

УДК 621.44.533.697

Кухтин Ю. П.

канд. техн. наук, ведущий инженер ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com;

Лапотко В. М.

канд. техн. наук, ведущий инженер ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина, e-mail: flow\_gd@mail.ru

## ВЛИЯНИЕ ОСЕВОГО ЗАЗОРА НА УРОВЕНЬ НЕСТАЦИОНАРНЫХ СИЛ, ПРИЛОЖЕННЫХ К РАБОЧИМ ЛОПАТКАМ ТРАНСЗВУКОВОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ

*Для уменьшения вибронпряжений, возникающих в рабочих лопатках турбин при резонансных возбуждениях, вызванных частотой прохождения лопаток соплового аппарата, необходимо контролировать уровень аэродинамических возбуждающих сил. Наличие сверхзвуковых скоростей за сопловым аппаратом турбины приводит к возникновению в межвенцовой области ступени турбины скачков давления, которые взаимодействуя со входными кромками рабочих лопаток и вязкими закруточными следами, существенно изменяют характер аэродинамических сил, действующих на лопатки в дозвуковом потоке. В представленной работе исследовано влияние осевого зазора ступени трансзвуковой турбины на уровень нестационарных аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки (РЛ) с частотой  $z_{CA}f_n$ , где  $f_n$  - частота вращения ротора,  $z_{CA}$  - количество лопаток соплового аппарата (СА). Объектом для исследований служила ступень турбины высокого давления, содержащая 28 сопловых и 84 рабочих лопатки. Для данной геометрии была проведена серия расчетов при одних и тех же граничных условиях для различных величин осевого зазора  $\Delta z$ . Представленные результаты получены на основе численного моделирования вязкого нестационарного течения газа в ступени трансзвуковой турбины с помощью домашнего кода SUnFlow. Получена нелинейная зависимость динамических нагрузок на рабочие лопатки от величины зазора, обусловленная сложной картиной взаимодействия закруточных следов и ударных волн в зазоре между венцами. Проведен анализ полученных результатов и сравнение с результатами исследований других авторов. Показано, что уровень амплитуды возмущающей силы зависит не только от скорости потока в сопле, но и от сложившейся конфигурации скачков, спутных следов и потенциального возмущения в осевом зазоре ступени. Показана зависимость возмущающей силы, действующей на лопатку, от окружного распределения полной энергии в рабочем колесе турбины. Выяснено, что является причиной перераспределения полной энтальпии в рабочем колесе. Для подтверждения полученных результатов необходимо проведение дальнейших численных и экспериментальных исследований.*

**Ключевые слова:** осевой зазор, возбуждающая сила, ударная волна, нестационарное течение.

### Введение

Современные турбины характеризуются высоконагруженными ступенями с высокими удельными параметрами, малыми размерами и весом. При создании таких турбин существенно обостряется проблема обеспечения их надежности и долговечности.

Для уменьшения вибронпряжений, возникающих в рабочих лопатках турбин при резонансных возбуждениях, вызванных частотой прохождения лопаток соплового аппарата, необходимо контролировать уровень аэродинамических возбуждающих сил [1].

Как известно, основными факторами нестационарного взаимодействия между соседними венцами являются окружная потенциальная и

следовая неравномерности, а также ударные волны, возникающие при трансзвуковом обтекании.

При наличии сверхзвуковых скоростей в межвенцовой области появляется система скачков давления, которые, взаимодействуя с входными кромками рабочих лопаток и вязкими закруточными следами, существенно изменяют характер аэродинамических сил, действующих на лопатки в дозвуковом потоке.

Вследствие нелинейного изменения всех трех названных факторов, увеличение или уменьшение осевого зазора приводит к нелинейному изменению силового взаимодействия решеток.

В работах [3, 4] экспериментально показано, что уменьшение осевого зазора не всегда вы-

зывает увеличение возмущающих сил. При изменении осевого зазора изменяются не только значения скоростей, но и сдвиг фаз между возмущениями, передаваемыми потенциальным потоком вверх и вниз по течению. При этом возмущения, обусловленные закруточными следами, передаются только вниз по потоку.

В исследованиях этих авторов сделан вывод, что при дозвуковых скоростях истечения потока из сопел величина возмущающей силы пропорциональна гармонике неоднородности поля скоростей  $V_0/C_1$ , где  $V_0$  – амплитуда скорости в следе,  $C_1$  – скорость на выходе из СА.

Аналогичные опытные зависимости были получены Хейманом [5], который измерял динамические напряжения в лопатках, связанных в пакеты. Он показал, что зависимость динамических напряжений от осевого расстояния не является монотонной и существенно зависит также от отношения окружной скорости к скорости выхода газа из сопел.

В работе [6] на основании численных исследований ступени трансзвуковой турбины показано, что амплитуда нестационарной подъемной силы на перо лопатки с увеличением осевого расстояния в некоторый момент может увеличиваться.

В представленной ниже публикации приведены результаты численных исследований влияния осевого зазора на уровень сил, возбуждающих вибронпряжения в рабочих лопатках.

Объектом для исследований послужила ступень турбины высокого давления, содержащая 28 сопловых и 84 рабочих лопатки (рис. 1). Для данной геометрии была проведена серия расчетов при одних и тех же граничных условиях для различных величин осевого зазора  $\Delta z$ .

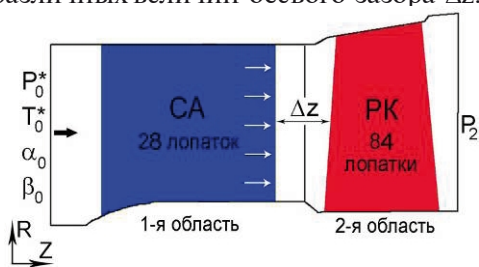


Рис. 1. Геометрия расчётной области

### 1. Численный метод и граничные условия

Для моделирования нестационарного течения газа в исследуемой области использовалась программа SUnFlow, в которой реализовано численное решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (URANS), записанных в приближении тонкого слоя для цилиндрической системы координат [2]. При расчёте вязких турбулентных течений основ-

ные уравнения замыкались стандартной  $k-\epsilon$  моделью турбулентности Лаундера-Сполдинга. Граничные условия на твердой стенке для нахождения сдвиговых напряжений, кинетической энергии турбулентности (ТКЕ) и скорости диссипации ТКЕ определялись с помощью пристеночной функции.

Система уравнений решалась с применением численной схемы С.К. Годунова, имеющей 2-й порядок точности по пространству. Вязкие компоненты аппроксимировались центральными разностями.

Нестационарное течение вязкого газа моделировалось в расчетной области, включающей один межлопаточный канал в СА и 3 канала в рабочем колесе.

На входной границе задавалось полное давление  $P_0^*$ , полная температура  $T_0^*$  и углы входа потока. На выходной – статическое давление  $P_2$  и условие радиального равновесия (рис. 1). На поверхности скольжения между венцами выполнялось условие консервативности для конвективных и диффузионных потоков.

Расчётная сетка типа H содержала для первого венца 90000 ячеек и для второго – 113000 ячеек (рисунок. 2).

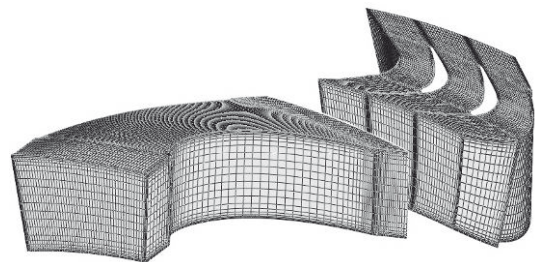


Рис. 2. Численная сетка

### 2. Результаты исследований

Для оценки уровня силового взаимодействия между венцами анализировалась сила  $F_\psi$ , действующей на рабочую или сопловую лопатку вдоль оси  $\psi$ , перпендикулярной к оси минимальной жесткости  $\xi$  (рисунок 3).

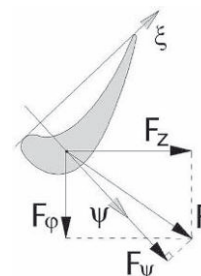


Рис. 3. К определению силы  $F_\psi$

После достижения нестационарного установления течения расчет поля течения продолжался еще в течение двух оборотов ротора. Пульсации сил  $F_\psi$ ,  $F_z$ , полученные на установлении те-

чения, подвергались гармоническому анализу. Ниже представлены диаграммы амплитуд возбуждающих сил, приложенных к РЛ (рисунки 4 и 5), в зависимости от осевого расстояния. Значения сил обезразмерены отношением к силе, действующей на лопатку в варианте ступени с номинальным зазором  $\Delta z/t = 0.207$ .

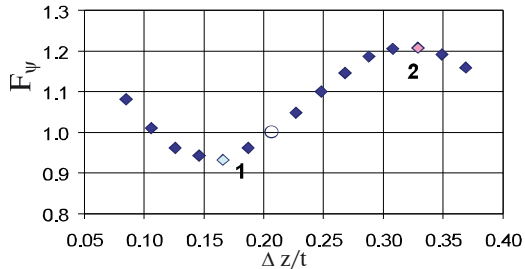


Рис. 4. Изменения амплитуды динамической силы  $F_\psi$  на РЛ в зависимости от осевого зазора

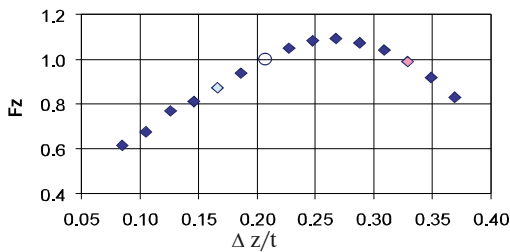


Рис. 5. Изменение амплитуды динамической силы  $F_Z$ , в зависимости от осевого зазора

Как видно из рисунка 4, амплитуда, возбуждающей рабочую лопатку, силы  $F_\psi$  достигает минимального значения при безразмерном осевом зазоре  $\Delta z/t = 0,166$ , и максимального значения - при  $\Delta z/t = 0,329$ . Зависимость от величины зазора осевой составляющей возбуждающей силы  $F_Z$ , представленная на рисунке 5, имеет другой характер. Здесь максимум амплитуды достигается при величине зазора  $\Delta z/t = 0,268$  и постоянно падает с уменьшением аргумента до его минимального исследованного значения  $\Delta z/t = 0,085$ . Очевидно, такой немонотонный характер полученных зависимостей обусловлен сложной картиной взаимодействия закрочных следов и ударных волн в зазоре между венцами.

Ниже представлены результаты Фурье-анализа пульсаций напряжения  $F_\psi/S$ , действующих по нормали к поверхности, проходящей через оси минимальной жесткости  $\xi(r)$  сечений лопатки. На рисунке 6 показаны амплитуды нестационарных напряжений по 28-ой гармонике для варианта расчета с зазором  $\Delta z/t = 0,166$  - слева и зазором  $\Delta z/t = 0,329$  - справа.

Так как распределения представлены в одном масштабе, то из рисунка хорошо видно, что правая лопатка, характеризующая расчет с

большим зазором, более нагружена в области выходной кромки и в привтулочной области.

Нестационарная сила  $F_\psi$ , действующая на лопатку СА, обусловлена влиянием потенциального поля, возмущаемого входными кромками рабочих лопаток. Как известно из опыта, это влияние с увеличением межвенцового зазора уменьшается по экспоненциальному закону, что мы и наблюдаем в представленной на рисунке 7 диаграмме.

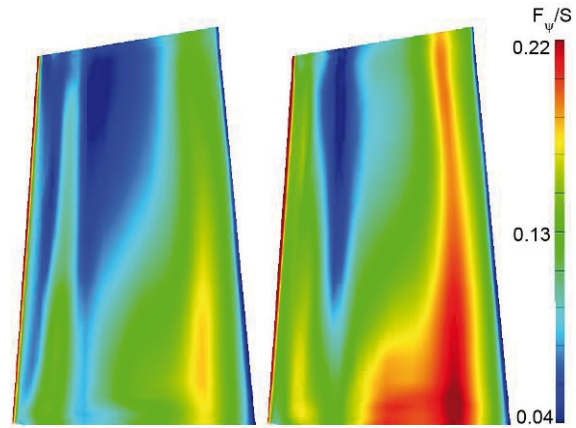


Рис. 6. Распределение амплитуды напряжений по 28-ой гармонике в вариантах с зазором  $\Delta z/t = 0,166$  - слева и зазором  $\Delta z/t = 0,329$  - справа

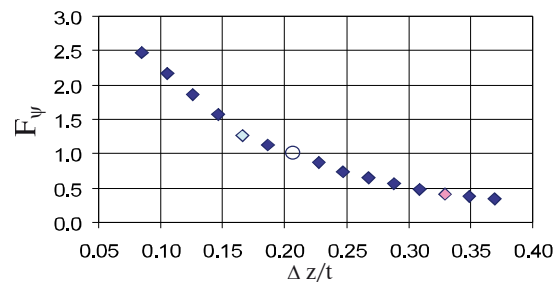


Рис. 7. Изменение амплитуды динамической силы  $F_\psi$ , действующей на лопатку СА в зависимости от осевого зазора

### 2.1. Анализ факторов, влияющих на уровень аэродинамических сил

Для более детального представления причин немонотонной зависимости силы  $F_\psi$ , действующей на рабочую лопатку, от осевого зазора (рисунок 4), рассмотрим в сравнении два экстремальных варианта расчетов:

- вариант 1 - при безразмерном осевом зазоре  $\Delta z/t = 0,166$ , пятая точка на графике;
- вариант 2 - при безразмерном осевом зазоре  $\Delta z/t = 0,329$ , тринадцатая точка на графике.

Эти два варианта будем сравнивать между собой в моменты времени, когда сила  $F_\psi$  на лопатках достигает своего максимального значения (рисунок 8).



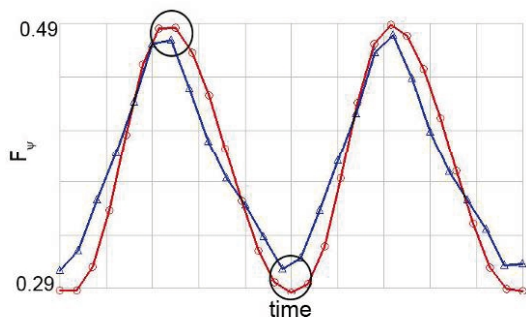


Рис. 8. Пульсации силы  $F_{\psi}$  на РЛ за два периода для вариантов расчетов 1 и 2

Для начала рассмотрим, представленные на рисунке 9, пульсации статического давления на спинке и корыте рабочей лопатки за период прохождения ею шага СА. Как видно из рисунка, амплитуда изменения давления на корыте в варианте 2 больше, чем в варианте 1, а на спинке — меньше, что и определяет большую амплитуду силы  $F_{\psi}$  в варианте 2 в сравнение с вариантом 1. Это же можно увидеть

при визуализации поля давления, например в момент, когда оно создает максимальную силу (рисунок 10). Заметно, что в варианте 2 на корыте рассматриваемой (серой) лопатки давление больше, чем на корыте аналогичной лопатки в варианте 1.

Вследствие того, что в варианте 2 диффузорный участок сопла имеет большую длину, сверхзвуковой поток разгоняется до большей скорости. В варианте 1 максимальная безразмерная скорость в ядре достигает значения  $\lambda_{1\max} = 1.187$ , а в варианте 2 -  $\lambda_{1\max} = 1.244$  (рисунок 11). Дальнейшее торможение на скачке уплотнения приводит к большему росту местного давления в варианте 2, чем в варианте 1 и соответственно к большему росту давления на корыте, расположенного ниже лопатки. При этом положение закомочного следа относительно входных кромок исследуемых (серых) лопаток в каждом варианте свое.

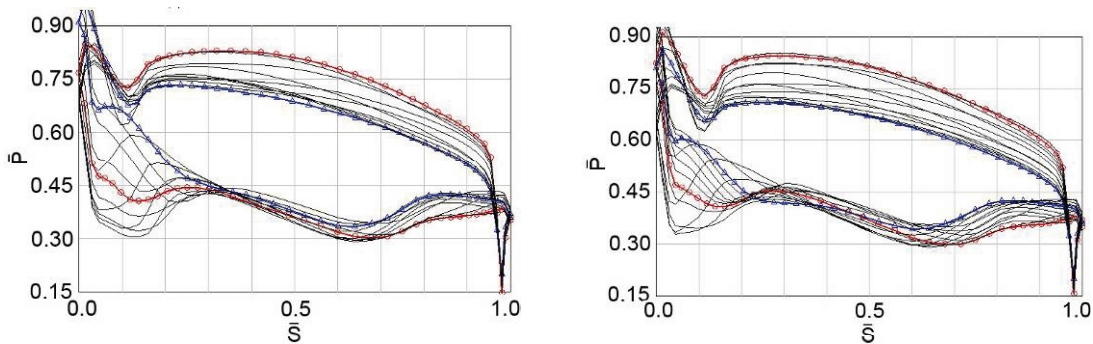


Рис. 9. Распределение безразмерного давления по контуру пера РЛ на среднем диаметре за период прохождения шага СА для вариантов турбины 1 (слева) и 2 (справа)

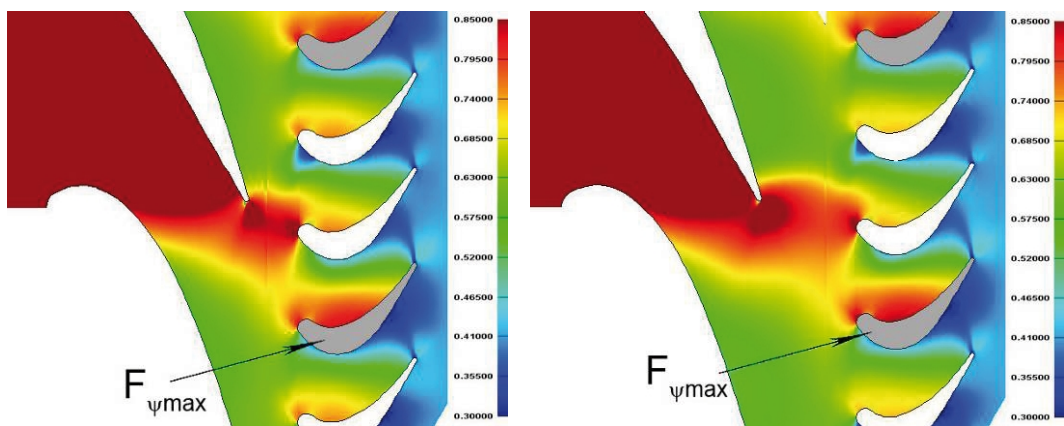


Рис. 10. Поле давления на среднем диаметре в момент действия максимальной возмущающей силы на серую лопатку для вариантов турбины 1 (слева) и 2 (справа)

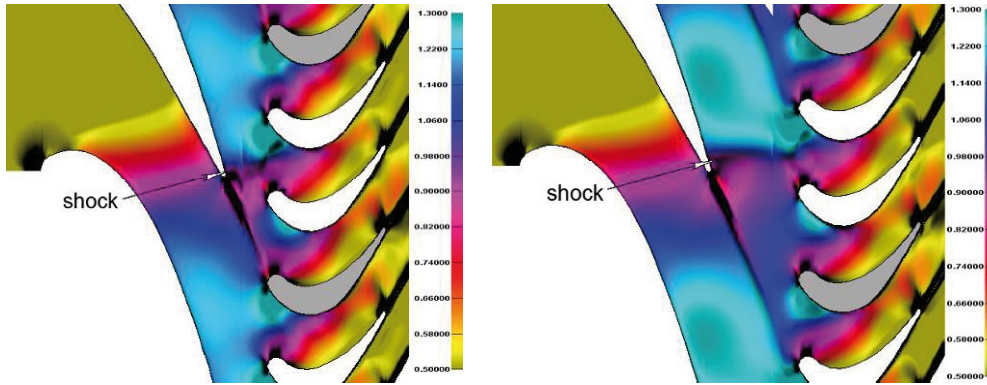


Рис. 11. Абсолютное число  $M$ , совмещенное с теневой визуализацией на среднем диаметре в момент действия максимальной возмущающей силы на серую лопатку для вариантов турбины 1 (слева) и 2 (справа)

Как изменяется уровень безразмерной силы в зависимости от  $\lambda_{1max}$  показано на рисунке 12. Форма зависимости явно немонотонная и очень похожа на зависимость  $F_{\psi}$  от зазора на рисунке 4. Что говорит о том, что уровень амплитуды возмущающей силы зависит не только от скорости потока в сопле, как указано авторами работы [5], но и от сложившейся конфигурации скачков, спутных следов и потенциального возмущения в осевом зазоре ступени.

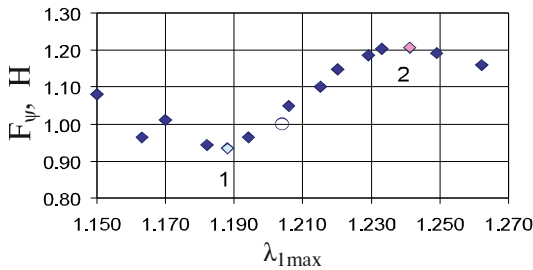


Рис. 12. Амплитуда динамической силы  $F_{\psi}$  на РЛ в зависимости от безразмерной скорости  $\lambda_{1max}$

Две левых точки, нарушающие гладкость зависимости, соответствуют вариантам расчетов с минимальными зазорами 0.85 и 0.106 и характеризуют влияние на РЛ потенциального поля давления со стороны лопаток СА.

## 2.2. Распределения энергии и силовые нагрузки в рабочем колесе

При визуализации результатов проведенных расчетов была замечена связь экстремальных значений возмущающей силы на РЛ с распределением полной энергии во вращающемся венце. Исходя из того, что на входе в исследуемую ступень удельная полная энергия имеет постоянное значение, покажем, что является причиной перераспределения полной энтальпии в рабочем колесе. Запишем уравнение энергии для двумерного потока в относительном движении на поверхности вращения в координатах  $(z, \varphi)$  для единицы массы газа:

$$i_w^* = C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{W_z^2 + W_{\varphi}^2}{2} = C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{W_z^2 + C_{\varphi}^2}{2} + \frac{U^2}{2} - UC_{\varphi} = i^* + \frac{U^2}{2} - UC_{\varphi} = i^* + \frac{U^2}{2} - UC \sin \alpha, \quad (1)$$

где  $i_w^*$ ,  $i^*$  - полная энтальпия в относительном и абсолютном движении;

$C_v$  - удельная теплоемкость;

$T$ ,  $P$ ,  $\rho$  - температура, давление и плотность;

$W_z$ ,  $W_{\varphi}$  - составляющие относительной скорости по координатам  $z$  и  $\varphi$ ;

$C_{\varphi}$  - составляющая абсолютной скорости по координате  $\varphi$ ;

$U$  - окружная скорость;

$\alpha$  - абсолютный угол потока.

Так как, абсолютная полная энтальпия  $i^*$  в неподвижном венце и окружная скорость  $U$  на рассматриваемом радиусе в зазоре между венцами величины постоянные, то из формулы (1) следует, что окружное распределение полной энтальпии на входе во вращающийся венец определяется окружной скоростью  $C_{\varphi}$ . Если предположить постоянство угла потока  $\alpha_1$  вдоль шага решетки, то окружное распределение  $i_w^*$  обусловлено распределением скорости  $C$  за сопловым аппаратом.

На рисунке 13 представлены совмещенные поля скорости  $C$  в неподвижном венце и полной энтальпии  $i_w^*$  во вращающемся венце на среднем диаметре в момент действия на серую лопатку максимальной возмущающей силы. Как видно из рисунка на стороне поверхности давления исследуемая лопатка обтекается газом с более высоким значением удельной энтальпии, чем на стороне разряжения в обоих вариантах. В этот момент на лопатку действует сила с максимальным значением за период. В

соответствии с рисунком область пониженной полной энтальпии  $i_w^*$  создана зональным увеличением абсолютного значения скорости  $C_\phi$  в неподвижном венце, что согласуется с формулой (1). Так как поля параметров для двух вариантов представлены в одинаковых масштабах, то по концентрации цветов можно видеть, что в варианте 2 наблюдаемая (серая) лопатка

подвержена действию большего перепада полной энергии, чем лопатка варианта 1.

Аналогичные поля, в момент действия на серую лопатку минимальной возмущающей силы, представлены на рисунке 14. Здесь, наоборот, на стороне поверхности давления исследуемая лопатка обтекается газом с низким значением удельной энергии, а на стороне разряжения — с высоким.

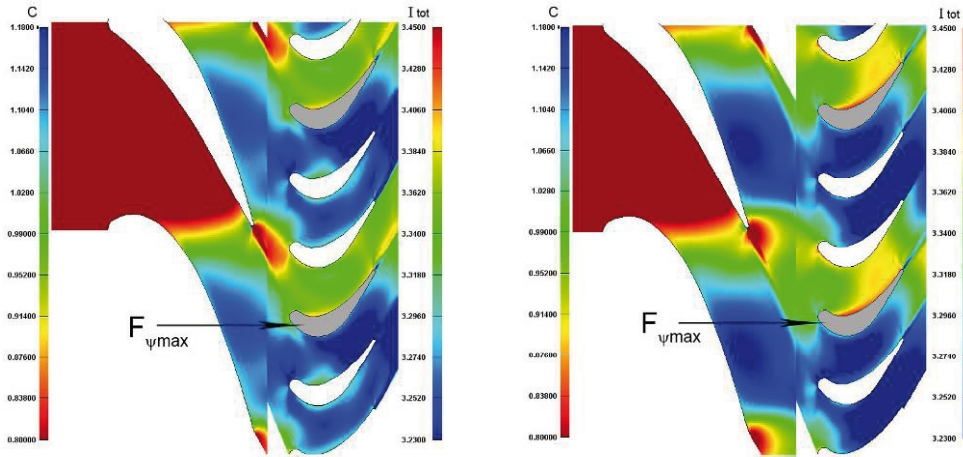


Рис. 13. Совмещенные поля скорости  $C$  в неподвижном венце и полной энтальпии  $i_w^*$  во вращающемся венце на среднем диаметре в момент действия  $F_{\psi \max}$  на серую лопатку для вариантов 1 (слева) и 2 (справа)

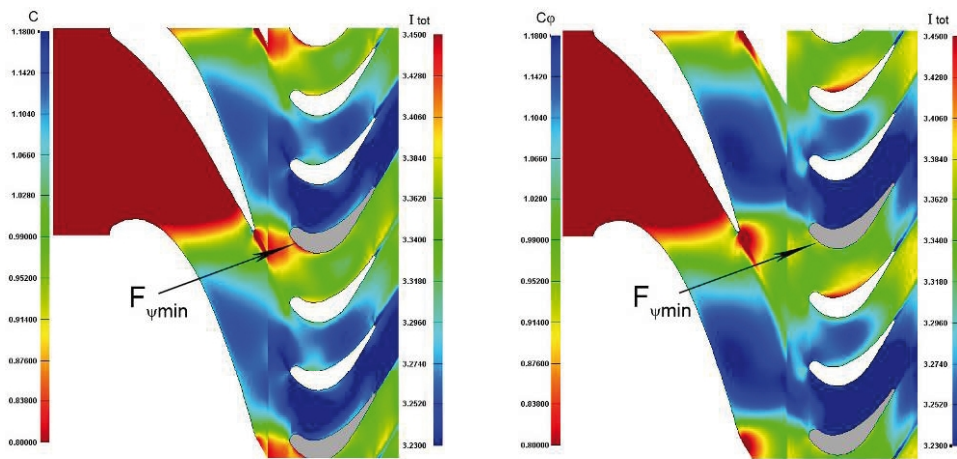


Рис. 14. Совмещенные поля скорости  $C$  в неподвижном венце и полной энтальпии  $i_w^*$  во вращающемся венце на среднем диаметре в момент действия  $F_{\psi \min}$  на серую лопатку для вариантов 1 (слева) и 2 (справа)

Распределения энтальпии  $i_w^*$  по контуру лопатки на среднем диаметре в момент действия на РЛ максимальной динамической силы для рассматриваемых вариантов совмещены на рисунке 15. Значение полной энтальпии в варианте 2 практически по всей длине корыта лопатки существенно превышает значение энтальпии в варианте 1.

равные промежутки времени за период, равный времени прохождения шага СА.

На рисунке 16 показано, как во времени меняется распределение  $i_w^*$  по контуру пера наблюдаемой лопатки для варианта 1 и на рисунке 17 — для варианта 2. Распределения сняты на среднем диаметре пера лопатки через

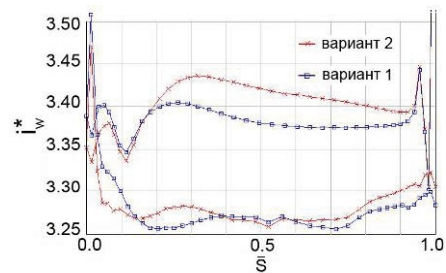


Рис. 15.  $i_w^*$  по контуру лопатки на среднем диаметре для вариантов 1 и 2 в момент действия  $F_{\psi \max}$



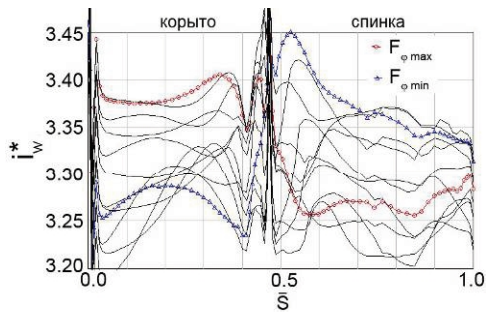


Рис. 16. Пульсации полной энтальпии по контуру пера лопатки на среднем диаметре для варианта 1

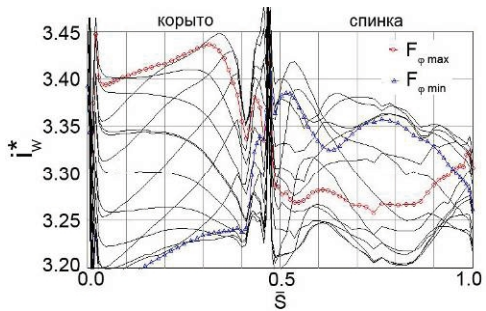


Рис. 17. Пульсации полной энтальпии по контуру пера лопатки на среднем диаметре для варианта 2

Как видно из представленных диаграмм, перепад энергии между корытом и спинкой в момент действия на лопатку максимальной силы  $F_{\psi \max}$  в варианте 2 больше, чем в варианте 1. Наоборот, в момент действия на лопатку минимальной силы  $F_{\psi \min}$  перепад энергии между корытом и спинкой в варианте 2 меньше, чем в варианте 1. Что согласуется с выводами, полученными из спектрального анализа возмущающих сил.

**Выводы**

По результатам численных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Трансзвуковой характер течения в межвенцовой области ступени турбины существенно изменяют характер аэродинамических сил, действующих на лопатки при дозвуковом

режиме. Уменьшение осевого зазора в такой ступени может приводить к уменьшению возмущающей силы на РЛ.

2. Нестационарная аэродинамическая сила, действующая на рабочую лопатку, напрямую связана с окружным распределением полной энергии в рабочем колесе турбины. Для подтверждения полученных результатов необходимо проведение дальнейших численных и экспериментальных исследований.

**Литература**

1. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин [Текст] - Г.С. Самойлович - М.: Машиностроение, 1975, - 288 с.
2. Кухтин Ю.П. Верификация метода численного моделирования отрывных течений газа [Текст] / Ю. П. Кухтин, В. М. Лапотко, Г. И. Слынько // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2013. – Вып. 8(105). – С. 35–39. – ISSN 1727-7337.
3. Самойлович Г.С., Юрков Э.В. Возбуждение колебаний лопаток турбин окружной неравномерностью за ступенью. - «Теплоэнергетика», 1970, № 10, с. 81-83.
4. Самойлович Г.С., Рубен Ф., Юрков З. В. Исследование возбуждающих и демпфирующих сил в ступенях турбомашин. - Труды МЭИ, сек. паровых и газовых турбин, 1969, с. 124 - 131.
5. Хейман Ф. Дж. Вибрации турбинных лопаток, возникающие под влиянием закрочных следов лопаток соплового аппарата. «Энергетические машины и установки», 1969, №4, с. 1-20 (пер. с англ.).F.J. Kelesy, J.W. Griffin, and R.A. Delaney.
6. The Effect of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Performance - AGARD-CP-571, «Loss Mechanisms and Unsteady Flows in Turbomachines», 85th Symposium held in Derby, United Kingdom, 8-12 May 1995, с. 89-102.

Поступила в редакцию 19.07.2019

**Ю.П. Кухтін, В.М. Лапотко. Вплив осевого зазору на рівень нестационарних сил, прикладених до робочих лопаток трансзвукової ступені турбіни**

*Для зменшення вібрації, що виникає в робочих лопатках турбін при резонансних збудженнях, викликаних частотою проходження лопаток соплового апарату, необхідно контролювати рівень аеродинамічних збуджуючих сил. Наявність надзвукових швидкостей за сопловим апаратом турбіни приводить до виникнення в межвенцовій області ступені турбіни стрибків тиску, які взаємодіючи з вхідними кромками робочих лопаток і в'язкими закрочними слідами, істотно змінюють характер аеродинамічних сил, що діють на лопатки в дозвуковому потоці. У представленій роботі досліджений вплив осевого зазору ступені трансзвукової турбіни на рівень нестационарних аеродинамічних сил, що діють на робочі лопатки (РЛ) з частотою  $z_{CA} f_n$ , де  $f_n$  - частота обертання ротора,  $z_{CA}$  - кількість лопаток соплового апарату (СА). Об'єктом для досліджень служив ступень турбіни високого тиску, що містить 28 соплових і 84 робочих лопаток (рис. 1). Для даної*

геометрії була проведена серія розрахунків за одних і тих же граничних умов для різних величин осевого зазору  $\Delta z$ . Представлені результати отримані на основі чисельного моделювання в'язкої нестационарної течії газу в ступені трансзвукової турбіни за допомогою домашнього коду *SunFlow*. Отримана нелінійна залежність динамічних навантажень на робочі лопатки від величини зазору, обумовлена складною картиною взаємодії закрючених слідів і ударних хвиль в зазорі між вінцями. Проведено аналіз отриманих результатів і порівняння з результатами досліджень інших авторів. Показано, що рівень амплітуди обурюючої сили залежить не лише від швидкості потоку в соплі, але і від конфігурації стрибків, що склалася, спутних слідів і потенційного обурення в осьовому зазорі ступені. Показана залежність обурюючої сили, що діє на лопатку, від окружного розподілу повної енергії в робочому колесі турбіни. З'ясовано, що є причиною перерозподілу повної ентальпії в робочому колесі. Для підтвердження отриманих результатів необхідне проведення подальших чисельних і експериментальних досліджень.

**Ключові слова:** осевий зазор, збуджуюча сила, ударна хвиля, нестационарна течія.

**Yu.P. Kukhtin, V.M. Lapotko. Influence of axial spacing on vane-blade interaction in transonic turbine stage**

*For diminishing of vibrotensions, arising up in the turbine blades at resonance excitations, caused frequency of passing of nozzle vanes, it is necessary to control the aerodynamic forces level.*

*The principal sources of the unsteadiness associated with turbine vane-blade interaction can be grouped into three broad categories: subsonic potential interactions, shock wave interactions, and wake interactions. Subsonic potential interactions arise due to the relative motion of the stator and rotor blades within the turbine stage, and are manifested primarily as unsteady pressure waves which travel both upstream and downstream relative to a given blade row. If the flow becomes supersonic at the blade trailing edge, then the resulting shock system will interact with the leading edge of the downstream blade, giving rise to large amplitude pressure fluctuations. Wake interactions result from the convection of viscous wakes from an upstream blade into a downstream blade row. The wake structure itself may also involve vortex shedding and thus lead to high frequency unsteadiness. All of these interactions are strongly affected by the axial spacing between blade rows. In the presented work is influence of axial spacing of the transonic turbine stage on the unsteady aerodynamic forces investigational. These forces operate on the blades with  $z_{SA}f_n$  frequency, where  $f_n$  – frequency of rotor rotations,  $z_{SA}$  is an number of nozzle vanes. The object for researches had been chose a high pressure turbine stage, containing 28 vanes and 84 blades. For this geometry a series of calculations has been made at the same boundary conditions for various axial spacing  $\Delta z$ . The presented results are obtained on the basis of numerical modeling of a viscous unsteady flow in a transonic turbine stage with use of house code *SUnFlow*. Nonlinear relation of dynamic loads on blades from axial spacing, called by a difficult picture of interacting viscous wakes and shock waves in an axial spacing is obtained. The analysis of the obtained results and comparison with results of researches of other authors is carried out. It is shown, that level of amplitude of a excitation force depends not only on speed of a stream in a nozzle, but also from an available configuration of shocks, a wake and potential perturbation in axial spacing.*

**Key words:** axial spacing, excitation force, shock wave, unsteady flow.

**References**

1. Samojlovich G.S., Vozbuzhdenie kolebanij lopatok turbomashin [Excitation of turbomachines blades oscillations ]. Moscow, “Mechanical engineering” Publ., 1975. 288 p.  
 2. Kukhtin Ju.P, Lapotko V.M., Slyn’ko G.I., Verifikacija metoda chislenogo modelirovanija otrivnyh techenij gaza [Verification of the numerical method for detached flows solution]. Aerospace

technic and techology. Kharkov, 2013. vol. 8, No. 105, pp. 35-39.

3. Samojlovich G.S., Jurkov Je.V., Vozbuzhdenie kolebanij lopatok turbin okružhnoj neravnomernost’ju za stupen’ju [Excitation of turbines blades oscillations by the circumferential nonuniformity behind a stage]. Moscow, “Heat-and-power engineering”, 1970. No 10, pp. 81-83.



4. Samojlovich G. S., Ruben F., Jurkov Z. V. Issledovanie vzbuzhdajushhih i dempfirmirujushhih sil v stupenjah turbomashin [Research of exciting and damping forces in turbomachines stages]. Moscow, "Scientific study of High-Power Engineering Institute", 1969. pp. 124 - 131.

5. Hejman F. J., Vibracii turbinnyh lopatok, vznikajushhie pod vlijaniem zakromochnyh sle-

dov lopatok soplovogo apparata [Turbine Blade Vibration Due to Nozzle Wakes]. Moscow, "Power machines and plant", 1969. No 4, pp. 1 - 20.

6. The Effect of Vane-Blade Spacing on Transonic Turbine Stage Performance - AGARD-CP-571, «Loss Mechanisms and Unsteady Flows in Turbomachines», 85th Symposium held in Derby, United Kingdom, 8-12 May 1995. pp. 89 – 102.