

На правах рукописи



НГУЕН Куок Куан

**НЕСТАЦИОНАРНЫЕ НАГРУЗКИ И КПД ДОЗВУКОВОЙ
ОСЕВОЙ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ
(ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ПАКЕТ ANSYS CFX)**

Специальность:

05.04.12 – «Турбомашины и комбинированные турбоустановки»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
Ласкин Александр Степанович

Официальные оппоненты: **Хоменок Леонид Арсеньевич,**
доктор технических наук, профессор,
зам. ген. директор ЦКТИ им. Ползунова,
г. Санкт-Петербург

Осипов Александр Вадимович,
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Тепловые двигатели» Брянского
государственного технического университета

Ведущая организация: ОАО «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ,
Электросила, Энергомашэкспорт»,
г. Санкт-Петербург

Защита состоится 26 января 2016 г. в 18 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 в ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, Главное здание, аудитория 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке и на ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» <http://www.spbstu.ru/>.

Автореферат разослан « » ноября 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
Д 212.229.06, к.т.н., доцент



Талалов Виктор Алексеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Проточная часть - основной элемент турбины, определяющий его надежность и эффективность. При обтекании жидкостью или газом отдельного венца направляющих лопаток (НЛ) и рабочих лопаток (РЛ) в потоке около него и в нем возникает неравномерность физических параметров. Перед решеткой и за ней существуют неравномерности потока, которые мы выделяем как потенциальную и вязкую.

При относительном движении смежных венцов происходит периодическая суперпозиция неравномерных полей и в каждой точке каналов и межвенечных пространств изменяются давления и скорости, т.е. возникает нестационарность потока, существование которой обуславливает необходимость учета нагрузок, возбуждающих колебания лопаток, и дополнительных потерь кинетической энергии, и также решения двух важных для практики сложных проблем:

1. обеспечение вибрационной надежности, особенно рабочих лопаток, колебания которых под воздействием переменных аэродинамических сил (ПАС) могут сопровождается и часто сопровождаются усталостными поломками.

2. поиски научных направлений и решений, обеспечивающих получение высокого КПД турбин в условиях нестационарности потока и генерации дополнительных потерь кинетической энергии (КЭ).

Указанные проблемы сформировались уже в прошлом столетии и многократно привлекали внимание конструкторов турбины и ученых. Это объясняется тем, что, несмотря на трудности анализа повреждений лопаток турбины из-за множества влияющих факторов, наиболее часто поломки РЛ оцениваются как вибрационные.

Наблюдаемые на практике расхождения между значениями КПД турбоустановок, полученными при использовании апробированных фирмами расчетных методик, и КПД при тепловых испытаниях обычно относят к влиянию нестационарности и уже длительный период оценивают этот фактор величиной порядка 2÷3 и более процентов КПД. Из-за сложности теоретического и экспериментального изучения многие возникающие при проектировании турбин вопросы и задачи остаются без ответа. Это, во-первых, сведения об уровне действующих на лопатки переменных аэродинамических нагрузок (особенно

РЛ) и влияние определяющих их факторов. Во-вторых, оценка уровней дополнительных потерь КЭ и снижения КПД турбинной ступени.

В последнее время развитие трехмерного моделирования вычислительной газовой динамики даёт новые возможности исследовать течения в турбомашинах. Разработка методов численного моделирования на основе гидродинамических программных пакетов вместе с необходимым тестированием с помощью физических экспериментов является современным направлением исследования нестационарных процессов.

Решению указанных задач и посвящена представленная диссертация, что определяет ее актуальность.

Цель работы – на основе численного исследования аэродинамических характеристик турбинной ступени определить направления снижения возбуждающих вибрации лопаток нестационарных нагрузок, что при прочих равных условиях равноценно повышению надежности, и основные пути минимизации потерь КЭ, что эквивалентно повышению уровня внутреннего КПД турбин.

Для достижения указанной цели поставлены следующие **задачи**:

- Обзор нестационарных процессов в турбомашинах.
- Выбор метода опций численного моделирования лопаточного аппарата.
- Проведение численного исследования влияния режимов работы на переменные аэродинамические нагрузки, действующие на РЛ.
- Проведение численного исследования влияния осевого зазора между венцами на переменные аэродинамические силы (ПАС), действующие на РЛ.
- Проведение численного исследования влияния режимов работы на энергетические характеристики ступени.
- Сравнение полученных результатов с опубликованными ранее экспериментальными и расчетными данными.

Научная новизна работы состоит в том, что на основе численного моделирования стационарного и нестационарного течений получены следующие новые результаты:

- Зависимости переменных аэродинамических нагрузок, действующих на РЛ при изменении отношения u/\bar{C}_0 .
- Зависимости переменных аэродинамических сил, действующих на РЛ при

изменении осевого зазора между венцами.

- Зависимости энергетических характеристик (потерь КЭ и КПД) в ступени осевой турбины при изменении отношения u/\bar{C}_0 .

Практическая значимость работы. Результаты и методы исследования могут быть использованы при оценке влияния нестационарности течений на аэродинамические силовые и энергетические характеристики ступеней турбин на этапе их проектирования.

Методы исследования – трехмерное численное моделирование стационарных и нестационарных течений в ступени выполнено при использовании пакета ANSYS CFX на 12 узлах – 48 ядер кластера СПбПУ. Дана сравнительная оценка результатов численного исследования с опубликованными ранее экспериментальными и расчетными данными.

Личный вклад автора. Участие автора выразилось в:

- Проведение обзора литературы и анализа литературных данных.
- Проведение численного исследования переменных аэродинамических нагрузок, действующих на РЛ и энергетических характеристик в ступени осевой турбины при различных осевых зазорах и режимах работы.
- Анализ и сравнение полученных численных результатов с опубликованными ранее экспериментальными и расчетными данными.

Необходимо отметить чрезвычайно полезные для выполнения диссертационной работы консультации к.т.н. С.А. Галаева.

На защиту выносятся:

- Обоснование возможностей применения методов вычислительной газовой динамики (ANSYS CFX) для расчетов нестационарного течения в ступени турбины с возможностью получения достоверных результатов.
- Результаты исследования нестационарных параметров (давления, скорость, энтропии) при относительном движении лопаточных венцов.
- Результаты исследования переменных аэродинамических нагрузок (сил и моментов) при изменении отношения u/\bar{C}_0 .
- Результаты исследования ПАС при изменении осевого зазора между венцами.
- Результаты исследования потерь КЭ и КПД в ступени осевой турбины при изменении отношения u/\bar{C}_0 .

Публикации. По теме диссертации опубликовано 3 научных (ВАК) статьи.

Апробация результатов работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались: Научно–практическая конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ», 2–7 декабря 2013 года; IX Международный симпозиум по фундаментальным и прикладным проблемам науки, посвященный 90–летию со дня рождения академика В.П. Макеева, г. Миасс, 9–11 сентябрь 2014; Научно–практическая конференция с международным участием «Неделя науки СПбПУ», 2–7 декабря 2014 года; XIX Международная научно–практическая конференция «Актуальные вопросы науки», г. Москва, 8 мая 2015; X Международная научно–практическая конференция «Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире». г. Санкт-Петербург, 11 Июнь 2015.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы и приложения, изложена на 122 страницах текста и содержит 81 рисунков, 4 таблиц, список литературы из 117 наименований.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность и цели исследуемой работы, научная новизна, достоверность результатов, практическая значимость, личный вклад, методы исследования, апробация результатов работы, публикации, основные положения, выносимые на защиту, объем и структура работы.

В **первой главе** показаны необходимости исследования нестационарных процессов в турбомашине. Представлена физическая картина нестационарных взаимодействиях в ступени: потенциальное взаимодействие, взаимодействие со следами, течение в межвенцовом пространстве. Проводится краткий обзор характеристик неравномерностей потока перед и за решеткой, влияние различных геометрических параметров на эти неравномерности. Указывается на взаимосвязь характеристик неравномерности и нестационарности.

Впервые понятие «влияние нестационарности» использовано в статье А.Г. Кромова об исследовании дополнительных потерь КЭ в турбинной ступени (1950г). Среди зарубежных работ этого периода ряд статей посвящен влиянию закомочных следов на течение жидкости около решеток пластин. Это статьи Kemp N. и Sears W. (1955), Mayer R. (1958) и др. Особо следует выделить работу Whitehead D. (1960), применившего метод интегральных уравнений к колебанию

в потоке слабоизогнутых пластин с произвольным, но постоянным сдвигом фаз для каждого из режимов.

В 60-70-е годы работы по исследованию нестационарных процессов, в частности, в турбинах начались и развивались интенсивно в СССР. Необходимо отметить широкую постановку таких работ в МЭИ. Эти работы проводились по инициативе и под руководством профессора Г.С. Самойловича и были посвящены как теоретическим, так и экспериментальным исследованиям нестационарных процессов в компрессорах и турбинах. Итоги – две широко известные монографии.

Примерно в этот же период в Сибирском отделении АН СССР сформировался коллектив по изучению нестационарных течений применительно к лопаточным машинам. Итоги трудов коллектива под руководством Д.Н. Горелова, В.Б. Курзина и В.Э. Сарена также освещены в монографии.

Большую роль в развитии работ по изучению аэродинамических проблем и аэроупругости сыграл профессор Л.Е. Ольштейн (ЦИАМ). Следует отметить его организационные усилия по объединению работ упомянутых направлений, выполняемых в СССР различными организациями, на уровне координационной комиссии при СМ СССР.

К более современным работам отмеченного направления следует отнести статьи Dring R. (США, 1982), Denos R. (Бельгия, 2001), Geatani P. (Италия, 2006), Yamada K. (Япония, 2009), Ozaki S. (Япония, 2013), в которых представлены результаты сочетания численного моделирования и экспериментального исследования нестационарных процессов (обычно нестационарных давлений) на моделях турбинных ступеней.

Также в 60-х годах исследовательские работы в СПбПУ были начаты по инициативе А.С. Ласкина. Впервые были оценены: уровни пульсации давления и скоростей, значения аэродинамических сил, уровни аэродинамического демпфирования, изменение аэродинамических параметров по высоте лопатки и при изменении осевого зазора.

В **второй главе** представлен метод численного моделирования для исследования нестационарных процессов в ступени турбины. Вычислительная газовая динамика опирается на уравнения Навье–Стокса, которые основаны на законах сохранения физических параметров среды (массы, импульса, энергии).

Точность и производительность численного моделирования турбомашины непосредственно зависит от модели турбулентности, структуры расчётной сетки, схемы дискретизации, выбора опций для нестационарного расчета.

Для данной работы выбран пакет ANSYS CFX, который имеет удобные функции для реализации необходимых требований при трехмерном моделировании течений в турбомашинах. Для тестирования пакета применительно к расчету турбинной ступени был предварительно выполнен расчет модели осевой турбины NASA, исследованной экспериментально.

Расчетная осевая ступень NASA (*) имела 21 НЛ (исходная ступень – 22НЛ) и 28 РЛ; $t_2/t_1 = 0,75$; $D/l = 9$. Выбранная для расчетного тестирования область состояла из трех НЛ и четырех РЛ. Трехмерные структурированные расчетные сетки были построены в пакете TurboGrid с разными значениями y^+ . Скорости потока на входе $c_{вход}$ изменяются в диапазоне 0,68, 0,78, 0,96 от окружной скорости u . Расчеты выполнялись в системе кластера СПбПУ.

Результаты расчетов (метод Stage) средних коэффициентов давления \bar{C}_p для среднего сечения НЛ и РЛ хорошо коррелируют с экспериментальными данными при $y^+ \approx 1$ (рисунок 1). Это служит подтверждением, что метод численного моделирования с указанными опциями подходит для последующего использования при расчетах ступеней осевой турбины.

В третьей главе представлены результаты решения задач исследований численным методом влияния режимов работы варианта ступени на переменные аэродинамические нагрузки, действующие на РЛ. Исследование ступени осевой турбины выполнено при изменении отношения u/\bar{C}_0 , где условная скорость $\bar{C}_0 = \sqrt{2\bar{H}_0}$; \bar{H}_0 - располагаемый перепад энтальпий ступени.

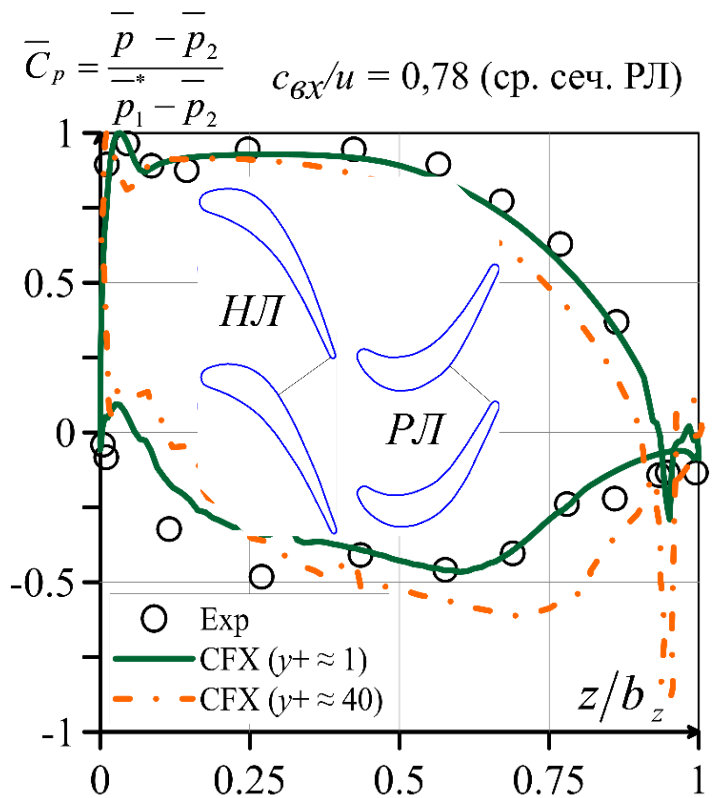


Рисунок 1. Коэффициент давления \bar{C}_p среднего сечения РЛ при $c_{вход}/u = 0,78$ (модель NASA*)

(*) Dring R., Joslyn H. et al. Turbine rotor-stator interaction// ASME Journal of Engineering for Power., Vol. 104, No. 2, Oct.1982, pp. 729-742.

Расчетные модели по форме и размерам НЛ и РЛ (рисунок 2, таблица 1) соответствуют формам НЛ и РЛ радиальной обращенной турбины ЭТН-1 СПбПУ(**).

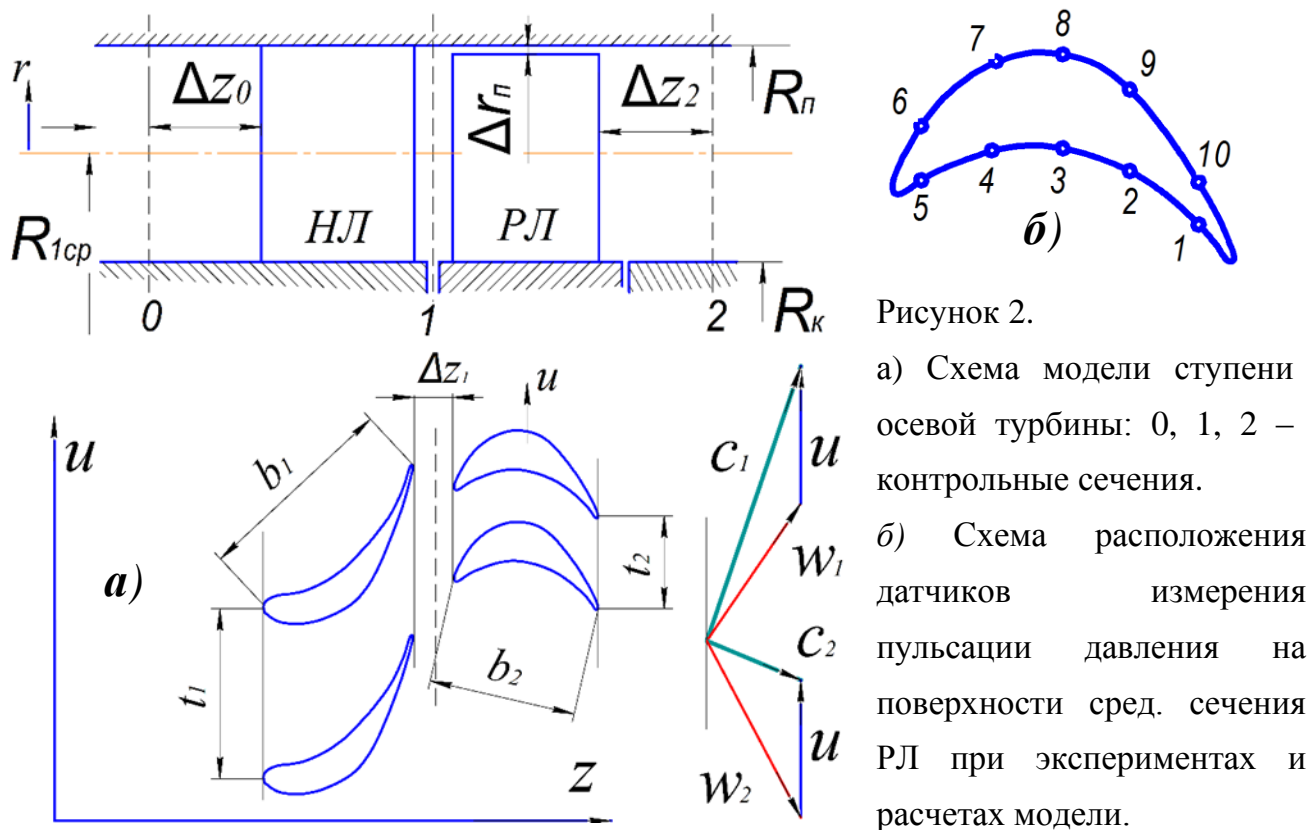


Рисунок 2.
 а) Схема модели ступени осевой турбины: 0, 1, 2 – контрольные сечения.
 б) Схема расположения датчиков измерения пульсации давления на поверхности сред. сечения РЛ при экспериментах и расчетах модели.

Таблица 1. Геометрические параметры модели

Радиус среднего сечения, R_{1cp} мм	390	Хорда профиля РЛ, b_2 мм	41
Длина НЛ l_1 мм	60	Шаг РЛ, t_2 мм	25,4
Хорда профиля НЛ, b_1 мм	59	Относительный шаг РЛ \bar{t}_2	0,618
Шаг НЛ, t_1 мм	47,9	Число РЛ, m_2	96
Относительный шаг, \bar{t}_1	0,8	Осевой зазор ступени, Δz_1 мм	4
Число НЛ, m_1	51	Радиальный зазор на периферии РЛ, $\Delta r_{п}$ мм	1
Выходной угол НЛ $\bar{\alpha}_{1cp}$ град	19	Выходной угол РЛ, $\bar{\beta}_{2cp}$ град	27

Выбор модели с отношением $D/l = 13$ был обусловлен желанием получить влияние нестационарности в более «чистом» виде без существенного влияния расфазировки процессов в различных сечениях, характерной для длинной закрученной РЛ. В частности, большое D/l было выбрано и для более

(**) Ласкин А.С. Исследование аэродинамического возбуждения колебаний ЛА и потерь энергии при нестационарных процессах в турбинах, ЛПИ, Л., Дисс...д.т.н., 1980.

корректного сравнения исследуемой осевой модели с экспериментально изученной ранее обращенной ступенью, для которой были получены данные о пульсациях давления на поверхности РЛ (рисунок 2б) и потерях КЭ.

Отношение шагов $t_2/t_1 = 0,53$ определило выбор расчетной области из одной НЛ и двух РЛ. Количество элементов одного канала НЛ – 1,3 миллионов, РЛ – 2,2 миллионов. Безразмерная координата до стенки $y^+ \approx 1$, модель турбулентности SST, степень начальной турбулентности 5%. Граничные условия: $T_{\text{вход}}^* = 315$ К, $c_{\text{вход}} = 26,5$ м/с, $p_{\text{выход}} = 101325$ Па, $n = 900 \div 1800$ об/мин. Для стационарного случая расчеты выполняются методом Stage, а для нестационарных процессов - методом Transient. Расчетный шаг по времени выбирается равным $1/50$ периода $T = t_1/u$. Осредненное число Куранта составляет 5 и находится в области рекомендаций программы (<10). Расчет стационарного обтекания (Stage) занимает 3 часа, а расчет нестационарного обтекания (Transient) на 12 узлах – 48 ядер кластера СПбПУ – 23 часа.

Пульсации давления в точках вогнутой стороны представлены на рисунке 3. При экспериментах (***) показано, что существуют две особенности распространения возмущений потока в каналах: распространение импульсов давления со скоростью $a \pm w$ (a – скорость звука; w – скорость потока) и распространение турбулентной области следа со скоростью потока w . При CFD расчетах (рисунок 3) и аналогичных числах M было подтверждено, что скорость распространения импульсов давления равна $a+w$, что соответствует опытам.

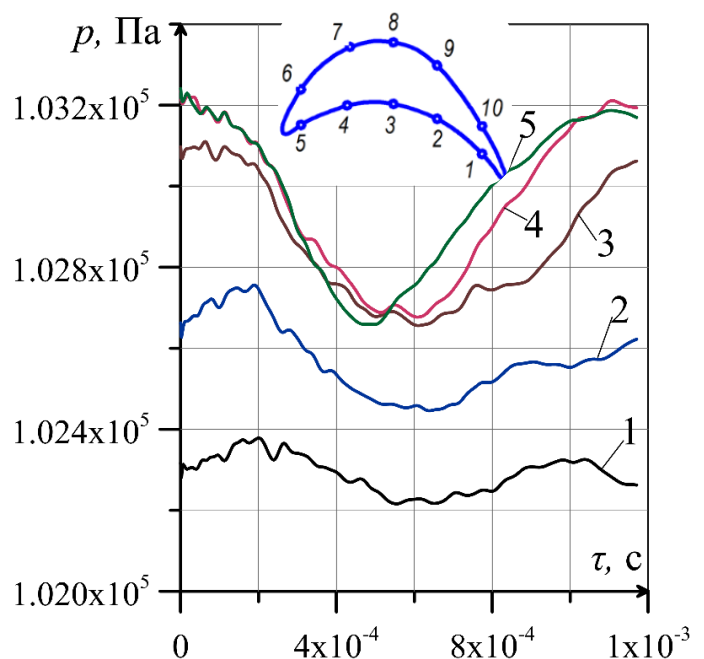


Рисунок 3. Пульсации давления в точках 1-5 на вогнутой пов-ти РЛ ($\Delta z_1 = 4$ мм) (расчетный шаг $1/500T$; число Куранта 0,5)

Изменение ПАС $P_u(\tau)$, действующих на РЛ, при нестационарных расчетах представлено на рисунке 4. Размахи переменных аэродинамических нагрузок определены по формулам:

$$\Delta P_u = P_u(\tau)_{max} - P_u(\tau)_{min}. \quad (1)$$

$$\Delta M_z = M_z(\tau)_{max} - M_z(\tau)_{min}. \quad (2)$$

Зависимости осредненных во времени нагрузок \bar{P}_u , \bar{M}_z , действующих на РЛ, и соответствующих размахов ΔP_u , ΔM_z от u/\bar{C}_0 представлены на рисунках 5-6. Изменения \bar{P}_u , \bar{M}_z соответствуют хорошо известной внешней характеристике турбиной ступени:

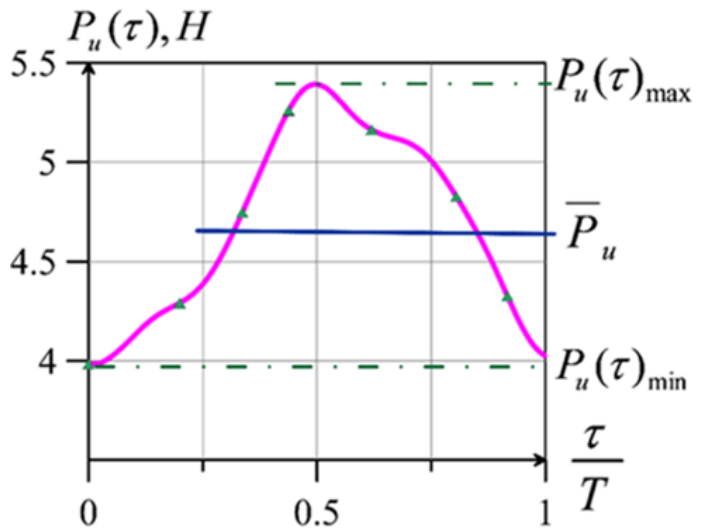


Рисунок 4. ПАС $P_u(\tau)$ на РЛ ($\Delta z_1 = 4$ мм)

$M_{zT} = G(c_{1u0} + c_{2u0} + u_0 - u)r_{cp}$, где индекс 0 относится к расчетному режиму.

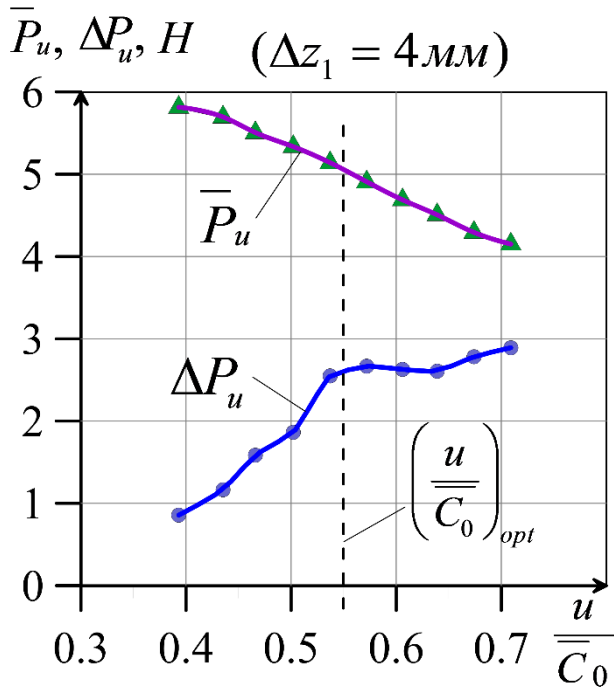


Рисунок 5. Зависимости \bar{P}_u , и ΔP_u от u/\bar{C}_0

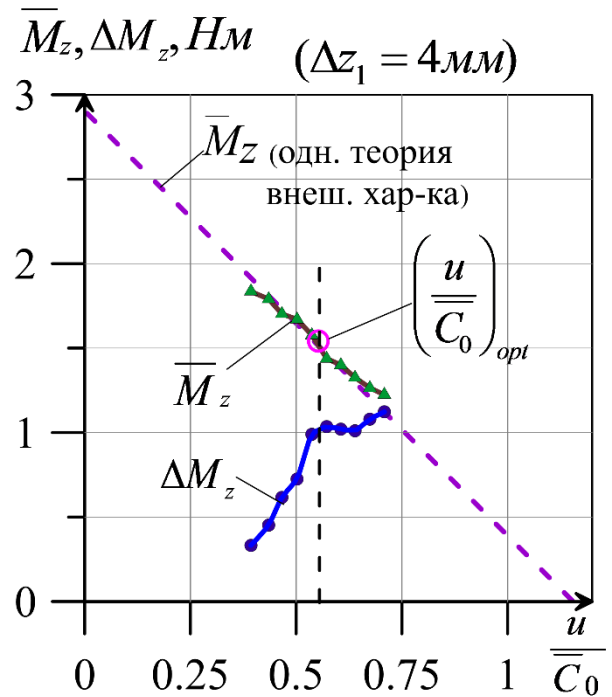


Рисунок 6. Зависимости \bar{M}_z и ΔM_z от u/\bar{C}_0

Относительные размахи изменения аэродинамических нагрузок представлены как $\Delta P_u/\bar{P}_u$ и $\Delta M_z/\bar{M}_z$. На рисунке 7 показаны изменения относительных размахов ПАС $\Delta P_u/\bar{P}_u$, моментов $\Delta M_z/\bar{M}_z$ и безразмерной погонной нагрузки $\Delta q/\bar{q}(u/\bar{C}_0)$, вычисленной по приближенному полуэмпирическому интегральному методу^(**).

Подтверждается общая тенденция возрастания безразмерной нагрузки (и $\Delta q/\bar{q}$) при увеличении u/\bar{C}_0 .

В четвертой главе представлены результаты решения задач исследований численным методом влияния осевого зазора между венцами на ПАС, действующие на РЛ в ступени. Представлены расчеты турбины (рисунок 2) с осевым зазором $\Delta z_1 = 4 \div 35$ мм, частотой вращения ротора $n = 1000$ об/мин, расчетное значение $u/\bar{C}_0 = 0,47$.

С учетом суперпозиции потенциальной и вязкой неравномерностей потока за НА^(***) в качестве безразмерной характеристики влияния осевого зазора целесообразно использовать относительную величину $\bar{\Delta z}_1 = \Delta z_1 / t_{1cp} \operatorname{tg} \bar{\alpha}_{1cp}$, где t_{1cp} – шаг решетки, $\bar{\alpha}_{1cp}$ – угол выхода потока при среднем сечении НЛ.

Уровень относительных размахов ПАС $\Delta P_u / \bar{P}_u$ при значениях $\bar{\Delta z}_1 = 0,24 \div 2,2$ изменяются в диапазоне $38 \div 8\%$ (рисунки 8-10).

Следует, что при увеличении осевого зазора относительная ПАС уменьшается, но не монотонно. Используя аналогичный метод обработки

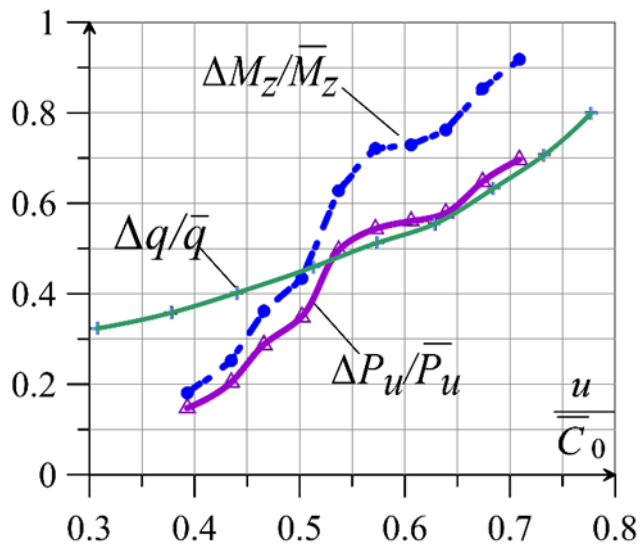


Рисунок 7. Зависимости $\Delta P_u/\bar{P}_u$, $\Delta M_u/\bar{M}_u$ и безразмерных погонных нагрузок $\Delta q/\bar{q}$ (***) от u/\bar{C}_0 ($\Delta z_1 = 4$ мм)

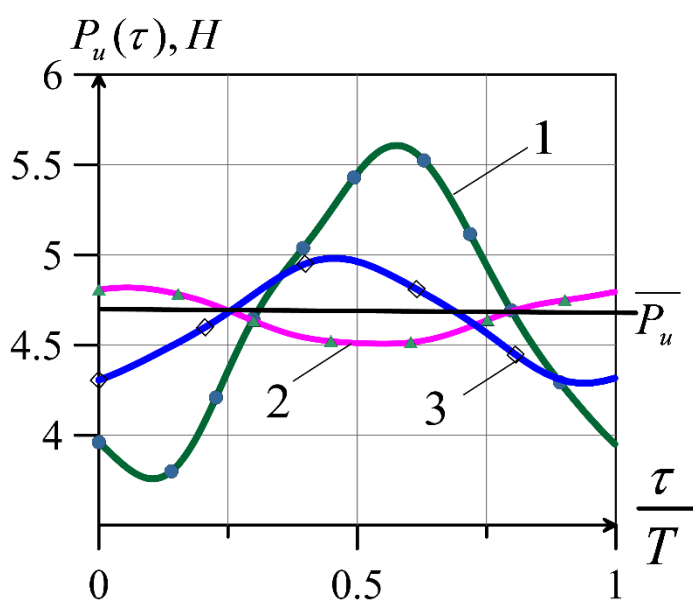


Рисунок 8. Зависимость $P_u(\tau)$ при:
1) $\Delta z_1=8$ мм, 2) $\Delta z_1=18$ мм, 3) $\Delta z_1=24$ мм.

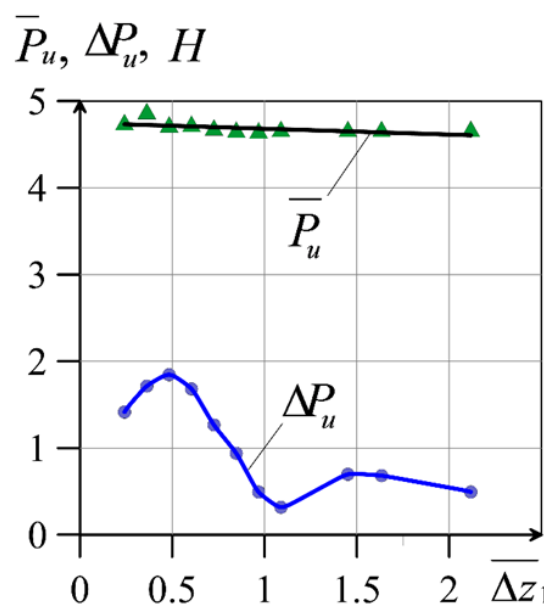


Рисунок 9. Зависимости осредненных во времени \bar{P}_u и размаха ΔP_u от $\bar{\Delta z}_1$

(***) Ласкин А.С. Выбор оптимального осевого зазора, обеспечивающего минимум аэродин. возбуждения колебаний РЛ газов. турбины // Энергомашиностроение. – N2. 1987. - С. 18-21.

результатов для модели NASA^(*), получим изменение ПАС с уровнем $\Delta P_u / \bar{P}_u = 29 \div 6\%$ (рисунок 10). Отметим, что уровень относительных размахов ПАС модели NASA уменьшен по сравнению с исследуемой моделью СПБПУ из-за увеличенного соотношения $t_2/t_1 = 0,75$.

Введем понятие относительной ПАС в зависимости от безразмерного зазора $\bar{\Delta z}_1$ по формуле:

$$\delta P_u(\bar{\Delta z}_1) = \frac{\Delta P_u}{\bar{P}_u}(\bar{\Delta z}_1) / \max_2 \left(\frac{\Delta P_u}{\bar{P}_u}(\bar{\Delta z}_1) \right). \quad (3)$$

Сравнение кривых $\delta P_u(\Delta z_1)$ на рисунке 11 для моделей СПБПУ и NASA с кривой $\Delta \bar{\sigma}_u(\bar{\Delta z}_1)$ ($D/l = 8$; $\alpha_{lcp} = 19^\circ$; $t_1/b_1 = 0,8$; $t_2/t_1 = 0,5$; $M_{cl} = 0,42$; $\Delta z_1 = 8 \div 20$ мм)^(4*) указывает на подобные характеры зависимостей. Но наблюдается смещение кривых по оси Δz_1 . Это смещение обусловлено различной геометрией НЛ, неодинаковостью шагов t_1 , а также степеней реактивности.

Лучшее сопоставление получается, если в качестве масштаба взять величину Δz_{1max2} , соответствующую второму максимуму, и для оси абсцисс величину $(\Delta z_1 - \Delta z_{1max2})/t_1 tg \bar{\alpha}_1$, где Δz_1 – текущее значение осевого зазора.

Зависимость безразмерной величины $\delta P_u(\bar{\Delta z}_1 - \bar{\Delta z}_{1max2})$ представлена на рисунке 12 и свидетельствует о подобию вида исследуемой закономерности $\Delta \bar{\sigma}(\bar{\Delta z}_1)$ для различных турбинных ступеней (7 ступеней: $D/l = 3,3 \div 11$, $\alpha_{lcp} = 14 \div 32^\circ$, $t_1/b_1 = 0,6 \div 2,65$; $\rho_r = 0,08 \div 0,25$; $M_{cl} = 0,25 \div 0,8$; $\gamma = 0 \div 11^\circ$)^(***). Следовательно, характер экстремального изменения аэродинамических сил (и моментов изгиба) следует признать общим для турбинных ступеней.

Очевидно, что и для напряжения изгиба зависимость от изменения зазора будет аналогичной. Это следует, например, из формулы для динамических напряжений при резонансе лопатки постоянного сечения $\Delta \sigma_{рез} = \frac{\Delta M}{W} \frac{2\pi}{\eta} C_m$, где

W – момент сопротивления профиля лопатки, η – логарифмический декремент (4*) Суханов А.И. Аэродинамическое возбуждение колебаний турбинных лопаток в сжимаемом нестационарном потоке и совершенствование метода расчета переменных нагрузок, ЛПИ, Л., Дисс...к.т.н., 1984.

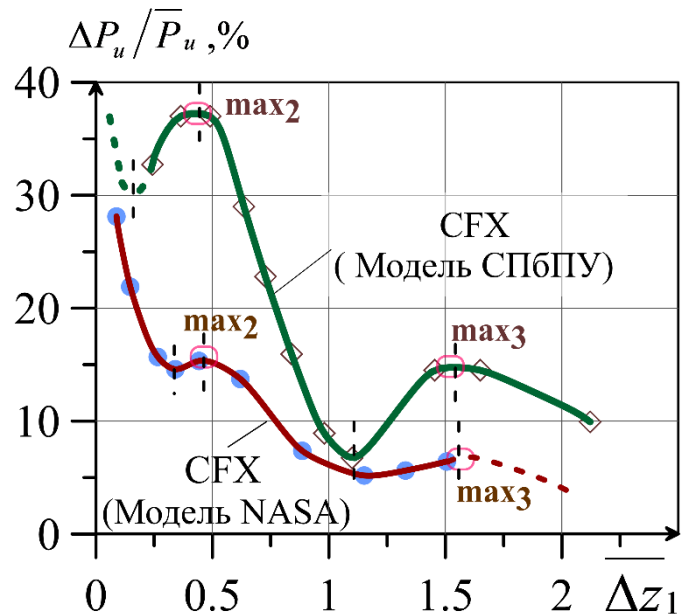


Рисунок 10. Зависимость относительных размахов ПАС от $\bar{\Delta z}_1$

колебаний, C_m – постоянная. Следовательно, при прочих равных условиях амплитуды (размахи) напряжения пропорциональны амплитудам (размахам) моментов изгиба РЛ.

Рисунок 12 показывает, что шаг расположения пиков кривых зависимостей $\delta P_u(\overline{\Delta z}_1)$ соответствует относительными зазорам $\overline{\Delta z}_1 = 1$. Использование области первого минимума (\min_1) при проектировании ступени не желательно, так как она соответствует высокому относительному размаху ПАС (рисунок 10). Кроме того, эта область относительно узка и трудно обеспечить сохранение зазора при изменениях теплового состояния статора и ротора в условиях эксплуатации турбины. Поэтому рациональнее выбрать осевой зазор в зоне второго минимума (\min_2): $\Delta z_1 = \Delta z_{1max2} + (0,5 \div 0,7)t_{1cp} \text{tg} \bar{\alpha}_{1cp}$ (***)

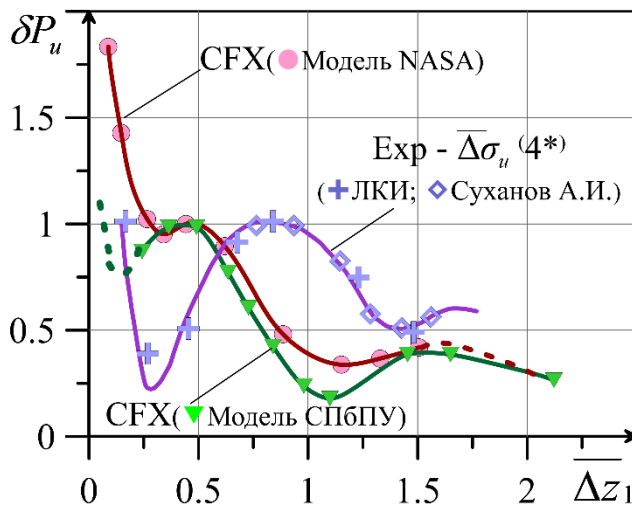


Рисунок 11. Зависимость относительной ПАС δP_u и $\Delta \bar{\sigma}_u$ от $\overline{\Delta z}_1$

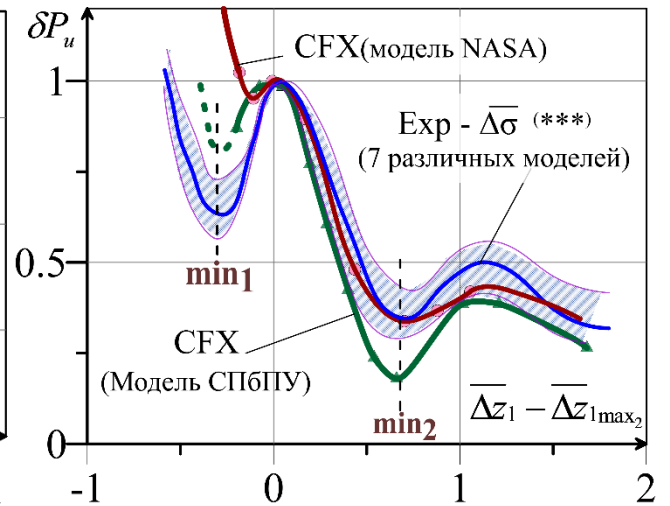


Рисунок 12. Зависимость относительной ПАС δP_u и $\Delta \bar{\sigma}$ от $(\overline{\Delta z}_1 - \overline{\Delta z}_{1max2})$

В **пятой главе** представлены результаты решения задачи исследований численными методами влияния нестационарности течений в турбине на энергетические характеристики преобразования энергии в механическую работу. В качестве основных характеристик использованы коэффициенты потерь КЭ для НЛ и РЛ, их суммарные величины, а также КПД турбинной ступени.

Решение данной задачи выполнено по модели стационарного и нестационарного течений при изменении отношения u/\bar{C}_0 . Расчетная модель указана в главе 3. Все поля полученных основных параметров (давление \bar{p} , температура \bar{T} , скорости \bar{c} , \bar{w} , ...) определены в сечениях 0, 1, 2 и усреднялись по массовому расходу по высоте лопатки и шагу лопаток. Нестационарные параметры дополнительно усреднялись за период T .

$$\text{Потери КЭ в венце НЛ и РЛ: } \bar{\zeta}_1 = 1 - \bar{c}_1^2 / \bar{c}_{1t}^2; \bar{\zeta}_2 = 1 - \bar{w}_2^2 / \bar{w}_{2t}^2, \quad (4)$$

где \bar{c}_1 , \bar{c}_{1t} , \bar{w}_2 , \bar{w}_{2t} - осредненные скорость и теоретическая скорость на выходе из венцов НЛ (сечение 1) и РЛ (сечение 2).

Потери КЭ в венцах НЛ, РЛ относительно перепада энтальпии на ступень:

$$\bar{\zeta}_{\text{НА}} = \frac{\Delta \bar{h}_{\text{НА}}}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{c}_{1t}^2 - \bar{c}_1^2}{2\bar{H}_0}; \bar{\zeta}_{\text{РК}} = \frac{\Delta \bar{h}_{\text{РК}}}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{w}_{2t}^2 - \bar{w}_2^2}{2\bar{H}_0}. \quad (5)$$

$$\text{Потери с выходной скоростью } \bar{\zeta}_{\text{ВС}} = \Delta \bar{h}_{\text{ВС}} / \bar{H}_0 = \bar{c}_2^2 / 2\bar{H}_0. \quad (6)$$

На рисунке 13 показано, что влияние изменения режимов по u/\bar{C}_0 на $\bar{\zeta}_{\text{ВС}}$ в исследованном диапазоне равно 9÷13% практически одинаково при расчетах по методу Stage и Transient. Уровни осредненных коэффициентов потерь КЭ в венцах изменяются в пределах: $\bar{\zeta}_{\text{НА}}$ от 4÷3% (метод Stage) и сохраняются равными 5% (метод Transient); $\bar{\zeta}_{\text{РК}}$ от 5÷6% (метод Stage) и от 6% до 8% (метод Transient). При расчете по методу Transient показанные коэффициенты потерь КЭ $\bar{\zeta}_1$, $\bar{\zeta}_2$ в указанном диапазоне выше, чем по методу Stage соответственно на 1,5÷2,5% и 4÷5% абсолютных значений (рисунок 14). Эти значения характеризуют дополнительные потери КЭ по венцам для данной модели и могут быть использованы для оценки влияния нестационарности в близких по геометрии ступенях.

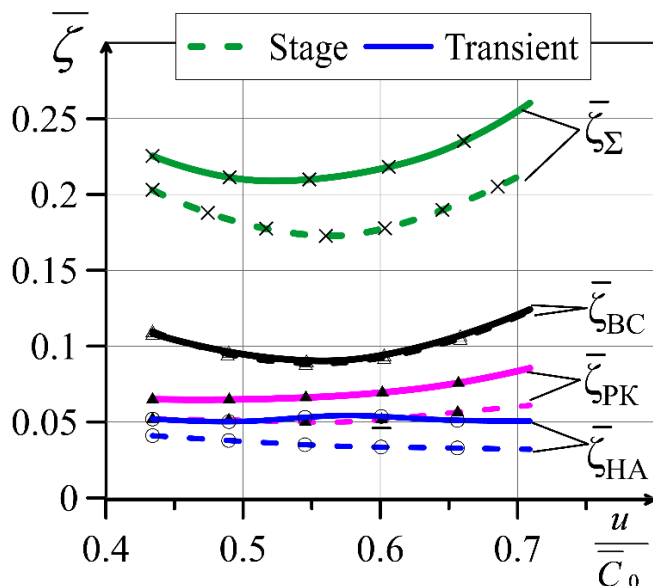


Рисунок 13. Зависимости коэффициентов потерь КЭ $\bar{\zeta}_{\text{НА}}$, $\bar{\zeta}_{\text{РК}}$, $\bar{\zeta}_{\text{ВС}}$, $\bar{\zeta}_{\Sigma}$ от u/\bar{C}_0 ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм)

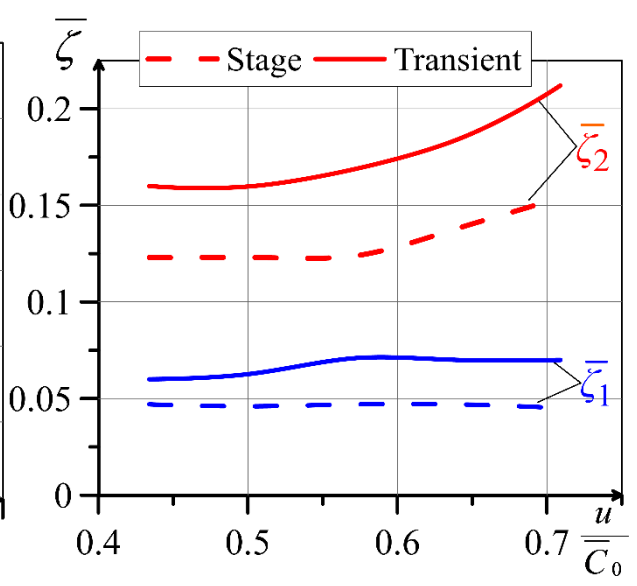


Рисунок 14. Зависимости коэффициентов потерь КЭ $\bar{\zeta}_1$, $\bar{\zeta}_2$ от u/\bar{C}_0 ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм)

Лопаточный КПД ступени вычисляется по формуле:

$$\hat{\eta}_{\text{ол}(I)} = 1 - \bar{\zeta}_{\Sigma} = 1 - (\Delta \bar{h}_{\text{НА}} + \Delta \bar{h}_{\text{РК}} + \Delta \bar{h}_{\text{ВС}}) / \bar{H}_0. \quad (7)$$

Отметим, что $\hat{\eta}_{ол}$ – лопаточный КПД ступени, но с учетом дополнительных потерь КЭ, обусловленных периферийным протечками через радиальный зазор РК. Внутренний КПД (total to static isentropic efficiency) ступени также вычисляется по формуле $\hat{\eta}_{ол(II)} = (1 - \bar{T}_2^*/\bar{T}_0^*) / (1 - (\bar{p}_2 / \bar{p}_0^*)^{\frac{k-1}{k}})$.

Для более быстрого определения КПД $\hat{\eta}_{ол(I)}$ ступени по методу Stage был использован макрос turbinePerform.cse в среде CFX-Post. Для сравнения приведены результаты расчетов ступени по одномерному методу, используемому в практике турбостроительных предприятий. При этом были приняты значения коэффициентов профильных потерь КЭ $\zeta_{1np} = 0,035$ и $\zeta_{2np} = 0,042$ и суммарных потерь с учетом концевых $\zeta_1 = 0,075$ и $\zeta_2 = 0,105$, степени реактивности $\rho_T = 0,27$. Протечка через периферийный зазор учтена по формуле:

$$\bar{\zeta}_п = 1,5 \frac{\pi D_п \delta_э}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l_2}{D_{2cp}} \bar{\eta}_{ол}},$$

где $D_п$ – наружный диаметр; $\delta_э = \Delta r_п/2$ – эквивалентный зазор; F_1 – выходная площадь НА; l_2 – длина РЛ; D_{2cp} – средний диаметр РК; $\bar{\eta}_{ол}$ – лопаточный КПД без учета периферийной протечки.

Результаты расчетов $\hat{\eta}_{ол}$ по методу Stage (рисунок 15, кривая 3) близки количественно в

качественно к результатам одномерного расчета и можно сделать вывод, что оба указанных метода не учитывают влияния нестационарности потока.

Оптимальные значения $(u/\bar{C}_0)_{opt(I)}$ соответствуют известной формуле из теории турбомашин $(\frac{u}{\bar{C}_0})_{opt} \approx \varphi \frac{\cos \alpha_1}{2} \sqrt{\frac{1}{1-\rho_T}} = 0,532$, где $\alpha_1 = 19^\circ$; $\rho_T = 0,27$; $\varphi = \sqrt{1 - \zeta_1} = 0,96$.

По рисунку 15 можно сделать заключение о снижении КПД $\hat{\eta}_{ол}$ за счет влияния нестационарности потока на 4,8% (в области максимумов). Это результат относится к минимальному осевому зазору $\Delta z_1 = 4$ мм и можно

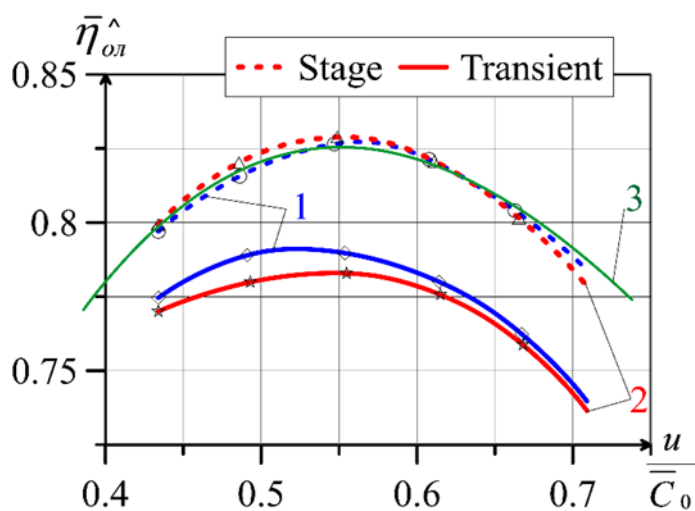


Рисунок 15. Зависимости КПД $\hat{\eta}_{ол}$ от u/\bar{C}_0 :
1 – $\hat{\eta}_{ол(I)}$; 2 – $\hat{\eta}_{ол(II)}$; 3 – $\hat{\eta}_{ол}$ (одномерная теория)
($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм)

полагать, что соответствует максимальному влиянию нестационарности потока. С учетом известного результата снижений величины $\bar{\zeta}_2$ с увеличением Δz_1 можно сделать вывод о возможности снижения потерь КЭ от нестационарности и повышения КПД ступени за счет увеличения осевого зазора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- I. При исследовании переменных аэродинамических нагрузок при изменении отношения u/\bar{C}_0 ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_1/b_1 = 0,067$; $D/l = 13$; $Re_{cl} = 2 \cdot 10^5$).*
- 1) С увеличением скорости вращения средние во времени значения ПАС \bar{P}_u и моментов \bar{M}_z на РЛ уменьшаются, но размахи аэродинамических нагрузок ΔP_u , ΔM_z увеличиваются.
 - 2) Уровень размахов ПАС ΔP_u и моментов ΔM_z на РЛ при номинальном $u/\bar{C}_0 = 0,55$ составляет 50÷65% от средних во времени нагрузок \bar{P}_u , \bar{M}_z .
 - 3) Уровень размахов ПАС ΔP_u и моментов ΔM_z на РЛ в диапазоне u/\bar{C}_0 от 0,4 до 0,75 возрастают соответственно 15÷70% и 20÷90% от средних во времени нагрузок \bar{P}_u и \bar{M}_z .
- II. При исследовании ПАС в зависимости от осевого зазора между венцами ($\Delta z_1 = 0,24 \div 2,2$; $D/l = 13$; $Re_{cl} = 2 \cdot 10^5$)*
- 4) Уровни размахов ПАС при относительных зазорах $\bar{\Delta z}_1 = 0,24 \div 2,2$ изменяются в диапазоне $\bar{\Delta P}_u/\bar{P}_u = 38 \div 8\%$, что соответствует экспериментальным данным. Уровень ПАС порядка 8% и даже более низком может быть также опасным при околорезонансных режимах и низких уровнях демпфирования.
 - 5) Общая тенденция изменения ПАС при увеличении зазоров характеризуется уменьшением, но это изменение не монотонно. Имеется два максимума ПАС в области $\bar{\Delta z}_1 = 0,5$ и 1,5.
 - 6) Для данной модели ступени можно выделить область зазоров, при которых возбуждение минимально. Рациональнее выбирать осевой зазор в зоне второго минимума $\Delta z_1 = \Delta z_{1max2} + (0,5 \div 0,7)t_{1cp} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}$ для практического использования при проектировании турбинных ступеней близкой конфигурации.
- III. При исследовании энергетических характеристик ступени при изменении отношения u/\bar{C}_0 ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм; $\Delta z_1/b_1 = 0,067$; $D/l=13$; $Re_{cl}=2 \cdot 10^5$)*
- 7) Уровень суммарных осредненных коэффициентов потерь КЭ $\bar{\zeta}_\Sigma$ для

исследуемой ступени в диапазоне u/\bar{C}_0 от 0,4 до 0,75 составляет 18÷21% по методу Stage и 21÷25% по методу Transient.

- 8) Уровень осредненных коэффициентов потерь КЭ с выходной скоростью $\bar{\zeta}_{\text{BC}}$ в указанном диапазоне u/\bar{C}_0 составляет 9 ÷ 13%, и практически одинаков при расчетах по методу Stage и Transient.
- 9) Уровни осредненных коэффициентов потерь КЭ в венцах (по отношению к перепаду энтальпий на ступень) изменяются в пределах: $\bar{\zeta}_{\text{НА}}$ от 4% до 3% (Stage) и сохраняются равными 5% (Transient); $\bar{\zeta}_{\text{РК}}$ от 5% до 6% (Stage) и от 6% до 8% (Transient).
- 10) Коэффициенты потерь КЭ по венцам НЛ и РЛ при расчетах модельной ступени по методу Transient выше, чем по методу Stage соответственно на $\Delta\bar{\zeta}_1 = 1,5 \div 2,5\%$ и $\Delta\bar{\zeta}_2 = 4 \div 5\%$ абсолютных значений. Эти величины и характеризуют потери КЭ от влияния нестационарности.
- 11) Снижение КПД за счет влияния нестационарности потока может достигать величины 4,8% (в области максимума). Эта величина снижения близка к максимальной, так как соответствует минимальному осевому зазору $\Delta z_1 = 4$ мм. Увеличение КПД может быть достигнуто за счет увеличения осевого зазора Δz_1 . Решение этой и других аналогичных задач возможно за счет применения пакета ANSYS CFX.

ПЕРЕЧЕНЬ ПУБЛИКАЦИЙ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Нгуен К.К., Ласкин А.С. Численное моделирование влияния осевого зазора на нестационарные силы в турбинной ступени // Научно–технические ведомости СПбПУ – 2014. – № 2 (195). – С. 65–69. (Перечень ВАК)
2. Ласкин А.С., Нгуен К.К. Влияние отношения u/C_0 на нестационарные нагрузки и КПД осевой турбиной ступени // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание» МГТУ им. Баумана, 2015. №6 – С. 56–66. DOI: 10.7463/0615.0786614. (Перечень ВАК)
3. Ласкин А.С., Нгуен К.К. Численное исследование нестационарных аэродинамических нагрузок и энергетических характеристик осевой турбинной ступени при различных режимах работы. // Естественные и технические науки, 2015. №6. – С. 288–296. (Перечень ВАК)