

УДК 621.44.533.697

Ю.П. КУХТИН, В.М. ЛАПОТКО

ГП «Ивченко-Прогресс», Украина

**АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ОСЛАБЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ, ОБУСЛОВЛЕННОГО ВОЗБУЖДЕНИЕМ ОТ ВЫШЕСТОЯЩЕГО СОПЛОВОГО АППАРАТА СТУПЕНИ**

Результаты расчетов, представленных в данной работе, показывают, что спектр нестационарных сил, действующих на профили лопаток рабочего колеса турбины, содержит гармоники, обусловленные вышестоящим сопловым аппаратом ступени. Допуская совпадение собственных частот колебаний и частот возбуждающих сил, делается анализ возможности ослабления резонансного режима работы рабочей лопатки введением разношаговости лопаток вышестоящего соплового аппарата

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

**Введение**

При обтекании вращающейся рабочей решетки неоднородным потоком газа лопатки рабочего колеса испытывают возбуждающие силы. Эти нестационарные нагрузки в случае близости частоты возбуждения и собственной частоты колебаний лопаток способны вызвать (так называемые резонансные) колебания значительной амплитуды, приводящие порой к поломке лопаток.

Неоднородность, создаваемая вышестоящим направляющим аппаратом, является наиболее существенной для рабочих лопаток. Возмущающие силы от направляющего аппарата имеют частоту  $n \cdot Z_1$  ( $n$  – частота вращения ротора,  $Z_1$  – число лопаток направляющего аппарата). Выбор чисел лопаток сопловых аппаратов по отношению к частотам собственных колебаний лопаток рабочих колес может оказаться затруднительным, в особенности для многоступенчатых турбомашин, предназначенных для работы в широкой области оборотов. В этом случае необходимо обеспечить работоспособность рабочих лопаток в условиях эксплуатации, близких к резонансным.

Существуют различные методы снижения пере-

менных нагрузок, действующих на рабочие лопатки. Некоторые из них связаны с воздействием на рабочие лопатки – установка различного рода демпферов и бандажей. Одним из методов, которым можно снизить динамические напряжения в рабочих лопатках, является выполнение с неодинаковыми шагами вышестоящих сопловых решеток (разброс шагов) [1].

В настоящей работе представлены результаты численных исследований, которые были посвящены изучению влияния разношаговости вышестоящего соплового аппарата на спектр возбуждающих сил, приложенных к лопаткам рабочего колеса.

**1. Предмет исследования**

Предметом исследования, результаты которого представлены в данной работе, являлась экспериментальная ступень турбины высокого давления (рис. 1).

Газодинамические параметры, при которых проводились исследования рассматриваемого узла, были следующие:  $n = 800,0$  об/сек;  $P^* = 700000$  Па;  $T^* = 1450$  К;  $P_2 = 205000$  Па;  $T_2 = 1100$  К;  $\alpha = 0,0$ ;  $\kappa = 1,33$ ;  $R = 287$  Дж/кг·К. Число Рейнольдса, определенное по общей осевой протяженности расчет-

ной области, изотермической скорости звука  $\sqrt{RT_2}$ , физической вязкости среды на выходе из ТВД, составило 610000,0.

Теоретически статорная решетка может быть выполнена с непрерывным изменением шага, однако технологически дешевле изготовить сопловой аппарат, состоящий из нескольких сегментов с постоянным шагом.

В нашем случае первый сектор состоял из одного канала, а оставшиеся 9 секторов содержали по два канала (рис. 2).

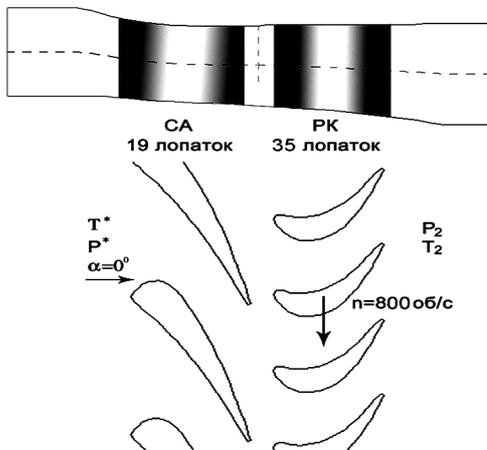


Рис. 1. Конфигурация тракта и фрагмент развертки срединной поверхности тока

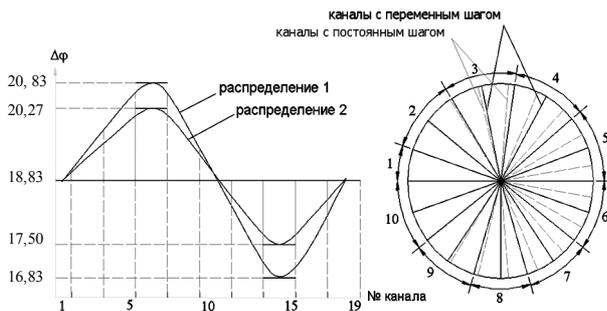


Рис. 2. Схема периодического изменения углов расположения лопаток статора

Поскольку предлагаемые мероприятия затрагивают конструкцию установки, необходимо, чтобы вносимые изменения были минимальными и не вызывали ухудшения аэродинамических характеристик исходной решетки. Изменение по окружности шагов лопаток статора в составляющих секторах

осуществлялось синусоидальным образом с амплитудой  $\pm 2^\circ$  (рис. 2), что составляло  $\approx \pm 10\%$  исходного шага. Для проверки допустимости выбранного диапазона изменения шага статорной решетки были проведены предварительные оценки потерь стационарных течений в трех вариантах ступени: для минимального ( $\Delta\varphi = 16,83$ ), номинального ( $\Delta\varphi = 18,83$ ) и максимального ( $\Delta\varphi = 20,83$ ) шагов решеток СА.

Стационарный к.п.д., определенный по формуле

$$\eta = \frac{P_2^0(S) - P_2}{P_0^0 - P_2}, \quad (1)$$

где  $P_2$  – статическое давление на выходе ступени;  $P_0^0$  – полное давление на входе ступени;  $P_2^0(S)$  – полное давление на выходе ступени, определенное с учетом потерь, для ступени, содержащей решетки СА с минимальным, номинальным и максимальным шагами, составил соответственно: 0,976; 0,973; 0,971.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что выбранные отклонения шага решетки соплового аппарата от расчетного не приводят к существенному ухудшению параметров ступени.

## 2. Выбор метода исследования

Современный уровень развития численных методов и вычислительной техники не позволяет при решении поставленной задачи опираться на целостные модели пространственного течения вязкого газа. Такие модели недостаточно эффективны, чтобы их использовать для расчета течений в полных лопаточных венцах, а также имеют значительные погрешности на стыках сеток роторных и статорных решеток.

Учитывая широкий диапазон исследуемого времени – требуется проводить аэродинамический расчет системы двух венцов в течение нескольких (более двух) оборотов ротора, авторы ограничились моделированием 2-d нестационарного течения вяз-

кого газа в слое переменной толщины на переменном радиусе.

В качестве инструмента исследования 2–d нестационарных течений в ступени турбины авторы использовали разработанный ими и неоднократно использованный метод отслеживания струй тока (МОСТ) [2]. В основу этого метода положено численное решение с помощью консервативной разностной схемы общих нестационарных уравнений, записанных в виде законов сохранения для вязкого теплопроводного газа [3].

Отличительной чертой используемой разностной схемы является использование подвижных, так называемых лагранжевых, сеток. Лагранжевые сетки – это ориентированные в направлении течения бесконечно тонкие, невесомые и непроницаемые для основного потока поверхности. Такие поверхности являются проницаемыми лишь для молей среды, которые имитируют диффузию, обусловленную физической вязкостью и турбулентным движением среды.

Благодаря интегрированию исходной системы уравнений для двух взаимодействующих решеток в абсолютной, связанной с решеткой соплового аппарата системе координат, используемый подход позволил устранить также негативный эффект – «мазание» параметров на линиях стыковки сеток. Это особенно важно при исследовании нестационарных течений в турбомашинах, где наряду с потенциальной неоднородностью поля параметров присутствует не менее интенсивная следовая неравномерность параметров.

### 3. Обсуждение результатов расчета

Расчетная область состояла из двух полных лопаточных венцов. Все параметры течения приводились к безразмерному виду. В качестве эталонов давления и температуры принимались параметры  $P_2$

и  $T_2$  на выходе из турбины. Эталонном скорости служила изотермическая скорость звука, определенная также по параметрам на выходе из турбины. За единицу длины принималась осевая протяженность расчетной области: 70,0 мм.

В каждом из исследуемых случаев после достижения режима установления течения были получены нестационарные поля параметров, характеризующие течение газа в двух взаимодействующих друг с другом венцах.

В качестве примера на рис. 3 – 6 представлены фрагменты мгновенных полей числа Маха, полной температуры, статической температуры, параметра энтропии, полученные при номинальном постоянном шаге лопаток соплового аппарата ступени.

Параметры нагружения рабочей лопатки, полученные из расчета нестационарного течения в ступени с постоянным шагом лопаток СА, представлены на рис. 7, 9. Динамическое нагружение рабочей лопатки характеризуется присутствием гармоник, обусловленных вышерасположенными лопатками СА (рис. 9).

Для оценки влияния разношаговости лопаток соплового аппарата на динамическую нагрузку рабочих лопаток помимо базового расчета с решеткой СА постоянного шага был проведен расчет нестационарного течения в ступени турбины с решеткой СА переменного шага (рис.2, распределение 1).

Параметры нагружения лопатки РК, полученные из расчета нестационарного течения в ступени турбины при наличии разношаговости СА, представлены на рис. 8, 10. Динамическое нагружение лопатки в этом случае характеризуется уменьшением («размытием») 19-й гармоники, а также возникновением низкочастотной 1-й гармоники (рис. 10) в спектре возбуждающих сил.

Как видно из рис. 10, уменьшение мощности 19-й гармоники сопровождается одновременным возрастанием мощности «соседних» гармоник.

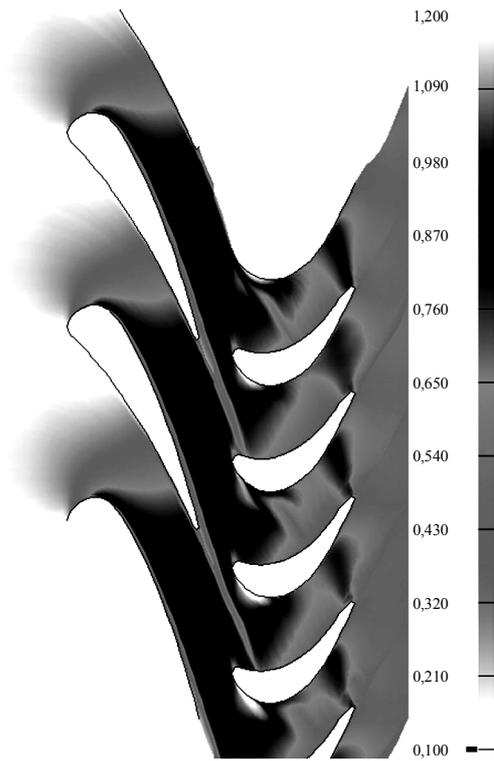


Рис. 3. Фрагмент мгновенного поля числа  $M$  в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

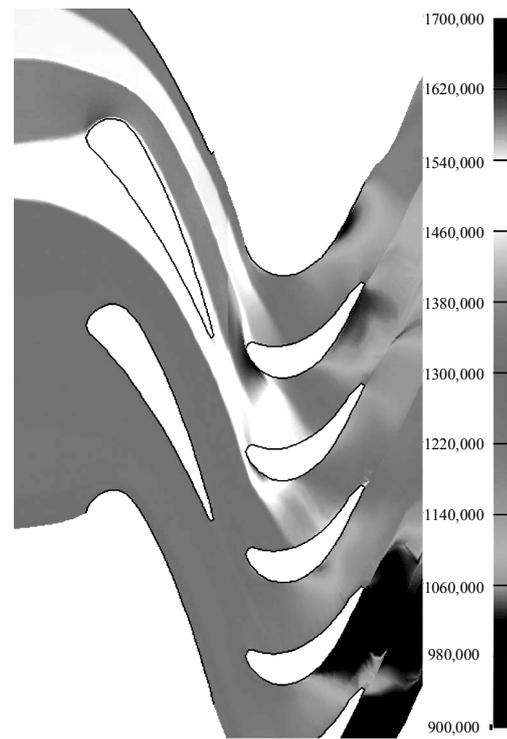


Рис. 4. Фрагмент мгновенного поля полной температуры в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

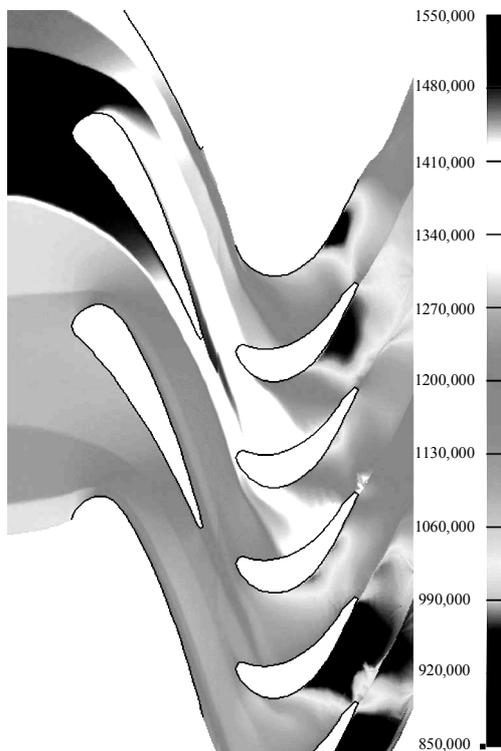


Рис. 5. Фрагмент мгновенного поля статической температуры в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

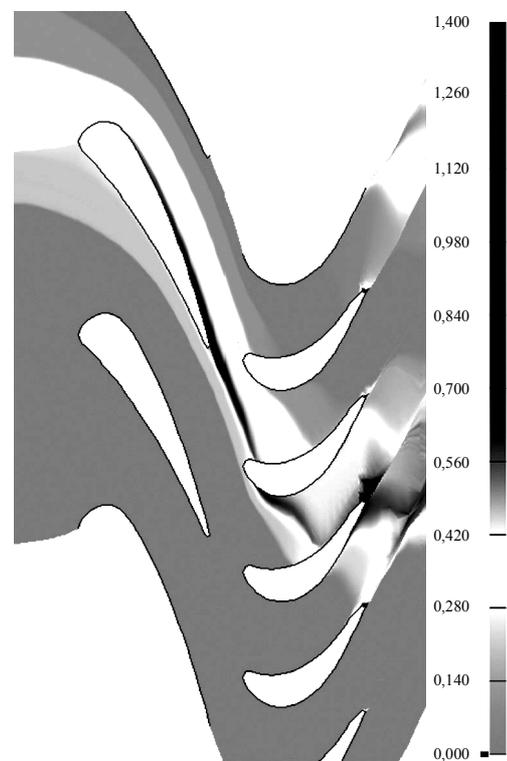
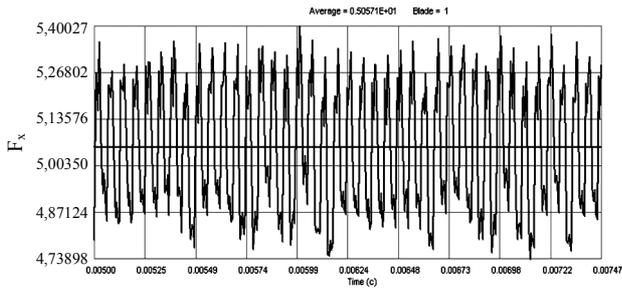
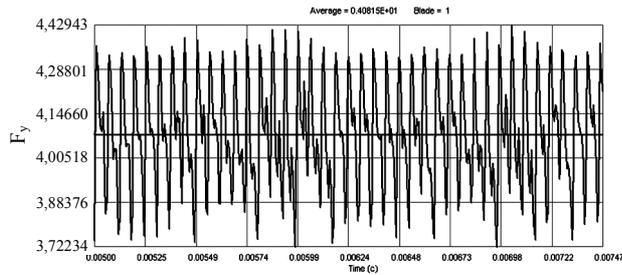


Рис. 6. Фрагмент мгновенного поля энтропии среды в ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата

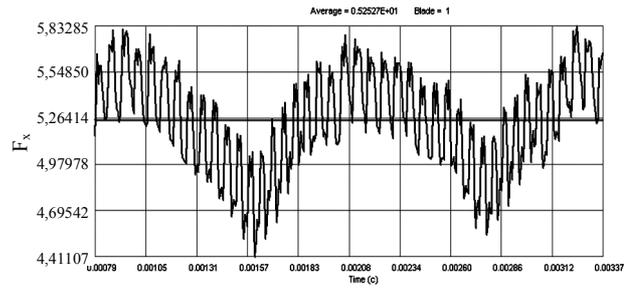


а

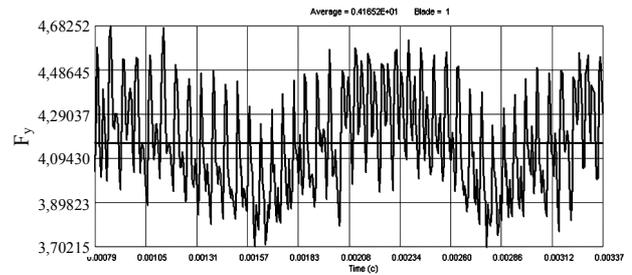


б

Рис. 7. Эпюры возбуждающих сил, приложенных к перу рабочей лопатки ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата: а – осевая составляющая; б – окружная составляющая

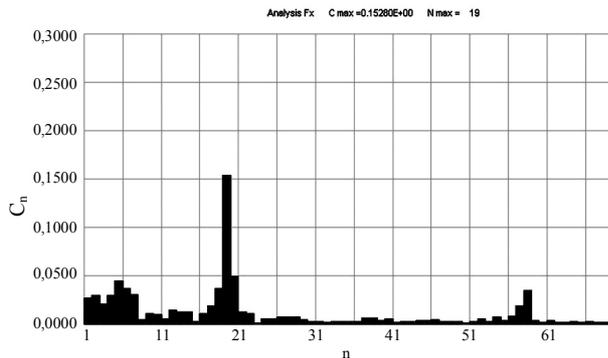


а

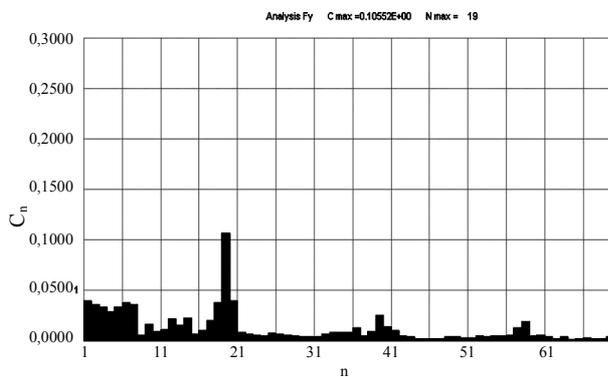


б

Рис. 8. Эпюры возбуждающих сил, приложенных к перу рабочей лопатки при разношаговости лопаток соплового аппарата (распределение 1): а – осевая составляющая; б – окружная составляющая

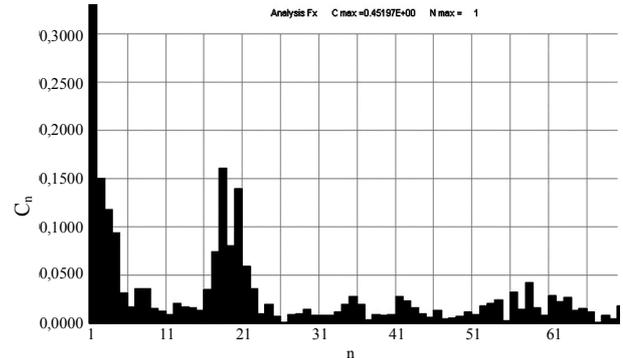


а

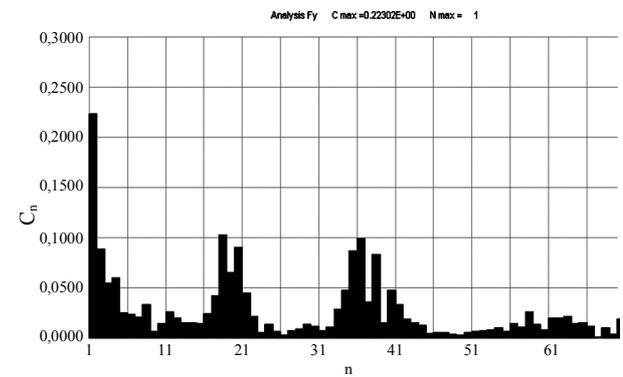


б

Рис. 9. Спектральная характеристика нестационарных сил, действующих на лопатки рабочего колеса ступени турбины при постоянном шаге лопаток соплового аппарата: а – осевая, б – окружная составляющие



а



б

Рис. 10. Спектральная характеристика возбуждающих сил, приложенных к лопаткам рабочего колеса при наличии разношаговости лопаток соплового аппарата (распределение 1): а – осевая, б – окружная составляющие

Очевидно, существует оптимальное распределение шагов решетки СА, при котором распределение мощностей гармоник по околорезонансным частотам будет более гладкое. Варьируя абсолютным значением отклонения шага решетки от номинального и видом функции распределения величины шага по окружности, можно добиться такого оптимума. Так, на рис. 11 представлены результаты нагружения рабочей лопатки, полученные из расчета нестационарного течения в ступени турбины при скорректированной разношаговости СА (распределение 2 на рис. 2).

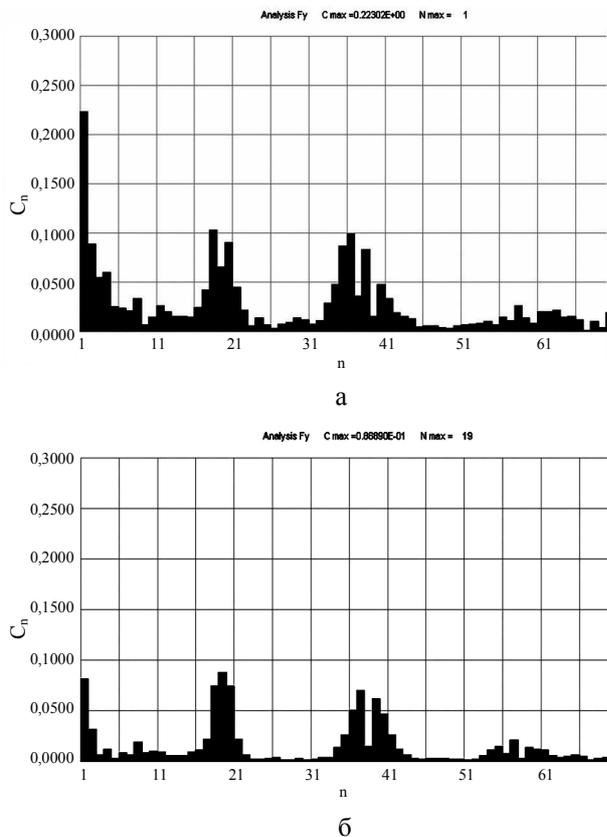


Рис. 11. Спектральная характеристика возбуждающих сил, приложенных к лопаткам РК при скорректированной разношаговости лопаток соплового аппарата (распределение 2 на рис. 2): а – осевая, б – окружная составляющие

Коэффициент полезного действия (1) для ступени с постоянным шагом лопаток соплового аппарата, осредненный по времени, составил  $\eta = 0,963$ ; посчитанный же для ступеней с переменным шагом лопаток соплового аппарата составил  $\eta = 0,960$ . Судя

по результатам, произошло незначительное изменение аэродинамической эффективности ступени.

## Выводы

1. В случаях, когда исчерпаны все способы борьбы с резонансным явлением в рабочих лопатках (изменение собственной частоты, применение демпфера), целесообразно принять некоторые конструктивные меры, снижающие уровень возмущающих сил. Расчетным путем показано, что в случае наличия в спектре собственных частот рабочей лопатки гармоник, совпадающих с частотой возбуждающей силы  $n \cdot Z_1$  от решетки профилей вышестоящего СА, возможны дополнительные мероприятия по ослаблению возбуждающих сил.

2. При применении разношаговых решеток СА возможно ослабление интенсивности возбуждающих сил, имеющих частоту  $n \cdot Z_1$ , практически без потери аэродинамической эффективности ступени турбины.

## Литература

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
2. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Преимущества использования подвижных, лагранжевых сеток при численном моделировании течений сплошных сред // Авиационно-космическая техника и технология: – Х.: Нац. аэрокосмич. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 88 – 92.
3. Мунштуков Д.А. Дивергентные формы уравнений, описывающих движение среды в турбомашинах: учебное пособие. – Х.: ХАИ, 1995. – 73 с.

Поступила в редакцию 4.05.2005

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В.Г. Солодов, Национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.