

НЕСТАЦИОНАРНОЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ОСЕВЫХ ТУРБИНАХ И ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Г.С. Коленько, Н.А. Забелин, к.т.н., доцент
Г.А. Фокин д.т.н., зав. кафедрой

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Периодическая нестационарность потока в современных газотурбинных установках вызывает переменность аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки, снижает их вибрационную надежность, и приводит к дополнительным потерям кинетической энергии потока. Цель работы — на основе численного исследования аэродинамических характеристик турбинных ступеней выработать рекомендуемые диапазоны безразмерных геометрических параметров — с точки зрения снижения возбуждающих вибрации лопаток нестационарных нагрузок и минимизации потерь кинетической энергии (т. е. максимизации уровня внутреннего КПД турбины). В данной работе исследовалось влияние межвенцового зазора и отношения шагов лопаток в турбинной ступени ЛПИ-1.

Введение

Нестационарность потока в осевых турбинных ступенях всегда присутствует, поскольку при обтекании рабочим телом лопаточных венцов турбинных ступеней, ввиду наличия у лопаток толщины и протяженности, в потоке возникают неравномерности физических параметров [2] — скорости, давления, углов потока и т. д. При относительном движении смежных лопаточных решеток (направляющей и рабочей, неподвижной и вращающейся) происходит их периодическое аэродинамическое взаимодействие [12] (периодическая суперпозиция неравномерных полей, создаваемых в потоке данными решетками), меняется распределение давлений на выпуклой и вогнутой стороне лопаток, что вызывает переменность аэродинамических сил, действующих на рабочие лопатки.

Кроме того, за выходными кромками лопаток образуются нестационарные вихревые следы, в которых происходит генерация и диссипация турбулентной кинетической энергии, и потеря

«полезной» кинетической энергии, которую можно преобразовать в механическую работу на валу турбины, т. е. происходит снижение КПД.

Можем сформулировать две инженерные задачи, решению которых способствует и данная работа:

1) обеспечение вибрационной надежности рабочих лопаток, колебания которых под действием переменных аэродинамических сил (ПАС) могут сопровождаться усталостными поломками;

2) обеспечение высокого КПД турбин и турбинных ступеней в условиях нестационарности потока и генерации дополнительных потерь кинетической энергии (КЭ).

Рассматривая первую задачу, можем сказать, что повышение вибрационной надежности рабочих лопаток достигается за счет уменьшения уровня их вибраций на рабочих режимах. Существуют различные способы уменьшения уровня вибраций рабочих лопаток, такие как отстройка лопаток, пакетов или венцов от резонанса, пакетирование, использование демпферных связей и уменьшение уровня возмущающих сил [8]. Именно этот последний способ подробно рассматривается в исследовании.

Структура потока в типичной осевой ступени (в данном примере, модельная ступень ЛПИ-1) показана на рис. 1 [4]. На рабочую лопатку воздействуют как потенциальные возмущения, так и вихревые следы за направляющими лопатками. Такое воздействие является периодическим с периодом, соответствующим шагу НЛ. Видим, что вихревые следы перерезаются входными кромками рабочих лопаток на отдельные фрагменты, именуемые в научной литературе подковообразными вихрями. Эти вихревые структуры перемещаются по межлопаточному каналу, и соединяются с вихревыми следами за рабочими лопатками. При этом объединенные вихревые структуры имеют пространственный период, соответствующий шагу направляющих

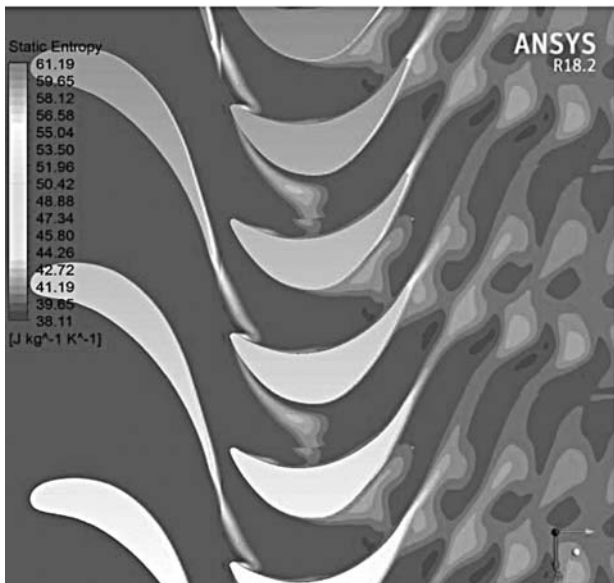


Рис. 1. Мгновенные поля энтропии, построенные для поверхности $x/l = 0,5$ ступени ЛПИ-1

лопаток, и не перемещаются в окружном направлении.

На этапе проектирования можно уменьшить переменные аэродинамические силы на РЛ путем изменения относительных размеров лопаточных венцов, таких как межвенцовый осевой зазор Δz_1 , отношение шагов направляющих лопаток и рабочих лопаток t_2/t_1 , окружной сдвиг НЛ следующей ступени по отношению к НЛ текущей ступени (clocking effect). Влияние перечисленных относительных величин на переменные аэродинамические силы на рабочих лопатках и стало предметом исследования. Кроме того, исследовалась такая характеристика ступеней с относительно длинными лопатками, как распределение и расфазировка переменных сил по высоте рабочей лопатки, что оказывает влияние на их вибрационную надежность.

Цель исследования заключалась в том, чтобы определить рекомендуемые диапазоны варьирования указанных относительных геометрических величин. Рекомендуемые — с точки зрения уменьшения переменных аэродинамических сил на РЛ в осевых турбинных ступенях.

Метод численного моделирования

Для расчета трехмерного вязкого нестационарного потока в проточных частях исследуемых турбинных ступеней был использован программный пакет Ansys CFX 18.2. В качестве модели турбулентности была выбрана одна из наиболее популярных на сегодняшний день модель SST Ментера [3], пригодная для расчета турбулентных течений в турбомашинах.

Для построения расчетных сеток лопаточных секторов исследуемых осевых турбинных ступеней

Геометрические характеристики исследуемых турбинных ступеней

Геометрический параметр	Ступень ЛПИ	Ступень V84.3
Радиус среднего сечения r , мм	390	166
Длина направляющей лопатки l_1 , мм	60	71
Хорда профиля НЛ b_1 , мм	59	30
Шаг НЛ t_1 , мм	47,9	16,9
Относительный шаг НЛ	0,8	0,564
Число НЛ $Z_{НЛ}$	51	59
Длина рабочей лопатки l_2 , мм	59	86
Хорда профиля РЛ b_2 , мм	41	34,4
Шаг РЛ t_2 , мм	25,4	22,2
Относительный шаг РЛ	0,618	0,645
Число РЛ $Z_{РЛ}$	96	47
Отношение d/l_2	13	3,86
Отношение шагов t_2/t_1	0,53	1,255
Межвенцовый осевой зазор Δz_1 , мм	4	12

использовался сеточный генератор Ansys Turbo-grid. Суммарное количество элементов расчетной сетки находилось в диапазоне 4–12 млн. Безразмерное число y^+ для первой пристенной ячейки для всех сеточных моделей находилось в диапазоне 1–2, что удовлетворяет требованиям низкорейнольдсовской модели турбулентности SST. Временной шаг расчета подбирался таким образом, чтобы число Куранта $C = u\Delta t/\Delta x$ (где u — скорость переноса; Δt — временной шаг; Δx — пространственный шаг) находилось в диапазоне 1–4, в соответствии с требованиями метода URANS.

В качестве объектов исследования были выбраны модельная ступень ЛПИ-1 с отношением среднего диаметра к высоте лопаток $d/l = 13$, и модельная ступень V84.3 с отношением $d/l = 4$ [7]. Основные геометрические характеристики исследуемых ступеней приведены в таблице.

Результаты численного моделирования

Зависимость уровня переменных сил на рабочих лопатках от времени для модельной ступени ЛПИ-1 построены на рис. 2. Видим, что относительный размах переменных сил значителен, и составляет до 80 % от осредненной величины.

Размах переменных сил существенно зависит от межвенцового осевого зазора турбинной ступени. Исследование влияния межвенцового осевого зазора было подробно исследовано зарубежными и отечественными авторами. В настоящей работе мы ограничились сопоставлением результатов разных авторов. В качестве примера представлен рис. 3. Хорошее совпадение кривых зависимости размаха ПАС РЛ от относительного осевого зазора у независимых авторов для разных ступеней (кривая 1 — результат исследователя

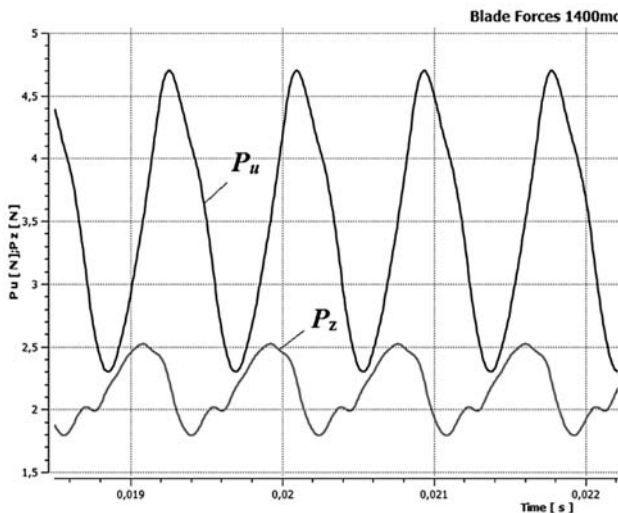


Рис. 2. Переменные аэродинамические силы, действующие на РЛ ступени ЛПИ-1, окружная и осевая составляющие

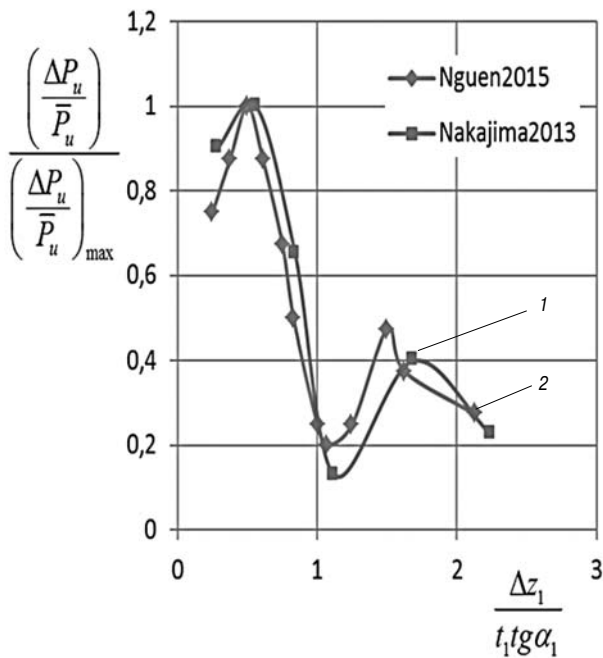


Рис. 3. Зависимость относительных размахов ПАС, действующих на РЛ, от относительного межвенцового зазора: окружная составляющая

из Японии Nakajima (2013 г.) [5]; кривая 2 — результат, полученный аспирантом СПбПУ Нгуеном К.К. (2015 г.) [4] вселяет надежду, что такой характер зависимости — фундаментальное свойство осевых ступеней.

Следующий геометрический фактор, влияние которого исследовалось, это отношение шагов рабочих и направляющих лопаток [5, 6]. Отношение t_2/t_1 варьировалось за счет изменения числа направляющих лопаток модельной ступени

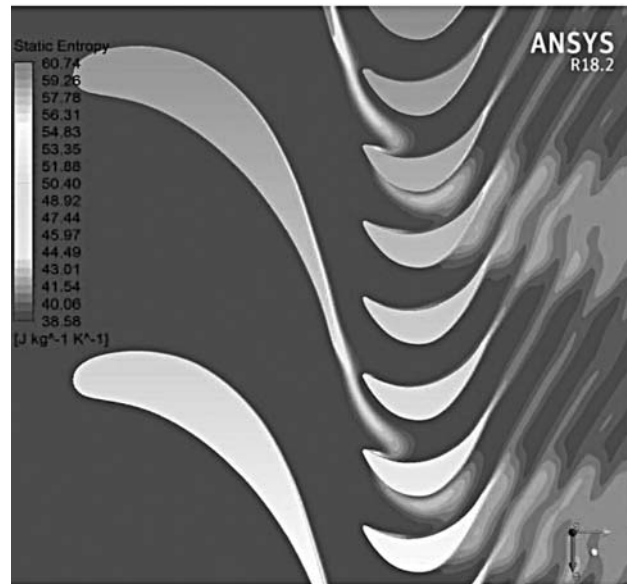


Рис. 4. Мгновенное поле энтропии, построенное для поверхности $x/l_1 = 0,5$ для ступени ЛПИ-1 с отношением $t_2/t_1 = 0,25$

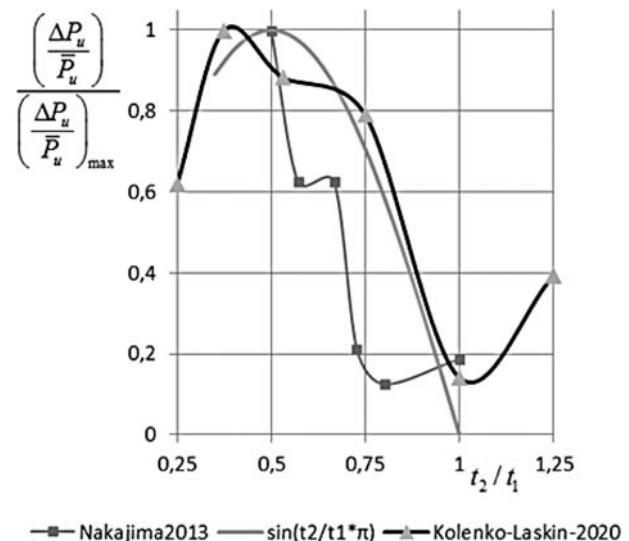


Рис. 5. Зависимость относительных размахов ПАС, действующих на РЛ, от отношения шагов t_2/t_1

ЛПИ-1. Это отношение варьировалось в диапазоне 0,25–1,25. На рис. 4 можно видеть структуру потока в ступени (развертка на среднем диаметре) для варианта $t_2/t_1 = 0,25$. Хорошо видно, что шаг объединенных вихревых структур за рабочими лопатками соответствует шагу НЛ. Характер полученной кривой на рис. 5 достаточно легко объяснить.

Если $t_2/t_1 = 1$, то пульсации давления, создаваемые возмущениями потока от НЛ, будут происходить в смежных каналах рабочего колеса в одной фазе. Переменная составляющая Разности давлений на вогнутой и выпуклой стороне будет

минимальной, наблюдаем минимальный уровень ПАС РЛ. Если $t_2/t_1 = 0,5$, тогда пульсации давления в смежных каналах будут происходить в противофазе, и наблюдаем максимальный уровень ПАС РЛ. Для ступеней с относительно длинными рабочими лопатками ($d/l = 4$) важными с точки зрения вибрационной надежности является распределение и расфазировка переменных аэродинамических сил по высоте РЛ. Исследование выполнено на модельной ступени V84.3 [7].

На рис. 6 построены погонные переменные силы, действующие на разные отрезки рабочей лопатки, в зависимости от времени. Из этого рисунка можно сделать следующий вывод.

Фазовый сдвиг между возмущающими силами на различных участках по высоте лопатки присутствует, он достигает максимального значения между периферийным и корневым сечением: $\Delta\theta = 153^\circ$. Этот сдвиг фаз объясняется нерадиальной установкой выходной кромки НЛ и входной кромки РЛ, поскольку потенциальные возмущения давления, воздействующие на РЛ, при относительном вращении венцов, можно сказать, строго следуют геометрии лопаток. С точки зрения вибрационной надежности, сдвиг фаз играет положительную роль, поскольку лопатка «выбирает» более сложную форму вынужденных колебаний [10], и как правило, с меньшими амплитудами перемещений, чем в случае синфазного воздействия ПАС.

С целью приближения к решению второй инженерной задачи (обеспечение высокого уровня КПД турбины с учетом нестационарности потока), была выполнена серия расчетов стационарного и нестационарного течения в ступени ЛПИ-1 при варьировании числа u/C_0 .

На рис. 7 представлены две кривые: кривая 1 — это результаты расчета стационарного потока. В программе Ansys CFX такой метод расчета называется Stage. Окружная неравномерность

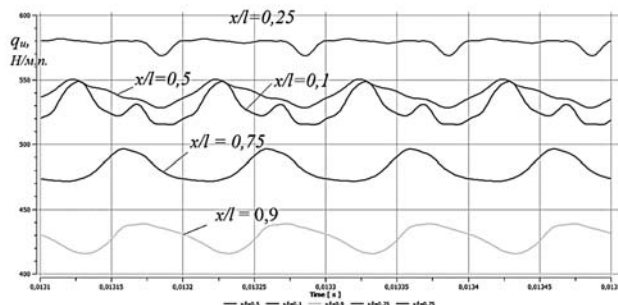


Рис. 6. Изменение во времени погонной окружной ПАС, действующей на РЛ модельной ступени V84.3. Пять участков по длине лопатки: $x/l = 0,05; 0,25; 0,5; 0,75$ и $0,95$

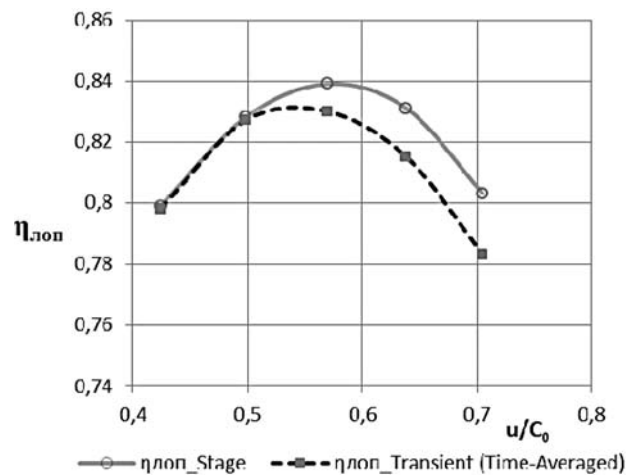


Рис. 7. Зависимость лопаточного КПД турбинной ступени ЛПИ-1 от числа u/C_0 , построенная по результатам стационарного и нестационарного расчета

потока в зазоре между лопаточными венцами усредняется, и аэродинамическое взаимодействие их таким образом отсекается. Нестационарный расчет (кривая 2) учитывает дополнительные потери кинетической энергии в ступени, связанные с генерацией и диссипацией турбулентной кинетической энергии в вихревых следах, и в процессе деформации и объединения этих вихревых структур в рабочих межлопаточных каналах и за рабочим колесом. Как видим из рисунка, уменьшение лопаточного КПД, обусловленное дополнительными потерями кинетической энергии на нестационарность, для ступени ЛПИ составляет от 1 до 2 % в зависимости от режима u/C_0 .

Выводы

Перечислим наиболее важные и применимые на практике выводы, которые отвечают поставленной цели. На этапе проектирования осевых турбинных ступеней энергетических турбин, с точки зрения уменьшения ПАС РЛ и с целью повышения вибрационной надежности лопаточных аппаратов, рекомендуется придерживаться следующих диапазонов геометрических параметров:

- относительный межвенцовый зазор равен единице или больше двух $\Delta z_1/t_1 \tan \alpha_1 = 1$; $\Delta z_1/t_1 \tan \alpha_1 > 2$;
- рекомендуемое отношение шагов РЛ/НЛ $t_2/t_1 = 0,75-0,95$.

С точки зрения эффективности, потери кинетической энергии на нестационарность для ступени ЛПИ составляют от 1 до 2 % лопаточного КПД в зависимости от режима u/C_0 .

Литература

1. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Н. Н. Афанасьева, В. Н. Бусурин, И. Г. Гоголев и др.; Под общ. ред. В. А. Черникова. Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 263 с.
2. Коленко Г.С., Ласкин А.С. Структура потока и аэродинамические характеристики плоской турбинной направляющей решетки // Естественные и технические науки. 2018. № 4 (118). С. 164–176.
3. Shawn Wasserman Choosing the Right Turbulence Model for Your CFD Simulation // ENGINEERING.com. - 2016. URL: <https://www.engineering.com/DesignSoftware/DesignSoftwareArticles/ArticleID/13743/Choosing-the-Right-Turbulence-Model-for-Your-CFD-Simulation.aspx> (Дата обращения: 12.02.2020)
4. Нгуен Куок Куан. Численное исследование влияния межвенцового зазора на переменные силы в осевой ступени турбины // Молодой ученый. 2015. - №10 (90). С. 270–274.
5. Nakajima, Tomomi; Shikano, Yoshio; Yamashita, Yutaka. Prediction of Unsteady Force for Axial Turbine Buckets (Effects of Nozzle-Bucket Axial Gap Length and Blade Count Ratio) // Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
6. Korakianitis T. On the prediction of unsteady forces on gas turbine blades: Part 1. Description of the approach // Transaction of the ASME, Vol. 114, 1992. P. 123–131.
7. Зандер М.С., Черников В.А. Аэродинамические характеристики блока ступень–выходной диффузор стационарной газовой турбины при различных режимах работы // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование. 2011. № 2. С. 61–68.
8. Ласкин А.С. Выбор оптимального осевого зазора, обеспечивающего минимум аэродинамического возбуждения колебаний рабочих лопаток газовой турбины // Энергомашиностроение. 1987. № 2. С. 18–25.
9. Niu, Xiyang; Wang, Lin; Li, Dongming; Du, Qiuli Reduction of Turbine Blade Unsteady Forces by Shape Modification of Vanes for Industrial Gas Turbines // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea.
10. Rzadkowski R., Gnesin V., Kolodyazhnaya L. Aeroelasticity Analysis of Unsteady Rotor Blade Forces and Displacements in LP Last Stage Steam Turbine with Various Pressure Distributions the Stage Exit // Journal of Vibration Engineering & Technologies, volume 6, issue 5, 2018.
11. Waite, Joshua J., Kielb, Robert E. The Impact of Blade Loading and Unsteady Pressure Bifurcations on Low-Pressure Turbine Flutter Boundaries // Journal of Turbomachinery, volume 138, issue 4. 2016.
12. Seeley, Charles E., Wakelam Christian, Zhang Xuefeng, Hofer Douglas, Ren Wei-Min. Investigations of Flutter and Aerodynamic Damping of a Turbine Blade: Experimental Characterization // Journal of Turbomachinery, volume 139, issue 8. 2017.