

УДК 621.165.001

Потери кинетической энергии и КПД осевой турбиной ступени при моделировании нестационарных течений

Ласкин А. С.¹, Нгуен К. К.^{1,*}

tutu1402@mail.ru

¹Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

В статье представлены результаты численного исследования КПД и дополнительных потерь кинетической энергии в модели одноступенчатой турбины при различных режимах, характеризующихся отношением u/C_0 . Расчеты выполнены стационарной и нестационарной постановками (Stage и Transient) с помощью программы ANSYS CFX. Показано, что определяемые указанными методами коэффициенты суммарных потерь кинетической энергии в венцах направляющей лопатки и рабочей лопатки имеют различные уровни до 18÷20% и 20÷25% соответственно, но уровень осредненных коэффициентов потерь КЭ с выходной скоростью одинаков при расчетах по методу Stage и Transient. Влияние нестационарности соответствует снижению КПД ступени примерно на 0,02÷0,05. Результаты расчетов КПД по методу Stage практически соответствуют расчетам по одномерной теории.

Ключевые слова: численное моделирование, потеря от нестационарности, потеря кинетической энергии, осевая турбина, КПД турбины, осреднение параметров

Введение

Обтекание одиночных лопаточных аппаратов турбомашин равномерным при входе потоком жидкости или газа, всегда сопровождается возникновением при входе и выходе из них окружной и радиальной неравномерностью параметров (давлений, скоростей, углов и т.д.). Неравномерность потока в зависимости от физических свойств можно представлять как сумму потенциальной (идеальная жидкость) и вязкой (реальная жидкость) [1-4].

При сравнительно близком расположении двух (и более) венцов турбомашин и из-за наложения их неравномерных полей параметров потока и относительном движении рабочего колеса происходит периодическое изменение указанных параметров с частотой пропорциональной nz (n – число оборотов и z – число лопаток) [3].

Такие изменения параметров потока (давления, скорости, углов течения и др.) могут быть охарактеризованы не только частотами, но и интенсивностью. Указанные изменения сказывается не только в воздействии на ограничивающие поверхности (лопатки), но и

влияют на процессы генерации турбулентности и диссипации энергии. Отмеченные процессы с точки зрения силового воздействия можно отнести к вынужденным колебаниям. Но возможны и другие виды нестационарности потока, связанные с потерей устойчивости течения, например, автоколебания.

В целом необходимость исследования нестационарных процессов обусловлена следующими техническими задачами:

- 1) обеспечение вибрационной надежности лопаточного аппарата турбомашин;
- 2) повышение эффективности преобразования тепловой энергии в механическую работу, что в нашем случае связано с задачей повышения коэффициентов полезного действия (КПД) турбомашин и турбин, в частности.

Решение как одной, так и другой задачи до настоящего времени представляет сложную проблему. В статье решается вторая задача, а конкретно задача установления уровней коэффициентов потерь кинетических энергий (КЭ) отдельно для различных элементов ступени турбины, а также оценки её интегральных характеристик (КПД) и влияющих факторов.

В настоящее время предварительная оценка влияний может быть выполнена численными методами, в частности, при использовании современных пакетов расчета аэродинамики турбомашин [6,8,11]. При оценке указанных выше интегральных величин для турбинной ступени всегда необходимо использовать методы осреднения используемых параметров [5,7]. Возникает необходимость проверки достоверности и соответствия численных расчетов эксперименту [7]. Поэтому в статье частично представлены сравнения различных подходов при определении КПД ступени. Результаты этих сравнений представляют интерес и актуальны и могут служить доказательством для конструкторов возможностей пакета ANSYS CFX при решении задач проектирования турбин.

В статье представлены результаты численного исследования потерь КЭ и лопаточных КПД одноступенчатой осевой турбины при различных режимах работы. Новизна данной работы состоит в том, что проведено численное моделирование на основе стационарной модели и нестационарной модели течений в турбинной ступени и получены количественные данные по величинам потерь КЭ как отдельно по элементам проточной части, так и их суммарных величин, в также КПД ступени. Результаты и методы исследования могут быть использованы при оценке влияния нестационарности течений на энергетические характеристики ступеней турбин на этапе их проектирования.

1. Постановка задачи и методы расчета

В данной работе были поставлены следующие задачи:

- определение потерь КЭ в направляющем аппарате, рабочем колесе, с выходной скоростью;
- определение различными способами лопаточных КПД ступени и их сопоставление;
- сравнение расчетов энергетических характеристик при моделировании стационарным и нестационарными методами с осреднением величин по массовому расходу;

- сравнение вычисленных КПД турбинной ступени с результатами расчетов по одномерной теории турбомашин.

Проточная часть модели изображена на рисунке 1, а основные геометрические размеры представлены в таблице 1. Для решения указанных задач была выбрана модель осевой турбинной ступени с профилями лопаток постоянного сечения, подобными испытанной обращенной радиальной модели СПбПУ [2].

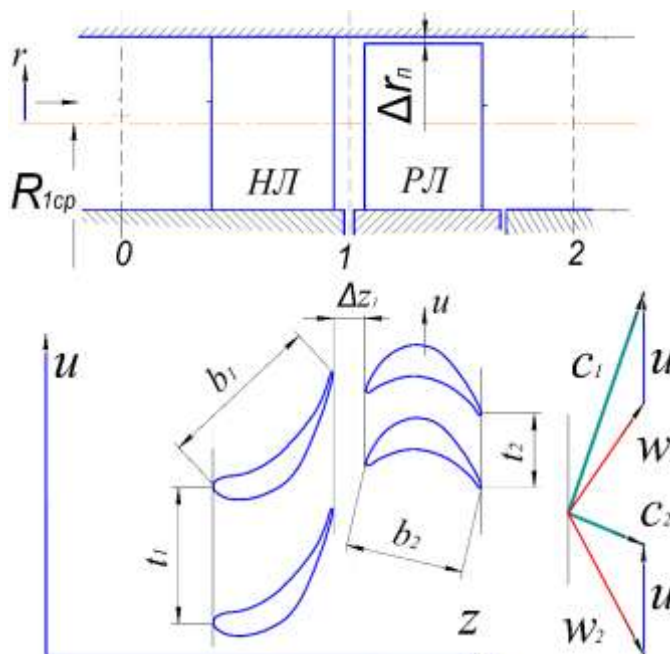


Рис. 1. Схема модели ступени осевой турбины: 0, 1, 2 – контрольные сечения; u , z – тангенциальная и осевая координаты; c_1 , c_2 – абсолютные скорости; w_1 , w_2 – относительные скорости; u – окружная (переносная) скорость

Таблица 1. Геометрические параметры модели

Радиус среднего сечения R_{1cp} , мм	390,12
Длина направляющей лопатки (НЛ) l_1 , мм	60
Хорда НЛ b_1 , мм	59
Шаг НЛ t_1 , мм	47,9
Относительный шаг $\bar{t}_1$	0,8
Число НЛ m_1	51
Хорда рабочей лопатки (РЛ) b_2 , мм	41
Шаг РЛ t_2 , мм	25,4
Относительный шаг РЛ $\bar{t}_2$	0,618
Число РЛ m_2	96
Осевой зазор ступени Δz_1 , мм	4
Радиальный зазор на периферии РЛ Δr_p , мм	1

Метод исследования – численное моделирование нестационарных процессов обтекания в турбомашинах, реализованное в коммерческом пакете ANSYS CFX. Расчетная область состоит из одного канала направляющих лопаток и двух каналов рабочих лопаток [9,10]. Скорость вращения ротора изменялась в диапазоне от 1000 до 1800 об/мин. Граничные условия и параметры численного расчета представлены в таблице 2. Все вычисления при моделировании реализуются на кластере Отделения вычислительных ресурсов СПбПУ.

Таблица 2. Граничные условия и параметры численного расчета

Полная температура потока при входе T_0^* , К	315
Скорость потока при входе c_0 , м/с	27
Статическое давление газа за ступенью p_2 , Па	101325
Скорость вращения ротора ω , об/мин	1000..1800
Рабочее тело	Air Ideal Gas
Модель турбулентности	SST (Menter's Shear Stress Transport)
Постановка задачи	Стационарная (Stage) Нестационарная (Transient Stator–Rotor)

Все поля полученных основных параметров (давление, температура, скорость...) определены в сечениях 0, 1, 2 и для расчета характеристик осреднялись по массовому расходу, высоте лопатки и шагу решеток. Нестационарные (Transient) параметры дополнительно осреднялись по периоду времени

$$T = \frac{t_1}{(\omega R_{1cp})}. \quad (1)$$

Осредненный располагаемый перепад энтальпий для ступени, вычислялся по формуле

$$\bar{H}_0 = \frac{k}{k-1} R \bar{T}_0^* \left[1 - \left(\frac{\bar{p}_2}{\bar{p}_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2)$$

где $k = 1,4$; $R = 287,58$, Дж кг⁻¹ К⁻¹; $\bar{p}_0^*$, Па – полное давление газа перед ступенью; $\bar{p}_2$, Па – статическое давление газа за ступенью.

Далее все представленные параметры и величины осредненные.

Расчеты соотношения $u/\bar{C}_0$ выполнены при условии

$$\bar{C}_0 = \sqrt{2\bar{H}_0}. \quad (3)$$

Располагаемый перепад энтальпий для направляющей решетки определяется выражением

$$\bar{H}_1 = \frac{k}{k-1} R \bar{T}_0 \left[1 - \left(\frac{\bar{p}_1}{\bar{p}_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4)$$

Теоретическая скорость на выходе из сечения 1 равна

$$\bar{c}_{1t} = \sqrt{2(\bar{H}_1 + \frac{\bar{c}_{вх}^2}{2})}. \quad (5)$$

Коэффициент потерь КЭ в направляющей решетке определяется как

$$\bar{\zeta}_1 = 1 - \frac{\bar{c}_1^2}{\bar{c}_{1t}^2}, \quad (6)$$

где $\bar{c}_1$ - осредненная по расходу и времени скорость за направляющим аппаратом.

Коэффициент потерь КЭ в направляющем аппарате относительно перепада энтальпий на ступень вычисляется по формуле

$$\bar{\zeta}_{НА} = \frac{\Delta \bar{h}_{НА}}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{c}_{1t}^2 - \bar{c}_1^2}{2\bar{H}_0}. \quad (7)$$

Располагаемый перепад энтальпий в рабочей решетке

$$\bar{H}_2 = \frac{k}{k-1} R \bar{T}_1 \left(1 - \left(\frac{\bar{p}_2}{\bar{p}_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (8)$$

Теоретическая скорость на выходе из сечения 2 равна

$$\bar{w}_{2t} = \sqrt{2(\bar{H}_2 + \frac{\bar{w}_1^2}{2})}. \quad (9)$$

Коэффициент потерь КЭ в рабочей решетке

$$\bar{\zeta}_2 = 1 - \frac{\bar{w}_2^2}{\bar{w}_{2t}^2}, \quad (10)$$

где $\bar{w}_2$ - осредненная по расходу и времени скорость потока за рабочим колесом.

Коэффициент потерь КЭ в рабочей решетке относительно перепада энтальпий на ступень определяется как

$$\bar{\zeta}_{РК} = \frac{\Delta \bar{h}_{РК}}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{w}_{2t}^2 - \bar{w}_2^2}{2\bar{H}_0}. \quad (11)$$

Коэффициент потерь КЭ с выходной скоростью

$$\bar{\zeta}_{ВС} = \frac{\Delta \bar{h}_{ВС}}{\bar{H}_0} = \frac{\bar{c}_2^2}{2\bar{H}_0}. \quad (12)$$

Суммарный коэффициент потерь КЭ для ступени

$$\bar{\zeta}_\Sigma = \bar{\zeta}_{НА} + \bar{\zeta}_{РК} + \bar{\zeta}_{ВС}. \quad (13)$$

Лопаточный КПД ступени вычисляется по формуле

$$\bar{\eta}_{ол(I)}^\wedge = 1 - \bar{\zeta}_\Sigma = \frac{\bar{H}_0 - \Delta \bar{h}_{НА} - \Delta \bar{h}_{РК} - \Delta \bar{h}_{ВС}}{\bar{H}_0}. \quad (14)$$

При этом, $\bar{\eta}_{ол}^\wedge$ – лопаточный КПД ступени, но с учетом дополнительных потерь кинетической энергии, обусловленных периферийными протечками через радиальный зазор рабочего колеса.

Внутренний (мощностной) КПД (total to static isentropic efficiency) ступени также вычисляется пакетом CFX–Post [11] по формуле

$$\hat{\eta}_{ол(II)} = \frac{1 - \frac{\bar{T}_2^*}{\bar{T}_0^*}}{1 - \left(\frac{\bar{p}_2^*}{\bar{p}_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (15)$$

Для обработки результатов для режимов с разными вариантами скорости вращения и методами вычисления (Stage, Transient) были разработаны подпрограммы языка CEL в CFX–Post. Макрос turbinePerform.cse (в среде CFX–Post) может быть использован для более быстрого определения КПД $\hat{\eta}_{ол(I)}$ ступени методом Stage.

К сожалению, мы не располагали возможностью экспериментальной проверки уровня КПД рассматриваемой ступени, но все же приводим для сравнения 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 $\zeta_2 = 0,105$. Протечка через периферийный зазор учтена по формуле для коэффициентов потерь

$$\bar{\zeta}_п = 1,5 \frac{\pi D_п \delta_э}{F_1} \sqrt{\rho + 1,8 \frac{l_2}{D_{2cp}}} \bar{\eta}_{ол}, \quad (16)$$

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

2. Результаты численного исследования

Результаты вычисления потерь КЭ и лопаточного КПД ступени представлены в таблицах 3, 4 и рисунках 2, 3. В таблице 4 и рисунке 4 также дано сравнение результатов вычисления лопаточного КПД ступени различными методами (Stage и Transient).

Из рис. 2 следует, что влияние изменения режимов по $u/\bar{C}_0$ на $\bar{\zeta}_{BC}$ в исследованном диапазоне равно 9÷13% и практически одинаково при расчетах по методу Stage и Transient. Уровни осредненных коэффициентов потерь КЭ в венцах изменяются в пределах: $\bar{\zeta}_{НА}$ от 4÷3% (метод Stage) и сохраняются равными 5% (метод Transient); $\bar{\zeta}_{РК}$ от 5÷6% (метод Stage) и от 6% до 8% (метод Transient). Уровень суммарных осредненных коэффициентов потерь КЭ $\bar{\zeta}_\Sigma$ составляет 18÷21% по методу Stage и 21÷25% по методу Transient.

На рис. 3 показано, что при расчете по методу Transient потери КЭ $\bar{\zeta}_1$, $\bar{\zeta}_2$ выше, чем по методу Stage соответственно на 1,5÷2,5% и 4÷5% абсолютных значений. Эти значения характеризуют дополнительные потери КЭ по венцам для данной модели и могут быть использованы для оценки влияния нестационарности в близких по геометрии ступенях.

Таблица 3. Результаты расчетов потерь КЭ

	Stage						Transient					
$u/\bar{C}_0$	$\bar{\zeta}_{HA}$	$\bar{\zeta}_{PK}$	$\bar{\zeta}_{BC}$	$\bar{\zeta}_{\Sigma}$	$\bar{\zeta}_1$	$\bar{\zeta}_2$	$\bar{\zeta}_{HA}$	$\bar{\zeta}_{PK}$	$\bar{\zeta}_{BC}$	$\bar{\zeta}_{\Sigma}$	$\bar{\zeta}_1$	$\bar{\zeta}_2$
0,434	0,041	0,052	0,110	0,203	0,047	0,123	0,052	0,065	0,108	0,225	0,060	0,160
0,504	0,037	0,051	0,092	0,180	0,046	0,123	0,051	0,065	0,094	0,210	0,063	0,160
0,573	0,034	0,050	0,089	0,173	0,047	0,124	0,054	0,067	0,091	0,212	0,071	0,169
0,640	0,033	0,055	0,100	0,188	0,047	0,138	0,052	0,073	0,102	0,227	0,070	0,184
0,709	0,032	0,061	0,123	0,216	0,045	0,154	0,051	0,086	0,124	0,261	0,070	0,212

Таблица 4. Результаты расчетов КПД ступени

	Stage			Transient			Разница между Stage и Transient $\Delta \hat{\eta}_{ol} = \hat{\eta}_{ol(Stage)} - \hat{\eta}_{ol(Transient)}$	
$u/\bar{C}_0$	$\hat{\eta}_{ol(I)}$	$\hat{\eta}_{ol(II)}$	$\Delta \hat{\eta}_{ol(I-II)}$	$\hat{\eta}_{ol(I)}$	$\hat{\eta}_{ol(II)}$	$\Delta \hat{\eta}_{ol(I-II)}$	$\Delta \hat{\eta}_{ol(I)}$	$\Delta \hat{\eta}_{ol(II)}$
0,434	0,797	0,799	-0,002	0,775	0,770	0,005	0,022	0,029
0,504	0,820	0,825	-0,004	0,790	0,781	0,009	0,030	0,044
0,573	0,827	0,828	-0,001	0,788	0,782	0,006	0,039	0,046
0,640	0,812	0,812	0,000	0,773	0,769	0,005	0,039	0,043
0,709	0,784	0,779	0,006	0,740	0,737	0,003	0,045	0,042

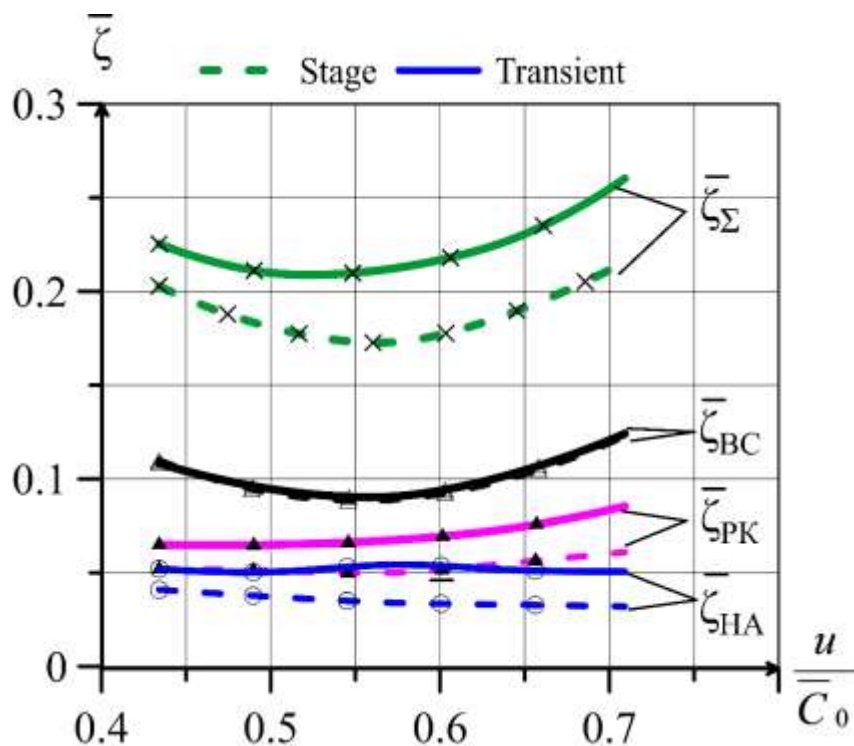


Рис. 2. Зависимости коэффициентов потерь КЭ $\bar{\zeta}_{HA}$, $\bar{\zeta}_{PK}$, $\bar{\zeta}_{BC}$, $\bar{\zeta}_{\Sigma}$ от отношения $u/\bar{C}_0$ ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм)

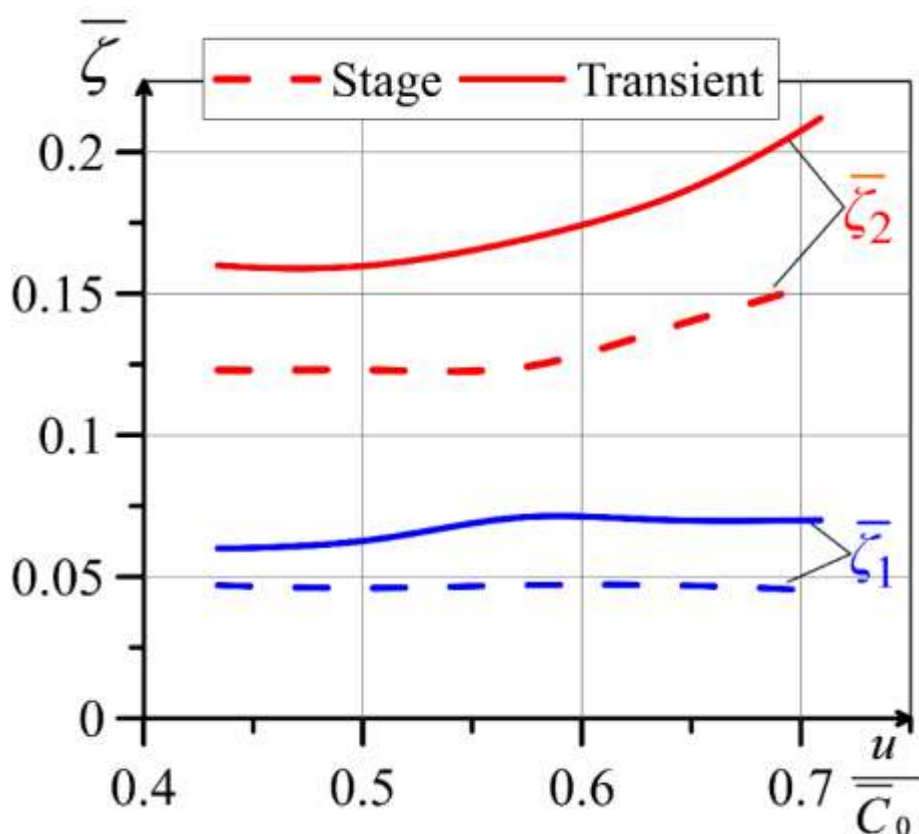


Рис. 3. Зависимости коэффициентов потерь КЭ $\bar{\zeta}_1, \bar{\zeta}_2$ от отношения $u/\bar{C}_0$ ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм)

На рисунке 4 показано сопоставление КПД ступени, вычисленных по методам Stage (пунктирные кривые) и Transient (сплошные кривые), в зависимости от отношения $u/\bar{C}_0$ при межвенцовом осевом зазоре $\Delta z_1 = 4$ мм и контрольной плоскости за рабочей решеткой на расстоянии $\Delta z_2 = 12$ мм. КПД ступени, вычисляемый по методу Transient, оказывается ниже КПД, вычисляемого по методу Stage на 3÷5%, что близко к приближенно оцениваемой при проектировании величине потерь в 2÷3%.

Полученное значение $\hat{\eta}_{ол}$ показано на рисунке 4 третьей кривой, которая свидетельствует о том, что результаты расчетов по методу Stage близки количественно и в качественно к результатам одномерного расчета, и можно сделать вывод, что оба указанных метода не учитывают влияния нестационарности потока.

По рисунку 4 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 соответствует максимальному влиянию нестационарности потока. С учетом известного результата [3] 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.

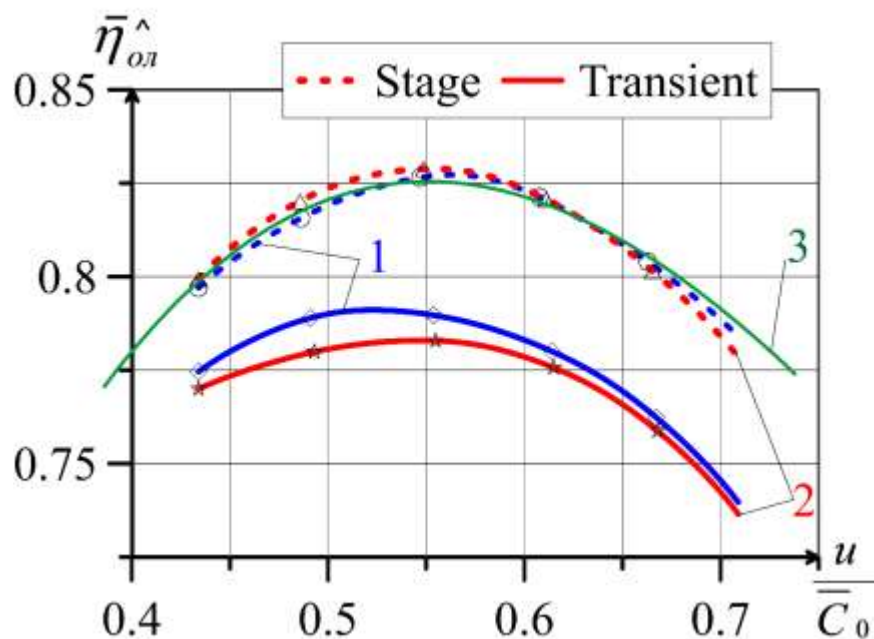


Рис. 4. Зависимости КПД $\bar{\eta}_{ол}^{\wedge}$ от отношения $u/\bar{C}_0$: 1– $\bar{\eta}_{ол(I)}^{\wedge}$; 2– $\bar{\eta}_{ол(II)}^{\wedge}$ ($\Delta z_1 = 4$ мм; $\Delta z_2 = 12$ мм); 3–по одномерной теории турбомашин

Заключение

1. Уровень осредненных коэффициентов суммарных потерь КЭ в диапазоне $u/\bar{C}_0$ от 0,48 до 0,75 составляет при расчетах по методу Stage от 18% до 21% и по методу Transient от 21% до 25%.
2. Уровень осредненных коэффициентов потерь КЭ с выходной скоростью $\bar{\zeta}_{вс}$ в указанном диапазоне $u/\bar{C}_0$ составляет от 9% до 13%, и практически одинаков при расчетах по методу Stage и Transient.
3. Уровни осредненных коэффициентов потерь КЭ в венцах (по отношению к перепаду энтальпий на ступень) изменяются в пределах: $\bar{\zeta}_{на}$ от 4% до 3% (Stage) и сохраняются равными 5% (Transient); $\bar{\zeta}_{рк}$ от 5% до 6% (Stage) и от 6% до 8% (Transient).
4. Коэффициенты потерь КЭ по венцам направляющих и лопаток при расчетах модельной ступени по методу Transient выше, чем по методу Stage соответственно на $\Delta\bar{\zeta}_1 = 1,5\div 2\%$ и $\Delta\bar{\zeta}_2 = 4\div 5\%$ абсолютных значений. Эти величины и характеризуют потери КЭ от влияния нестационарности.
5. 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. Решение этой и других аналогичных задач возможно за счет применения пакета ANSYS CFX.

Список литературы

1. Дейч М.Е. Газодинамика решеток турбомашин. М.: Энергоатомиздат, 1996. 528 с.

2. Афанасьева Н.Н., Ласкин А.С., Лапшин К.Л., Черников В.А. и др. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / под ред. В.А. Черникова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 263 с.
3. Ласкин А.С. Исследование аэродинамического возбуждения колебаний лопаточного аппарата и потерь энергии при нестационарных процессах в турбинах: дис. ... докт. техн. наук. Л., ЛПИ, 1980.
4. Denton J.D. Loss mechanisms in turbomachines // Journal of Turbomachinery. 1993. Vol. 155, iss. 4. P. 621-656. DOI: [10.1115/1.2929299](https://doi.org/10.1115/1.2929299)
5. Ершов С.В., Саки Р. К расчету потерь в проточных частях турбомашин // Вестник НТУ «ХПИ». 2013. № 14 (988). С. 1-18.
6. Епифанов А.А. Численное моделирование трехмерного течения в решетках и ступенях малорасходных турбин ЛПИ: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2012.
7. Кофман В.М. Определение коэффициента полезного действия турбины ГТД по параметрам неравномерных газовых потоков // Вестник УГАТУ. 2012. № 5 (50). С. 28-40.
8. Тюхтяев А.М., Ласкин А.С., Захаров А.В. Потери кинетической энергии потока по высоте направляющего аппарата последней ступени мощных паровых турбин // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. № 6. 2014. С. 66-81. DOI: [10.7463/0614.0712815](https://doi.org/10.7463/0614.0712815)
9. Нгуен К.К., Ласкин А.С. Численное моделирование влияния осевого зазора на нестационарные силы в турбинной ступени // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 2 (195). С. 65-69.
10. Нгуен К.К., Ласкин А.С. Влияние отношения u/C_0 на нестационарные нагрузки и КПД осевой турбиной ступени // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 6. С. 56-66. DOI: [10.7463/0615.0786614](https://doi.org/10.7463/0615.0786614)
11. Батулин О.В., Колмакова Д.А., Матвеев В.Н., Попов Г.М., Шаблий Л.С. Исследование рабочего процесса в ступени осевой турбины с помощью универсального программного комплекса Ansys CFX: метод. указания. Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. 100 с.

Kinetic Energy Losses and Efficiency of an Axial Turbine Stage in Numerical Modeling of Unsteady Flows

A.S. Laskin¹, Q.Q. Nguyen^{1,*}

tutu1402@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: axial turbine stage, kinetic energy loss, efficiency, averaged parameter, stage, transient, numerical modeling, ANSYS CFX

The article presents the results of numerical investigation of kinetic energy (KE) loss and blading efficiency of the single-stage axial turbine under different operating conditions, characterized by the ratio u/C_0 . The calculations are performed by stationary (Stage method) and non-stationary (Transient method) methods using ANSYS CFX. The novelty of this work lies in the fact that the numerical simulation of steady and unsteady flows in a turbine stage is conducted, and the results are obtained to determine the loss of KE, both separately by the elements of the flow range and their total values, in the stage efficiency as well. The results obtained are compared with the calculated efficiency according to one-dimensional theory.

To solve these problems was selected model of axial turbine stage with $D/l = 13$, blade profiles of rotor and stator of constant cross-section, similar to tested ones in inverted turbine when $M_{c1} = 0.3$. The degree of reactivity $\rho = 0.27$, the rotor speed was varied within the range $1000 \div 1800$ rev/min.

Results obtained allow us to draw the following conclusions:

1. The level of averaged coefficients of total KE losses in the range of $u/\bar{C}_0$ from 0.48 to 0.75 is from 18% to 21% when calculating by the Stage method and from 21% to 25% by the Transient one.
2. The level of averaged coefficients of KE losses with the output speed of $\bar{\zeta}_{BC}$ in the specified range $u/\bar{C}_0$ is from 9% to 13%, and almost the same when in calculating by Stage and Transient methods.
3. Levels of averaged coefficients of KE loss in blade tips (relative to the differential enthalpies per stage) are changed in the range: $\bar{\zeta}_{HA}$ from 4% to 3% (Stage) and are stored to be equal to 5% (Transient); $\bar{\zeta}_{PK}$ from 5% to 6% (Stage) and from 6% to 8% (Transient).
4. Coefficients of KE losses in blade tips GV and RB are higher in calculations of the model stage using the Transient method than the Stage one, respectively, by $\Delta\bar{\zeta}_1 = 1.5 \div 2.5\%$

and $\Delta\bar{\zeta}_2 = 4 \div 5\%$ of the absolute values. These are values to characterize the KE loss because of unsteadiness influence.

5. The reduced efficiency due to influence of unsteady flow may reach a value of 4.8% (peak). This value is close to the maximum, since it corresponds to the minimum axial clearance $\Delta z_1 = 4$ mm. An increased efficiency can be achieved by increasing the axial clearance. The solution to this and similar problems is possible through the use of the package ANSYS CFX.

References

1. Deych M.E. *Gazodinamika reshetok turbomashin* [Gasdynamics of blade rows for turbomachinery]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1996. 528 p. (in Russian).
2. Afanas'eva N.N., Laskin A.S., Lapshin K.L., Chernikov V.A., et al. *Aerodinamicheskie kharakteristiki stupenei teplovykh turbin* [Aerodynamic characteristics of thermal turbines stages]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1980. 263 p. (in Russian).
3. Laskin A.S. *Issledovanie aerodinamicheskogo vozbuzhdeniya kolebanii lopatochnogo apparata i poter' energii pri nestatsionarnykh protsessakh v turbinakh. Dokt. dis.* [Research of aerodynamic excitation loads and energy losses in the unsteady processes in turbines. Dr. diss.]. Leningrad, Leningrad Polytechnical Institute, 1980. (in Russian).
4. Denton J.D. Loss mechanisms in turbomachine. *Journal of Turbomachinery*, 1993, vol. 155, iss. 4, pp. 621-656. DOI: [10.1115/1.2929299](https://doi.org/10.1115/1.2929299)
5. Ershov C.V., Saki R. Calculation of losses in flow paths in turbomachines. *Vestnik NTU "KhPI"*, 2013, no. 14 (988), pp. 1-18. (in Russian).
6. Epifanov A.A. *Chislennoe modelirovanie trekhmernogo techeniya v reshetkakh i stupenyakh maloraskhodnykh turbin LPI. Kand. dis.* [Numerical simulation of three-dimensional flow in lattices and stages of low consumable LPI turbine. Cand. dis.]. St. Petersburg, 2012. (in Russian).
7. Kofman V.M. Determining the GTE's turbine efficiency according to the parameters of irregular gas flow. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 5 (50), pp. 28-40. (in Russian).
8. Tyukhtyaev A.M., Laskin A.S., Zakharov A.V. Spanwise Distribution of Energy Losses in Steam Turbine Last Stage Nozzle. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Bauman = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2014, no. 6, pp. 66-81. DOI: [10.7463/0614.0712815](https://doi.org/10.7463/0614.0712815) (in Russian).
9. Nguen K.K., Laskin A.S. Numerical investigation of the influences of axial spacing between blade rows in axial turbine on aerodynamic force. *Nauchno–tekhnicheskie vedomosti SPbGPU = St. Petersburg State Polytechnical University Journal*, 2014, no. 2 (195), pp. 65-69. (in Russian).
10. Nguyen Q.Q., Laskin A.S. Influence of u/C0 ratio on Unsteady Loads and Efficiency Level of Axial Turbine Stage. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Bauman = Science*

and Education of the Bauman MSTU, 2015, no. 6, pp. 56-66. DOI: [10.7463/0615.0786614](https://doi.org/10.7463/0615.0786614) (in Russian).

11. Baturin O.V., Kolmakova D.A., Matveev V.N., Popov G.M., Shablii L.S. *Issledovanie rabocheho protsessa v stupeni osevoi turbiny s pomoshch'yu universal'nogo programmogo kompleksa Ansys CFX* [Research of workflow in stage of axial turbine using the universal Ansys CFX software package]. Samara, SSAU Publ., 2011. 100 p. (in Russian).