременной, по-видимому, является задача определения и детального исследования структуры и спектрального состава нестационарных возбуждающих сил в зависимости от условий обтекания лопаток. Нам представляется, что если определенные расчетным путем возбуждающие силы правильно отражают условия обтекания лопаток то, изменяя структуру набегающего потока, можно создать благоприятные условия работы рабочей лопатки даже в режиме резонанса.

В настоящей работе представлены некоторые результаты численных и экспериментальных исследований, которые были посвящены изучению влияния разношаговости выше стоящего соплового аппарата на уровень нестационарных сил и напряжений в рабочей лопатке турбины, работающей в резонансных условиях.

### Предмет исследования

Предметом исследования, результаты которого представлены в данной работе, являлась экспериментальная ступень турбины [2], схематически изображенная на рис. 1. В рассматриваемых условиях рабочие лопатки ступени попадали в режим резонансных колебаний по первой изгибной форме на оборотах 25500...25800 об/мин с кратностью частоты  $k=5$ , а также на оборотах 52800 об/мин с кратностью частоты  $k=26$ .

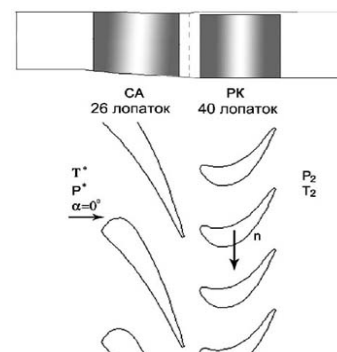


Рис. 1. Схема геометрии проточной части

Рабочие лопатки и диск были изготовлены монолитно из сплава АК4-1. Геометрия лопаток и профиль проточной части турбины являются интеллектуальной собственностью фирмы ГП «Ивченко-Прогресс» и не подлежат опубликованию.

Исследования проводились для двух сопловых аппаратов: исходного – с равномерным шагом и модифицированного – с переменным шагом. Разношаговый сопловый аппарат состоял из шести секторов по 4 лопатки в каждом и двух секторов по одной лопатке. Сектора с шагом, уменьшенным на 7,2% от номинального, чередовались с секторами с шагом, увеличенным на 7,2% от номинального.

Ступень исследовалась на двух режимах, характеризующихся оборотами ротора  $n_1 = 25500$  об/мин и  $n_2 = 51800$  об/мин, при одинаковых других параметрах:  $P^0 = 340407$  Па;  $T^0 = 468$  К;  $P_2 = 101337,3$  Па;  $T_2 = 346$  К;  $k = 1,33$ ;  $R = 287$  Дж/(кг К).

### Экспериментальные исследования

Для определения уровня напряжений проводилось тензометрирование двух диаметрально расположенных групп рабочих лопаток (по 3 в каждой группе).

Наибольшие напряжения в рабочих лопатках в ступени с исходным сопловым аппаратом зафиксированы экспериментально при колебаниях с частотой первой изгибной формы и имеют кратность  $k = 52$  при  $n_1 = 25500...25800$  об/мин и кратность  $k = 26$  при  $n_2 = 51800$  об/мин (табл. 1). В остальном диапазоне рабочих частот напряжения были незначительны. Многократные измерения показали, что замена исходного соплового аппарата в ступени на сопловый аппарат с переменным шагом приводит к снижению в 2÷3 раза уровня вибрационных резонансных напряжений в рабочей лопатке (табл. 1).

### Численные исследования

Существенной особенностью рассматриваемой задачи - оценки влияния разношагового соплового

аппарата на напряженное состояние рабочей лопатки, является то, что период исследуемого в ступени явления составляет полную длину окружного обвода турбомшины. Отсюда вытекает необходимость проведения нестационарного аэродинамического расчета двух полных венцов соплового аппарата и рабочего колеса (рис. 2) в течение нескольких (более 2-х) оборотов ротора.



Рис. 2. Расчетная область и конечно-разностная сетка

В качестве инструмента исследования был использован метод численного моделирования [3], позволяющий моделировать Q3D-нестационарные течения вязкого, теплопроводного газа. В основу метода положено численное решение в слое переменной толщины на переменном радиусе с помощью консервативной разностной схемы уравнений газовой динамики. Процессы теплообмена, обусловленные молекулярным и турбулентным движениями среды, имитировались источниками и стоками массы, импульса и энергии. Определение интенсивностей этих источников и стоков предполагает использование достижений кинетической теории газов и современных моделей турбулентности [4].

Используемый подход позволил устранить негативный эффект – «мазание» параметров на линиях стыковки сеток, которое присуще всем расчетным методам, использующим скользящие сетки. Такое свойство особенно важно при исследовании нестационарных течений в турбомашинах, где наряду с потенциальной неоднородностью поля параметров, присутствует не менее интенсивная следовая неравномерность параметров.

Численные исследования проводились в абсолютной системе координат, связанной со статором. В каждом из исследуемых случаев, после достижения режима установления течения, были получены нестационарные поля параметров (рис. 3).

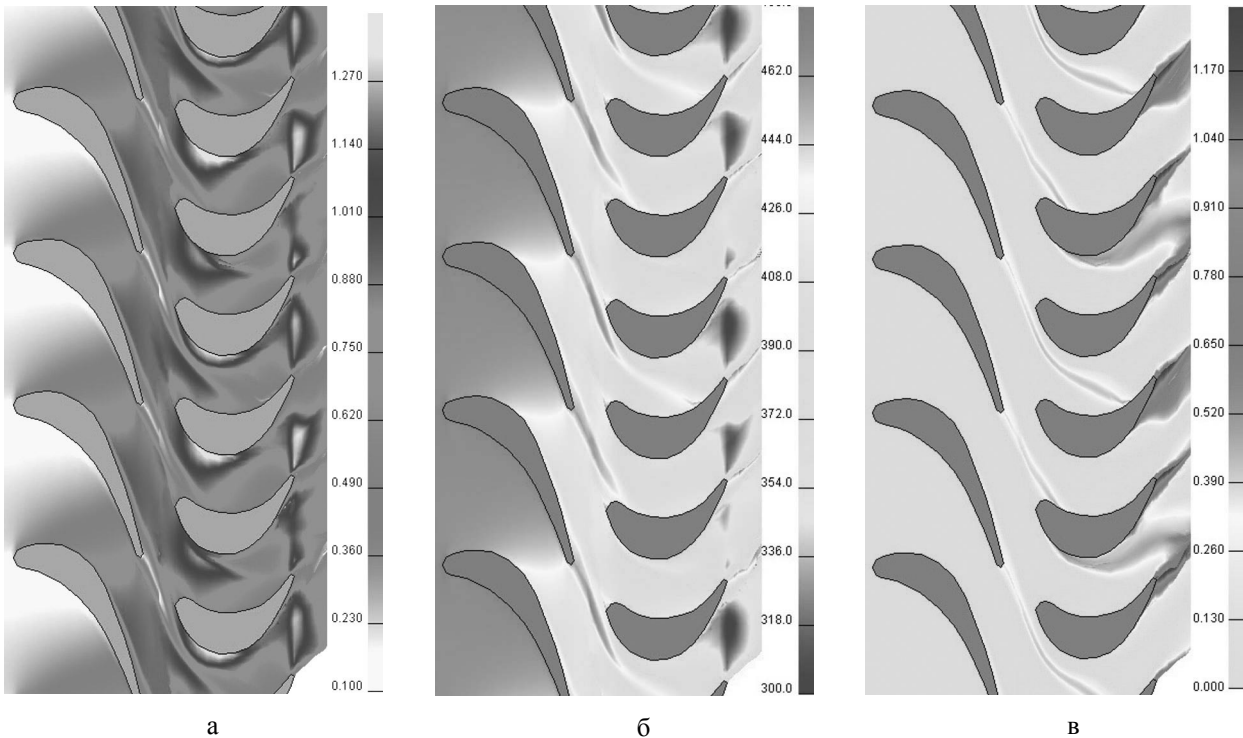


Рис. 3. Фрагменты нестационарных полей параметров в момент времени  $t$ : а – числа  $M$ ; б – статической температуры; в – энтропийной функции

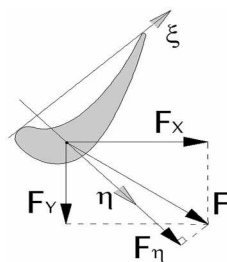


Рис. 4. Система координат поперечного сечения лопатки

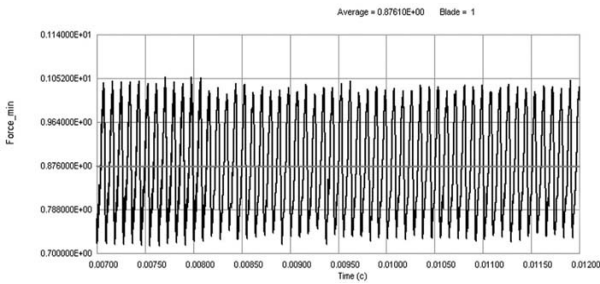
Наряду с нестационарными полями параметров определялись также две компоненты нестационарной силы, действующей на лопатку: осевая –  $F_x$  и окружная –  $F_y$ . Записанные по времени эпюры компонент сил проецировались на направление  $\eta$ , нормальное к оси минимальной инерции профиля  $\xi$  (рис. 4). Предполагалось, что ось минимальной инерции профиля  $\xi$  параллельна хорде лопатки. Полученная таким образом, эпюра изгибающего силового воздействия профиля лопатки относительно оси минимальной инерции  $\xi$  подвергалась в дальнейшем Фурье-анализу.

К примеру, на рис. 5 представлены эпюры нестационарной силы  $F_\eta$  на режиме  $n = 25500$  об/мин. Отчетливо видны низкочастотные модуляционные колебания как следствие разношаговости СА (рис. 5, б), которые вносят существенную дисгармонию в колебания с частотой  $nz$  ( $n$  – частота вращения,  $z$  – число лопаток соплового аппарата).

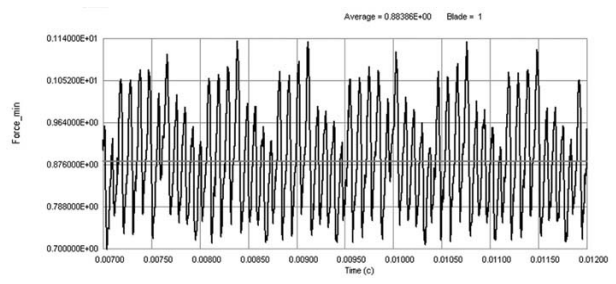
Результаты Фурье-анализа истории возбуждающей силы для двух сопловых аппаратов на режимах  $n_1 = 25500$  об/мин и  $n_2 = 51800$  об/мин представлены соответственно на рис. 6 и 7.

На рис. 8 приведены диаграммы вибрационных напряжений в лопатках турбины, замеренных экспериментально на стенде, для двух сопловых аппаратов

во всем исследуемом диапазоне частот вращения. Из этих диаграмм видно, что мощность нагружения рабочей лопатки при разношаговом СА снижается в 2÷3 раза по сравнению с исходным сопловым аппаратом с постоянным шагом, что качественно подтверждается экспериментальными данными (табл. 1 и рис. 8).

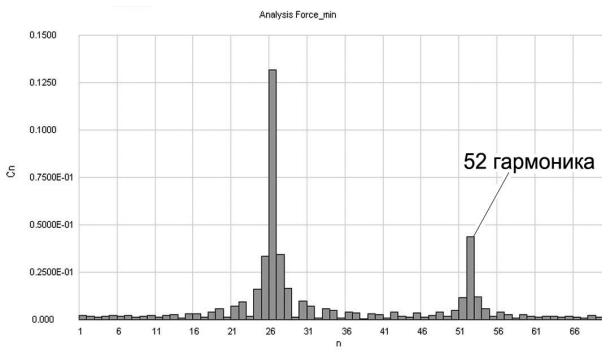


а

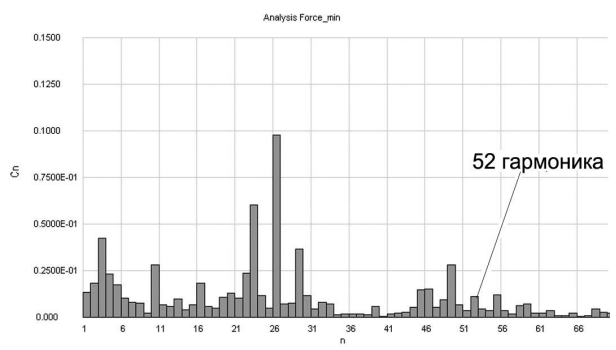


б

Рис. 5. Эпюры возбуждающей силы, приложенной к перу рабочей лопатки для режима  $n_1 = 25500$  об/мин : а – при постоянном шаге СА; б – при разношаговом СА



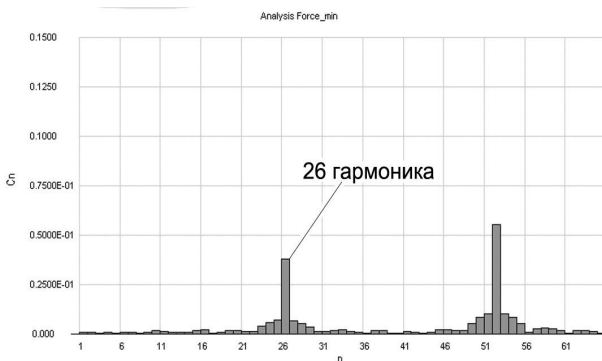
а



б

Рис. 6. Спектральная мощность изгибающей силы приложенной к рабочей лопатке для режима  $n_1 = 25500$  об/мин:

а – при постоянном шаге СА; б – при разношаговом СА



а



б

Рис. 7. Спектральная мощность изгибающей силы приложенной к рабочей лопатке для режима  $n_2 = 51800$  об/мин:

а – при постоянном шаге СА; б – при разношаговом СА

Таблица 1

## Экспериментальные данные

K	Резонансные частоты вращения $n$ (об/мин)	Максимальное измеренное напряжение (кгс/мм <sup>2</sup> )		Максимальная сила изгибающей гармоника (кгс)	
		Исходный СА	Разношаговый СА	Исходный СА	Разношаговый СА
52	25500...25800	7	3,5	$4,36 \cdot 10^2$	$1,19 \cdot 10^2$
26	51800	10,4	5,8	$3,78 \cdot 10^2$	$2,71 \cdot 10^2$

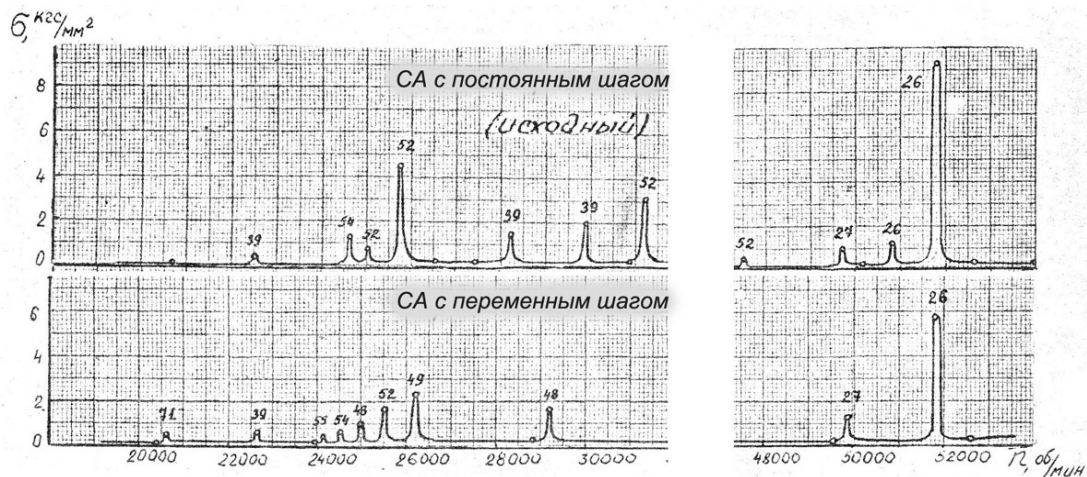


Рис. 8. Вибрационные напряжения в рабочей лопатке турбины, замеренные на стенде

### Заключение

При изменении структуры набегающего потока перед лопатками рабочего колеса турбины, получено качественное совпадение характера изменения напряжений на рабочей лопатке, измеренных экспериментально, и характера распределения нестационарных сил, рассчитанных численно.

Это позволяет сделать вывод о возможности численной оценки напряженного состояния рабочей лопатки, при изменении различных факторов аэродинамического воздействия потока

Таким образом, задача снижения уровня вибрационных напряжений на рабочей лопатке может решаться численно, как задача минимизации уровня нестационарных аэродинамических возбуждающих сил.

### Литература

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.

2. Технический отчет №292/87-36 Исследование вибрационной напряженности рабочих лопаток турбины турбостартера СВ-36 двигателя Д-36, ЗМКБ «Прогресс», 1987 г. (внутренний).

3. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Преимущества использования подвижных, лагранжевых сеток при численном моделировании течений сплошных сред // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 88-92.

4. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Модель и метод расчета турбулентных течений вязкого теплопроводного газа // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – Вып. 41/6. – С. 65-68.

Поступила в редакцию 5.06.2006

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.