

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ
ИНТЕНСИВНОСТИ И МАСШТАБА ТУРБУЛЕНТНОСТИ ПОТОКА
НА ПОТЕРИ В СОПЛОВОЙ РЕШЕТКЕ**

© 2024 г. А. В. Грановский^а, *, Б. И. Курманов^а

^аОпытное конструкторское бюро им. А. Люльки, ул. Касаткина, д. 13, Москва, 129301 Россия

*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru

Поступила в редакцию 26.05.2023 г.

После доработки 11.07.2023 г.

Принята к публикации 01.08.2023 г.

Несмотря на развитие экспериментальных и численных методов исследования воздействия турбулентности на структуру потока и газодинамическую эффективность турбинных решеток, возникает много вопросов при проектировании и совершенствовании лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин. Довольно сложно провести надежные измерения параметров потока или численные исследования для реальных условий работы турбомашин, когда диапазон изменения интенсивности и масштабов турбулентности в потоке трудно предсказуем. Поэтому для приближения к пониманию, как более адекватно учитывать при проектировании решеток турбины влияние таких параметров, как интенсивность и масштаб турбулентности, было проведено расчетное исследование сопловой решетки газовой турбины, которое опиралось на ряд экспериментальных результатов, полученных в Центральном институте авиационного моторостроения. Для оценки влияния отмеченных характеристик турбулентности на структуру потока в решетке были выполнены параметрические исследования с заданием различных значений интенсивности и масштабов турбулентности. В работе на основе экспериментальных данных, полученных как при использовании различных турбулизаторов, так и без них, анализируется влияние интенсивности и масштаба турбулентности на изменение структуры потока и профильных потерь в сопловой решетке в диапазоне значений приведенной (адиабатической) скорости на выходе из решетки $\lambda_{2ад} = 0.55–0.95$. Расчетные исследования проводились с помощью программного комплекса 2D NS для интенсивности турбулентности на входе в сопловую решетку $Tu = 0.2–10\%$ и при разных масштабах турбулентности.

Ключевые слова: сопловая решетка, структура потока, профильные потери, турбулизатор, приведенная скорость, интенсивность турбулентности, масштаб турбулентности, газовая турбина

DOI: 10.56304/S0040363624010041

Различные модификации методов прямого численного моделирования (DNS – Direct Numerical Simulation), а также моделирование больших вихрей (LES – Large Eddy Simulation) не привели пока к широкому их использованию при проектировании элементов турбомашин. Поэтому численные методы, основанные на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса (RANS), остаются наиболее удобным в инженерной практике инструментом для исследования влияния турбулентных течений на структуру потока и потери в решетках газовых турбин. В работах [1–4] изучается влияние интенсивности турбулентности на структуру потока и потери в сопловых решетках первой ступени турбины. В частности, рассмотрено изменение интенсивности турбулентности при прохождении потока через сопловую решетку от входа в нее до выхода и в сле-

дах за выходными кромками. Авторы работ [5, 6] применяли различные способы для создания интенсивности входной турбулентности от 0.7 до 13.5%. Опираясь на модель изотропной турбулентности, они использовали выражения для интенсивности турбулентности $Tu = u'/U_\infty$ для масштаба турбулентности $Lu = 1.5|u'|^3/\varepsilon = 6.11–154.5$ см (здесь U_∞ – скорость потока; u' – пульсационная составляющая скорости потока; ε – коэффициент диссипации турбулентности).

В [7] при анализе работы установки для исследования взаимодействия “камера сгорания – турбина” как в эксперименте, так и в расчетах по RANS и LES были получены очень высокие значения интенсивности турбулентности (примерно 65%) и масштаба турбулентности (около 50%). При исследовании секторной сопловой решетки

авторы [8] использовали турбулизирующие решетки, за которыми интенсивность турбулентности потока составляла 5%. В работе [9] отмечается, что рекомендации относительно масштаба турбулентности $Lu \approx 10^{-4}$ м для типичных условий работы турбомашин приводят к грубой оценке затухания турбулентности и, соответственно, неправильному предсказанию ламинарно-турбулентного перехода на турбинных лопатках. Авторы получили новую корреляцию на основе обобщения экспериментальных данных по затуханию турбулентности, приведенных в 14 работах, в которых более корректно определяются масштаб турбулентности, области перехода и потери в зависимости от числа Маха и интенсивности турбулентности потока на входе в решетку. Утверждается, что с увеличением скорости потока и интенсивности турбулентности растет диссипация турбулентности, а масштаб турбулентности уменьшается.

В работе [10] было обнаружено, что место ламинарно-турбулентного перехода на выпуклой поверхности лопатки очень чувствительно как к интенсивности турбулентности, так и к ее масштабам, причем при $Tu = 20\%$ и $L_x = 20\%$ (здесь L_x – продольный интегральный масштаб турбулентности) реализуются более высокие значения теплового потока по всей лопатке. При этом наблюдались части выпуклой поверхности лопатки, на которых поток оставался ламинарным вплоть до выходной кромки даже в случаях высокой интенсивности турбулентности.

Различие между интенсивностью турбулентности, измеренной сразу за камерой сгорания и обычно моделируемой на стендах с помощью разных конструкций турбулизаторов, отмечается в работе [11], в которой $Tu \approx 10\%$ при моделировании камерной турбулентности специальным способом и $L_x = 22\%$. В то же время интенсивность турбулентности за турбулизирующей сеткой на экспериментальном стенде составила примерно 1.3% при масштабе 2.0%. Проведенные в этой работе исследования влияния входной турбулентности на потери в модельной сопловой решетке продемонстрировали увеличение профильных потерь на 37%, а концевых потерь – на 38%.

В работе [12] отмечается, что в настоящее время расчетные подходы на основе DNS и LES остаются неудобными для анализа эксплуатационных характеристик многоступенчатых компрессоров и турбин. Поэтому в большинстве академических и промышленных приложений нестационарные и стационарные программы для решения уравнений Навье – Стокса применяются для определения поля течения. Авторы отмечают, что при

использовании турбулизирующих решеток, состоящих из стержней разного диаметра и индуцирующих дорожки Кармана разной интенсивности, были получены три различных уровня входной турбулентности от 0.4 до 4.5%.

Авторы [13], ссылаясь на работу [9], предлагают оценивать масштаб турбулентности как $Lu = k^{0.5}/\omega$, где k – кинетическая энергия турбулентности; ω – специфическая диссипация турбулентности. Для конкретных условий авторы при задании интенсивности турбулентности $Tu = 11\%$ получили оптимальный, с их точки зрения, относительный коэффициент турбулентной вязкости, равный 200.

Предсказание реальных потерь в сопловых лопатках первой ступени газовых турбин является сложной проблемой, которая вызвана тем, что расположенные за камерой сгорания лопатки воспринимают существенно турбулентный поток, как отмечается большинством исследователей, на входе при $Tu \geq 10\%$. Как следует из обзора ряда работ, моделирование такой интенсивности турбулентности при проведении экспериментов – довольно сложная задача, поскольку при применении различных решеток из стержней или сеток в качестве турбулизаторов на входе в исследуемые объекты можно получить интенсивность турбулентности в диапазоне 0.5–5.0%. Чтобы значения Tu на входе в экспериментальные установки были повышенными, применяют специальные подходы, основанные на вдуве в основной поток дополнительной массы рабочего тела в целях интенсификации вихреобразования, которое увеличивает пульсации в потоке на входе в экспериментальный объект [5, 6, 11].

Таким образом, анализ данных, представленных в литературных источниках, указывает на большой разброс интенсивности и масштабов турбулентности при экспериментальных и расчетных исследованиях и их интерпретации. В частности, это может быть вызвано условиями проведения большинства экспериментов, когда скорости потока в проточной части экспериментальных объектов значительно отличаются от скорости потока в проточной части турбин. Поэтому важно использовать расчетный метод, который однозначно моделирует турбулентную структуру потока для оценки потерь в решетках турбин и позволяет в качестве граничных условий задавать различные значения интенсивности и масштаба турбулентности, а также другие параметры потока, соответствующие реальным скоростям потока в проточной части турбин.

В данной работе с помощью собственного программного комплекса 2D NS (in-house code) было проведено моделирование экспериментальных

профильных потерь в плоской сопловой решетке, полученных как при использовании различных турбулизаторов, так и без них в диапазоне значений приведенной скорости на выходе из решетки $\lambda_{2ад} = 0.55-0.95$. При этом расчетные исследования были проведены при интенсивности турбулентности на входе в сопловую решетку 0.2–10% и разных масштабах турбулентности.

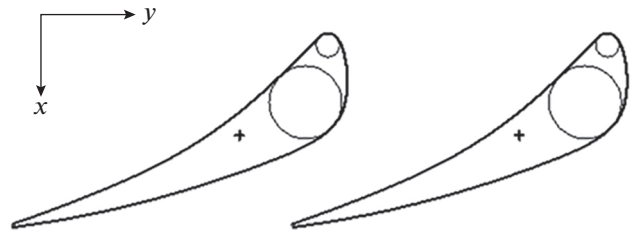


Рис. 1. Вид исследуемой сопловой решетки

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ

На рис. 1 показан вид исследованной сопловой решетки, основные геометрические параметры которой приведены далее:

Конструктивный угол входа $\beta_{1к}$, град.....	91.45
Эффективный угол выхода $\beta_{2эф} = \arcsin(a_2/t)$, град.....	13.71
Ширина решетки B , мм.....	45.33
Хорда профиля решетки L , мм.....	88.18
t/L	0.74
Ширина горла решетки a_2 , мм.....	15.54
d_1/L	0.064
d_2/a_2	0.051
C_m/L	0.194
Угол, град:	
установки профиля γ	31.33
отгиба профиля δ	11.50

Использованы следующие обозначения: t – шаг решетки; d_1, d_2 – диаметр входной и выходной кромок; C_m – максимальная толщина профиля.

Экспериментальный пакет состоял из семи лопаток высотой 90 мм каждая. Длина рабочей части стенда, где размещался экспериментальный пакет, составляла примерно 625 мм, высота – 108 мм.

На рис. 2 приведена схема экспериментального стенда, который включал в себя рабочую часть, где размещаются экспериментальная решетка профилей, лазерный доплеровский измеритель скорости (ЛДИС), автоматизированная система сбора и обработки информации. Установка может работать как в эксгаустерном режиме, так и при наддуве от компрессорной станции. Это позволяет проводить исследования в широком диапазоне изменения скорости на выходе из решетки. Чтобы найти пульсационные составляющие скорости потока u' и v' , использовали ЛДИС, который последовательно измерял эти компоненты скорости потока на расстоянии 30 мм по оси x от входных кромок решетки вверх по потоку с целью установить интенсивность входной турбулентно-

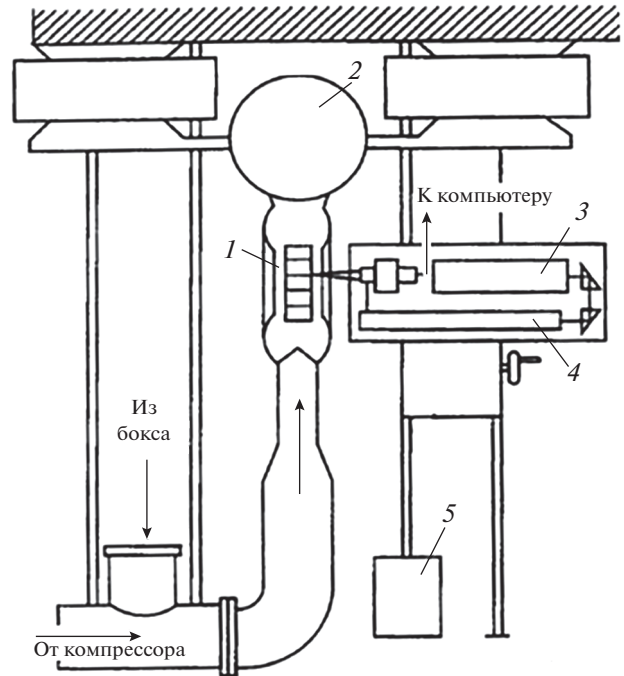


Рис. 2. Схема экспериментального стенда. 1 – рабочая часть; 2 – ресивер; 3 – лазер; 4 – оптический блок; 5 – блок питания

сти. При определении коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$ в сопловой решетке поток траверсировался на входе в решетку с помощью трубки Пито для регистрации полного давления перед решеткой, а на выходе из нее вдоль фронта в направлении оси y измерялись распределения полного давления p_2^* , статического давления p_2 и угла потока α_1 с помощью комбинированного насадка.

На рис. 3 приведены данные, полученные при измерении структуры потока лазерным анемометром перед сопловой решеткой вдоль ее фронта с шагом 10 мм между точками измерения. Длина участка измерения лазерным анемометром составила 70 мм и захватывала один межлопаточный канал. На рис. 3, а показано распределение средней скорости потока $U_{ср}$ на входе в решетку вдоль ее

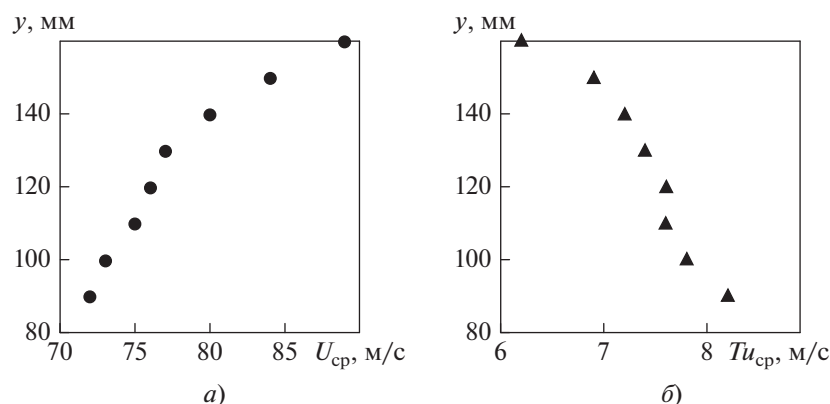


Рис. 3. Распределение средней скорости потока (а) и средней интенсивности турбулентности (б) при измерении лазерным анемометром параметров потока перед сопловой решеткой на расстоянии 30 мм от входных кромок

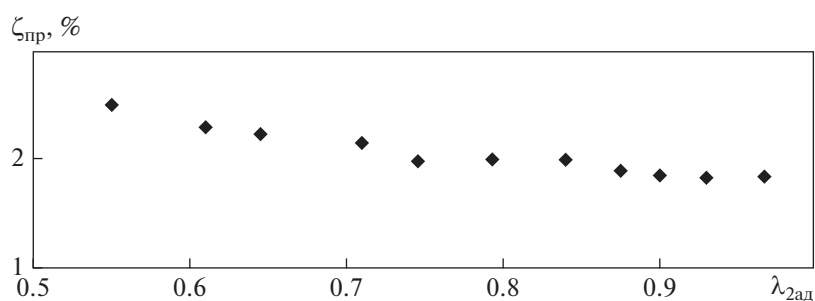


Рис. 4. Экспериментальная зависимость коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$ от приведенной скорости $\lambda_{2ад}$

фронта. Видно, что вдоль фронта решетки на входе наблюдается неравномерность потока. В пределах участка измерения лазерным анемометром U_{cp} изменялась от 73 до 89 м/с, что повлияло на распределение интенсивности турбулентности на этом участке. На рис. 3, б представлено распределение средней интенсивности турбулентности вдоль фронта решетки $Tu_{cp} = \sqrt{(u')^2 + (v')^2} / U_{cp}$. Разброс значений Tu в точках измерения лазерным анемометром достигал 1.0–1.5%. Интенсивность турбулентности на входе в решетку, равная 6.0–8.2%, является довольно высокой для стендовых испытаний. Это связано, по-видимому, с тем, что после компрессора воздух при высоком давлении проходит через систему трубопроводов перед тем, как попасть в рабочую часть стенда.

На рис. 4 показана экспериментальная зависимость коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$ от приведенной скорости потока за решеткой $\lambda_{2ад}$. Видно, что исследуемая сопловая решетка имеет достаточно низкие профильные потери ($\zeta_{пр} \approx 0.02$) практически во всем исследуемом диапазоне скоростей. Среднеквадратическая погрешность опре-

деления коэффициента потерь на экспериментальном стенде составляет 0.0044 при $\lambda_{2ад} = 0.6$ и 0.0015 при $\lambda_{2ад} = 0.95$.

Для моделирования условий эксперимента и подтверждения уровня потерь было проведено расчетное исследование сопловой решетки с использованием программного комплекса 2D NS, базирующегося на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса.

МЕТОДИКА РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Расчет сопловой решетки осуществляется методом установления по времени рассчитываемых параметров течения путем численного интегрирования нестационарной системы уравнений Навье – Стокса совместно с двухпараметрической дифференциальной моделью турбулентности типа $q-\omega$ (здесь q – модифицированная кинетическая энергия турбулентности) по неявной монотонной схеме Годунова повышенной точности [14, 15].

Осредненные по Рейнольдсу двумерные уравнения Навье – Стокса, замкнутые двумя дифференциальными уравнениями модели турбулентно-

сти $q-\omega$, записываются в консервативной форме в произвольной криволинейной системе координат $\xi = \xi(x, y)$, $\eta = \eta(x, y)$. В качестве модели турбулентности для определения турбулентного коэффициента вязкости [16] в уравнениях Навье – Стокса используется двухпараметрическая дифференциальная модель $q-\omega$ [17]. Эта модель отличается от широко известной модели $k-\epsilon$ (здесь k – кинетическая энергия турбулентности; ϵ – диссипация турбулентности) заменой переменных $q = \sqrt{k}$, $\omega = \epsilon/k$ (где ω – удельная скорость диссипации), что позволяет устранить особенность типа $1/0$ на контуре профиля в уравнении для диссипации турбулентности. На входе в решетку задают интенсивность турбулентности $Tu_1 = u'/U_1$ и масштаб турбулентности набегающего потока $Lu_1 = L'/L$, где L' – размер турбулентных пульсаций. По этим параметрам определяют граничные условия для уравнений модели турбулентности [15]

$$q_1 = \sqrt{\frac{3}{2}} Tu_1 U_1; \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{3}{2}} Tu_1 U_1 / Lu_1. \quad (1)$$

Коэффициент турбулентной вязкости ν_t вычисляется с помощью параметров турбулентности $q-\omega$ по соотношению Колмогорова:

$$\nu_t = 0.09 f_v q^2 / \omega. \quad (2)$$

Для учета пристеночных эффектов в области низких чисел Рейнольдса в соотношение введена демпфирующая функция $f_v = 1.0 - \exp(-0.0065 Re_n)$ [18], где $Re_n = qn/\nu$ – турбулентное число Рейнольдса по расстоянию n от точки (x, y) в потоке газа до ближайшей точки на контуре профиля решетки (здесь ν – кинематический коэффициент вязкости).

Для решения системы уравнений Навье – Стокса используется неявная первого порядка точности процедура интегрирования по времени для этих уравнений, записанных в дельта-форме. При вычислении конвективных потоков через границы ячеек в правой части неявного оператора применяются процедура распада произвольного разрыва и кусочно-параболическое распределение характеристических переменных по ячейкам, подчиненное условиям монотонности, что дает третий порядок аппроксимации по пространству на равномерной сетке и, в конечном итоге, обеспечивает высокую точность решения. Производные в вязких членах аппроксимируются центральными разностями со вторым порядком точности. Обращение неявного оператора осуществляется с учетом локальной структуры пото-

ка путем анализа собственных значений матриц Якоби. Выполняются диагонализация и расщепление этих матриц на положительные и отрицательные составляющие. Граничные условия реализуются в неявном виде. Для ускорения сходимости к стационарному решению неявный оператор записывается в нефакторизованном виде. Для его обращения применяется итерационный метод Гаусса – Зейделя. Использование специального вида комбинированной расчетной сетки типа “О–Н”, близкой к ортогональной в большей части расчетной области и являющейся периодической перед решеткой и после нее, позволяет значительно повысить точность расчетов и обеспечить учет особенностей структуры потока, таких как скачки уплотнения, отрывные зоны и т.д.

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ

На рис. 5 приведена топология разностной сетки типа “О–Н”, содержащая 5600 ячеек. Реальная сетка, на которой проводились расчетные исследования, имела около 22 100 ячеек. Левая граница расчетной области располагается в сечении, где проводились замеры пульсаций скорости $x/t = 0.46$. В качестве исходных данных при расчете задаются: приведенная скорость потока на выходе из решетки $\lambda_{2ад}$ (режим работы), угол потока на входе, показатель адиабаты k , газовая постоянная R , полное давление на входе в решетку p_1^* , полная температура на входе в решетку T_1^* , интенсивность турбулентности на входе в решетку Tu_1 и масштаб турбулентности $Lu_1 = L'/L$. Для

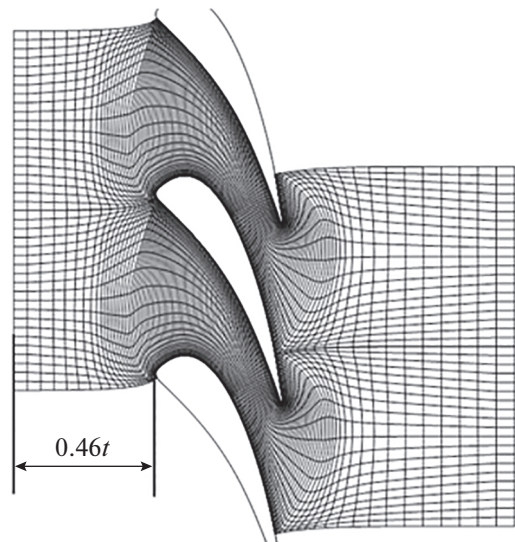


Рис. 5. Вид расчетной сетки

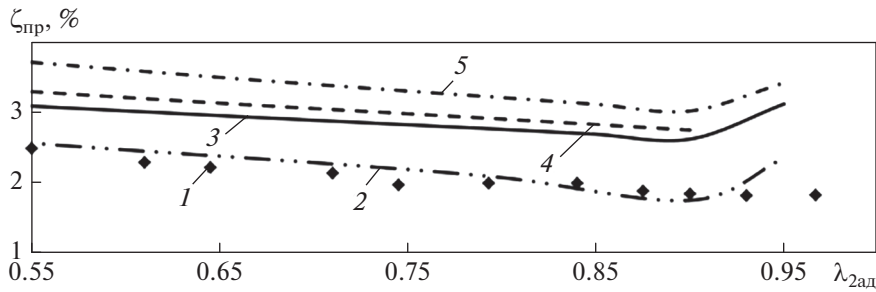


Рис. 6. Зависимость коэффициента профильных потерь от приведенной скорости потока за сопловой решеткой при $Re = (4.8-6.7) \times 10^6$.

1 — эксперимент (без турбулизатора); Tu : 2 — 0.007; 3–5 — 0.07; Lu : 2, 5 — 0.04; 3 — 0.01; 4 — 0.02

оценки L' используется гипотеза Прандтля, по которой v_t , $q = \sqrt{k}$ и размер пульсаций L' связаны соотношением

$$v_t \approx 0.1qL'. \quad (3)$$

Выражение для L' в ядре потока ($f_v \approx 1$) получается из (2), (3) в виде

$$L' \approx \frac{q}{\omega}. \quad (4)$$

Соотношение (4) интерпретирует q – ω -модель турбулентности как движение твердого вихревого тела радиусом L' (размер вихря), вращающегося с угловой скоростью ω (псевдочастота), со скоростью q (пульсации скорости) на его внешней границе.

В соответствии с отмеченными ранее допущениями из соотношений (1)–(4) можно получить приближенную оценку масштаба вихрей для потока в сечении перед решеткой

$$Lu_1 = \frac{L'}{L} \approx \frac{v_{t1}}{v_1} \frac{1}{Tu_1 Re_1}. \quad (5)$$

Так, при низкой турбулентности набегающего потока $Tu_1 = 1\%$, $v_{t1}/v_1 = 1$ и числе Рейнольдса на входе в решетку (вычисляется по скорости течения на входе в решетку) $Re_1 = (0.1-1.0) \times 10^6$ из оценки (5) следует, что $L'/L = 0.1-1.0\%$. С учетом большого разброса в определении масштабов турбулентности, отмеченного в литературе, а также опыта сопоставления расчетных и экспериментальных данных при исследовании плоских решеток [19] в данной работе были приняты в качестве основных масштабы турбулентности $Lu_1 = 2-4\%$.

На рис. 6 показаны расчетные зависимости коэффициента профильных потерь $\zeta_{пр}$ для сопловой решетки от приведенной скорости на выходе из нее при $Re = (4.8-6.7) \times 10^6$ и интенсивности турбулентности на входе $Tu = var$, а также экспериментальная зависимость $\zeta_{пр} = f(\lambda_{2ад})$. При сопоставлении расчетных и экспериментальной за-

висимостей $\zeta_{пр} = f(\lambda_{2ад})$ видно, что для определенной в процессе эксперимента интенсивности турбулентности $Tu = 7\%$ и масштаба турбулентности $Lu = 1-4\%$ расчетные зависимости $\zeta_{пр} = f(\lambda_{2ад})$ качественно совпадают с экспериментальной, однако лучшее совпадение было получено при $Tu = 0.7\%$ и $Lu = 4\%$.

Удовлетворительная корреляция результатов расчета с экспериментальными данными позволяет использовать данный метод для анализа структуры потока и оценки потерь в решетках при реализации разных комбинаций турбулентных характеристик потока.

РЕАЛИЗАЦИЯ РАЗЛИЧНОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА ПЕРЕД РЕШЕТКОЙ

Для оценки влияния входной турбулентности потока на потери в решетке были использованы специальные турбулизаторы, которые должны были создать разную структуру турбулентности перед решеткой (рис. 7). Турбулизатор № 1 представляет собой сетку с квадратными ячейками, собранную из прямоугольных пластин, турбулизатор № 2 — пластину сложной конфигурации с отверстиями, расположенную в средней части входного канала, турбулизатор № 3 — две винтообразные пластины, которые примерно симметрично расположены во входной части установки, и турбулизатор № 4, который состоит из трех более мелких винтообразных пластин.

На рис. 8 приведены экспериментальные зависимости коэффициента потерь в исследуемой сопловой решетке от приведенной скорости. На рисунке видно, что наименьшие потери ($\zeta_{пр} \approx 1.35-1.50$) для диапазона скоростей за решеткой $\lambda_{2ад} = 0.55-0.95$ наблюдаются при формировании структуры потока за турбулизатором № 2 перед сопловой решеткой. Структура потока за турбулизатором № 1 (турбулизирующая сетка) по потерям и характеру их изменения близка к

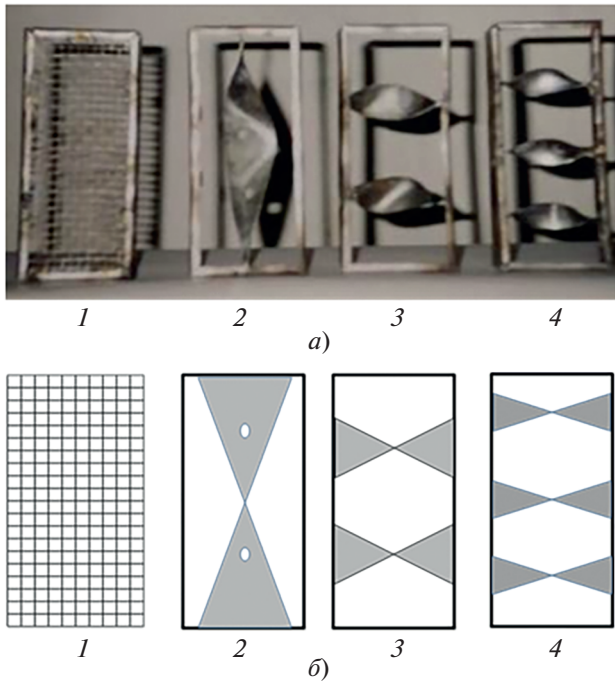


Рис. 7. Внешний вид (а) и схемы (б) турбулизаторов. 1–4 – турбулизаторы № 1–4 соответственно

структуре при работе стенда без использования турбулизаторов. Дальнейшее повышение потерь связано с турбулизаторами № 3, 4. Таким образом, изменение структуры потока перед решеткой с помощью турбулизаторов продемонстрировало увеличение значений коэффициента потерь примерно на 2% при $\lambda_{2ад} = 0.55$ и 1% при $\lambda_{2ад} = 0.95$.

Для моделирования структуры потока за турбулизаторами с учетом возможности программы 2D NS было проведено параметрическое исследование при задании интенсивности турбулентности и масштаба турбулентности в качестве граничных условий в целях идентификации результатов экспериментов при использовании турбулизаторов. На рис. 9 приведены зависимости, полученные при расчете по программе 2D NS при $Lu = 2\%$ и различной интенсивности турбулентности на входе в решетку. Видно, что экспериментальные значения коэффициента потерь располагаются в диапазоне $Tu = 0.2–9.0\%$.

Результаты аналогичных расчетов при $Lu = 4\%$ (рис. 10) показывают, что экспериментальные значения коэффициента потерь располагаются в диапазоне $Tu = 0.5–4.0\%$.

Увеличение диапазона интенсивности турбулентности, в котором находятся экспериментальные точки, связано с различным характером зависимости $\zeta_{пр} = f(Tu)$ при разных значениях масштаба турбулентности. На рис. 11 видно, что при $Tu > 1.5\%$ происходит более резкий рост коэффициента потерь при $Lu = 4\%$, чем при $Lu = 2\%$. Кроме того, на рисунке наблюдается резкое увеличение $\zeta_{пр}$ при повышении интенсивности турбулентности в диапазоне $Tu \approx 0.2–1.0\%$, которое соответствует реализации ламинарно-турбулентного перехода потока в решетке. Причем при увеличении масштаба турбулентности переход от ламинарного (низкотурбулентного) течения к турбулентному происходит при большей интенсивности турбулентности.

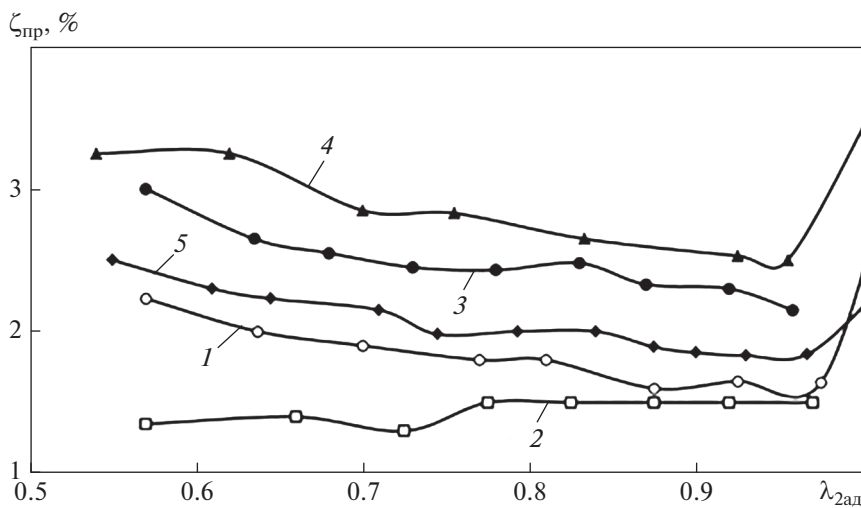


Рис. 8. Экспериментальная зависимость коэффициента профильных потерь от приведенной скорости при использовании турбулизаторов. Турбулизатор: 1 – № 1; 2 – № 2; 3 – № 3; 4 – № 4; 5 – без турбулизатора

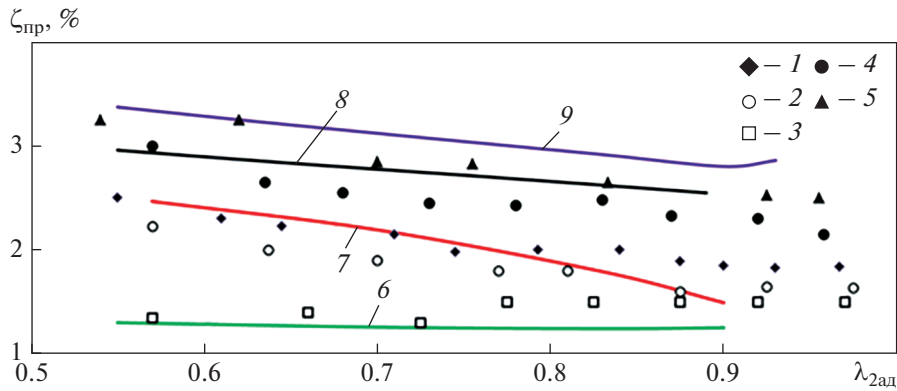


Рис. 9. Экспериментальные точки значений коэффициента $\zeta_{пр}$ (1–5), расчетные кривые (6–9) при $Lu = 2\%$.

1 – без турбулизатора; турбулизатор: 2 – № 1; 3 – № 2; 4 – № 3; 5 – № 4; Tu : 6 – 0.002; 7 – 0.005; 8 – 0.01; 9 – 0.09

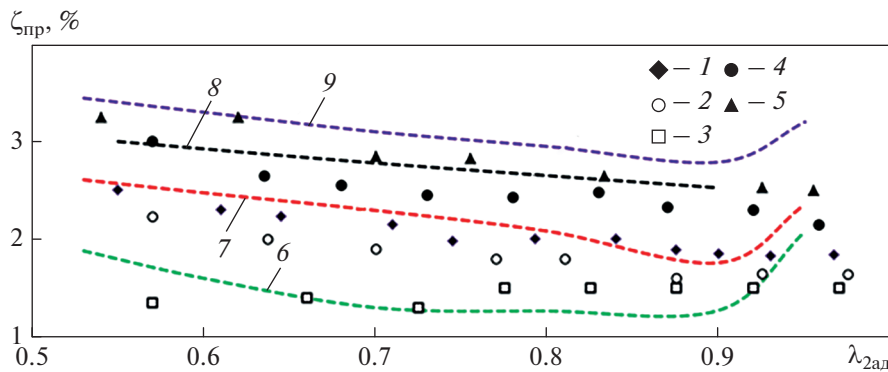


Рис. 10. Экспериментальные точки значений коэффициента $\zeta_{пр}$ (1–5), расчетные кривые (6–9) при $Lu = 4\%$.

Tu : 6 – 0.005; 7 – 0.007; 8 – 0.01; 9 – 0.04. Остальные обозначения см. рис. 9

Таким образом, сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными показывает, что структура потока за турбулизатором № 2 соответствует ламинарному (низкотурбулентному) характеру течения, когда при $Lu = 2\text{--}4\%$ интенсивность турбулентности Tu имеет низкие значения (0.2–0.5%). При этом экспериментальные данные, соответствующие структуре потока за турбулизато-

ром № 1 и работе стенда без турбулизаторов, удовлетворительно коррелируют с результатами расчета при $Tu = 0.5\text{--}0.7\%$. Повышенные значения интенсивности турбулентности ($Tu = 4\text{--}9\%$) соответствуют структуре потока за турбулизаторами № 3, 4 при масштабе турбулентности $Lu = 2\text{--}4\%$. Необходимо отметить, что похожие результаты по уровню скорости потока и интенсивности турбулентности были получены в работе [20], где при отсутствии турбулизаторов интенсивность турбулентности составляла 0.9% при скорости потока $U = 90$ м/с, а использование турбулизаторов позволило получить $Tu = 1.8\text{--}3.2\%$.

На рис. 12 приведены расчетные зависимости коэффициента профильных потерь от интенсивности турбулентности при $Lu = 2$ и 4%. При увеличении интенсивности турбулентности от 0.2 до 1.0% происходит резкое повышение коэффициента потерь в исследуемой сопловой решетке от 1.4 до 2.5% при всех значениях приведенной скорости. На рис. 12, а видно, что при масштабе турбулентности $Lu = 2\%$ ламинарно-турбулентный переход осуществляется в более узком диапа-

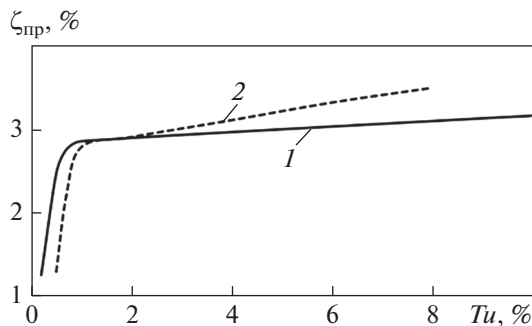


Рис. 11. Расчетные зависимости $\zeta_{пр} = f(Tu)$ при $\lambda_{2ад} = 0.7$ на выходе из решетки при $Lu = 2\%$ (1) и $Lu = 4\%$ (2)

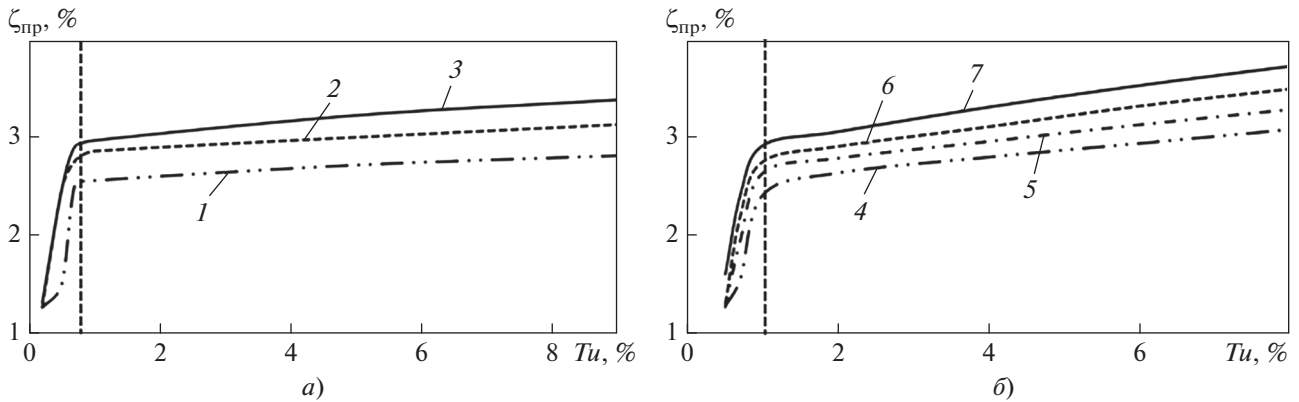


Рис. 12. Зависимость $\zeta_{пр} = f(Tu)$ при $Lu = 2\%$ (а) и $Lu = 4\%$ (б).
 $\lambda_{2ад}$: 1, 4 – 0.90; 2, 6 – 0.70; 3 – 0.55; 5 – 0.80; 7 – 0.60

зоне по интенсивности турбулентности, чем при $Lu = 4\%$ (см. рис. 12, б). По-разному ведут себя зависимости $\zeta_{пр} = f(Tu)$ при $Tu > 0.8\%$ и разных масштабах турбулентности. В частности, при $Tu > 0.8\%$ и $Lu = 2\%$ коэффициент потерь незначительно увеличивается. При $Lu = 4\%$ и $Tu > 1.2\%$ градиент изменения функции $\zeta_{пр} = f(Tu)$ существенно больше, чем при $Lu = 2\%$.

Необходимо отметить практически линейный характер изменения коэффициента профильных потерь при $Tu > 1.2\%$ перед решеткой в исследованном диапазоне приведенной скорости $\lambda_{2ад} = 0.6–0.9$ и при $Lu \leq 4\%$, что позволяет применить результаты проведенных расчетов для оценки потерь в решетке при большой интенсивности турбулентности. Линейная экстраполяция

расчетных зависимостей $\zeta_{пр} = f(Tu)$ для различных значений приведенной скорости за решеткой для $Tu > 1.2\%$ и $Lu = 4\%$ представлена на рис. 13.

РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ В РАБОЧЕЙ ТОЧКЕ

Рабочей точкой для сопловой решетки является режим при $\lambda_{2ад} = 0.92$, в котором было проведено параметрическое исследование влияния интенсивности и масштабов турбулентности на характер изменения коэффициента потерь. На рис. 14 показаны зависимости $\zeta_{пр} = f(Tu)$ при $\lambda_{2ад} = 0.92$. По характеру изменения зависимостей $\zeta_{пр} = f(Tu)$ область исследования можно разделить на две зоны: *I* соответствует переходу от ламинарной структуры потока к турбулентной при $Tu = 0.2–1.5\%$, *II* соответствует развитой турбулентной структуре потока при $Tu > 1.5\%$.

В зоне *I* наблюдается резкое расслоение линий в зависимости от масштаба и интенсивности турбулентности. Видно, что в диапазоне $Tu \approx 0.2–1.5\%$ при ламинарном (низкотурбулентном) течении $\zeta_{пр} \approx 1.4\%$, при турбулентном течении $\zeta_{пр} \approx 2.5\%$. Разница потерь при ламинарно-турбулентном переходе составила примерно 1.1%. Этот факт подтверждается распределением коэффициента трения c_f по обводам профиля сопловой решетки на рис. 15, на котором видно резкое увеличение c_f на выпуклой поверхности профиля при повышении интенсивности турбулентности от 0.5 до 0.7% при $Lu = 2\%$.

В зоне *II* на рис. 14, а отчетливо прослеживается влияние масштаба турбулентности на динамику роста потерь при увеличении интенсивности турбулентности. Поскольку масштаб турбулентности характеризует размер вихрей в турбулентном течении, а интенсивность турбулентности –

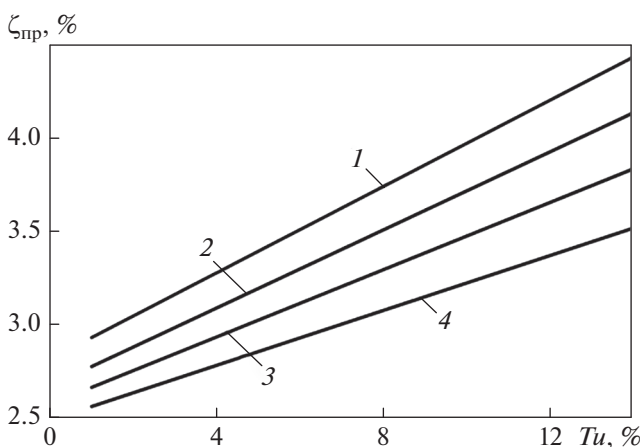


Рис. 13. Линейная экстраполяция зависимости $\zeta_{пр} = f(Tu)$ для $Tu > 1.2\%$ и $Lu = 4\%$.
 $\lambda_{2ад}$: 1 – 0.6; 2 – 0.7; 3 – 0.8; 4 – 0.9; 1 – $\zeta_{пр} = 0.1151 Tu + 2.8158$; 2 – $\zeta_{пр} = 0.1041 Tu + 2.6707$; 3 – $\zeta_{пр} = 0.0896 Tu + 2.5747$; 4 – $\zeta_{пр} = 0.0732 Tu + 2.4895$

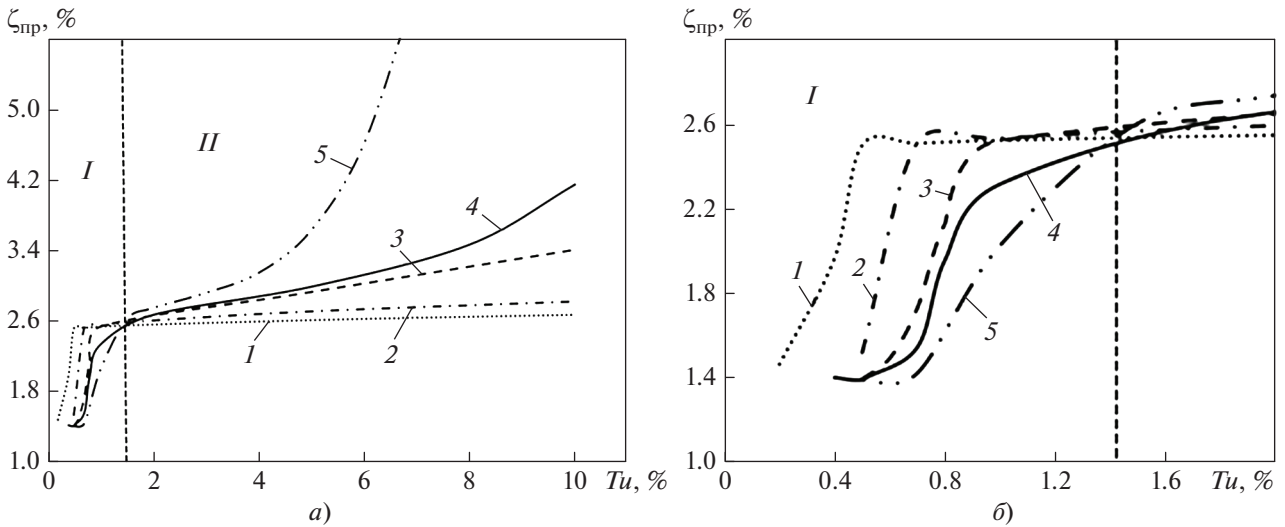


Рис. 14. Зависимость коэффициента потерь от интенсивности турбулентности при $\lambda_{2ад} = 0.92$ в зонах I, II (а) и I (б).
 Lu: 1 – 0.01; 2 – 0.02; 3 – 0.04; 4 – 0.05; 5 – 0.10

пульсацию скорости потока относительно ее среднего значения, то передача энергии турбулентности от крупных вихрей более мелким приводит к интенсификации турбулентности потока и, следовательно, к дальнейшему повышению потерь трения. Так, на рис. 14, а видно, что при масштабе турбулентности 10% происходит резкий рост коэффициента потерь при интенсивности турбулентности 6–7%.

Разнонаправленное влияние интенсивности турбулентности при увеличении масштаба турбулентности показано на рис. 16. При $Tu = 0.5\%$ и $Lu > 2\%$ коэффициент потерь $\zeta_{пр} = \text{const} = 1.4\%$, что соответствует ламинарному характеру течения в решетке. При $Tu = 1.0\%$ с увеличением масштаба турбулентности происходит некоторое уменьшение потерь.

На рис. 17 приведены графики распределения коэффициента трения c_f и относительного коэффициента турбулентной вязкости ν_t/ν вдоль об-

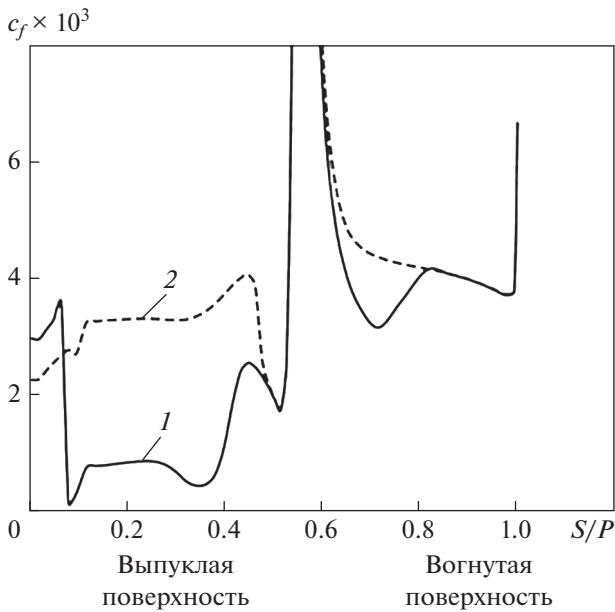


Рис. 15. Распределение $c_f = f(S/P)$ по обводам профиля при $\lambda_{2ад} = 0.92$, $Lu = 2\%$.
 1 – ламинарный режим, $Tu = 0.5\%$; 2 – турбулентный режим, $Tu = 0.7\%$; S – криволинейная координата; P – периметр профиля

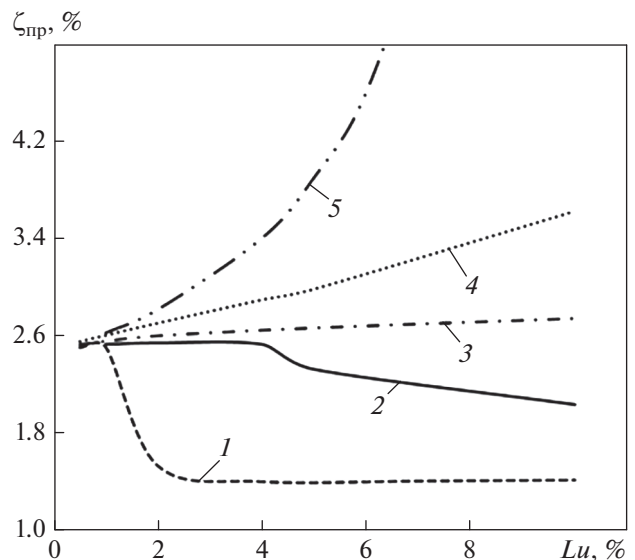


Рис. 16. Зависимость коэффициента потерь от масштаба турбулентности при $\lambda_{2ад} = 0.92$.
 $Tu, \%$: 1 – 0.5; 2 – 1.0; 3 – 2.0; 4 – 5.0; 5 – 10.0

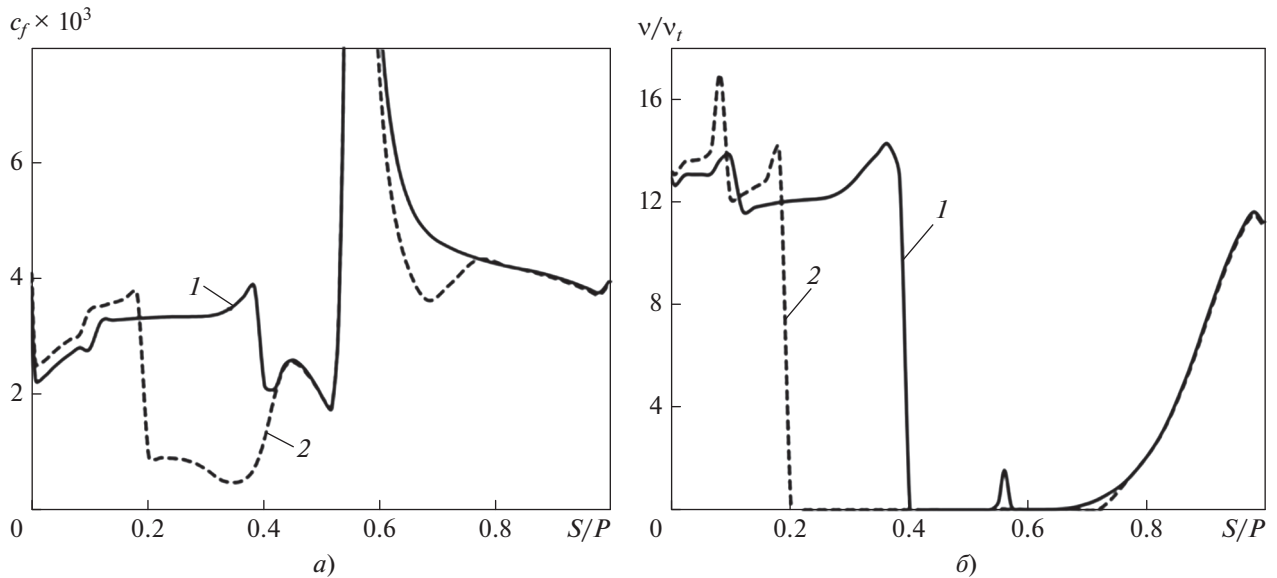


Рис. 17. Распределение коэффициента трения c_f (а) и относительного турбулентного коэффициента вязкости v_t/v (б) при $Tu = 1\%$ и $\lambda_{2ад} = 0.92$.
 $Lu, \%$: 1 – 4; 2 – 10

водов профиля сопловой лопатки. Видно, что на выпуклой поверхности при значениях относительной криволинейной координаты $S/P = 0.2–0.4$ для точки с $Tu = 1.0\%$ и $Lu = 4\%$ коэффициент трения c_f и относительный коэффициент турбулентной вязкости больше значений этих величин для точки с $Tu = 1.0\%$ и $Lu = 10\%$. На остальных участках профиля значения c_f и v_t/v в рассматриваемых точках практически совпадают. В данном случае увеличение размера турбулентных вихрей, которые характеризуются масштабом турбулентности, в сочетании с постоянным значением турбулентных пульсаций ($Tu = const = 1.0\%$) привело к повышению диссипации турбулентности, которая вызвала затухание турбулентных эффектов на выпуклой поверхности лопатки и снижение коэффициента трения, что привело к уменьшению коэффициента потерь при $Lu = 10\%$. При $Tu > 2.0\%$ коэффициент потерь увеличивается с повышением масштаба турбулентности.

Сопоставление результатов расчета коэффициента потерь с экспериментальными данными при $\lambda_{2ад} = 0.92$ продемонстрировано с помощью зависимостей, приведенных на рис. 18. На график расчетных зависимостей $\zeta_{пр} = f(Tu)$, полученных с помощью комплекса 2D NS при заданных масштабах турбулентности, нанесены экспериментальные точки с рис. 8, которые соответствуют примерно режиму $\lambda_{2ад} = 0.92$. Видно, что в области ламинарно-турбулентного перехода при $Tu = 0.5–1.0\%$, а

также при $Tu = 4\%$ данные расчета удовлетворительно коррелируют с экспериментальными данными.

Формирование турбулентной структуры потока в сопловой решетке приводит к утолщению пограничного слоя на профиле лопатки. На рис. 19 видно, что при интенсивности турбулентности $Tu = 0.5\%$ изолинии скорости достигают обвода профиля на спинке за входной

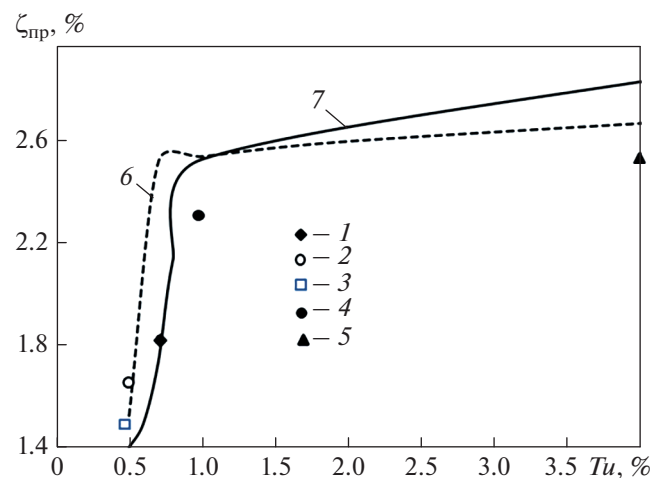


Рис. 18. Зависимость коэффициента потерь $\zeta_{пр}$ от интенсивности турбулентности при $Lu = 2\%$ (6) и $Lu = 4\%$ (7) в режиме $\lambda_{2ад} = 0.92$; обозначения 1–5 см. рис. 8

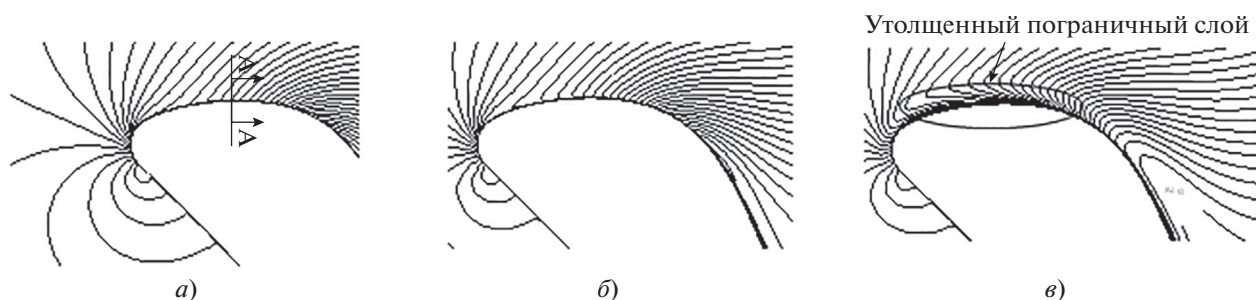


Рис. 19. Распределение изолиний приведенной скорости $\lambda_{ад} = \text{const}$ вокруг входной части сопловой лопатки при интенсивности турбулентности 0.5% (а), 1.0% (б) и 10.0% (в)

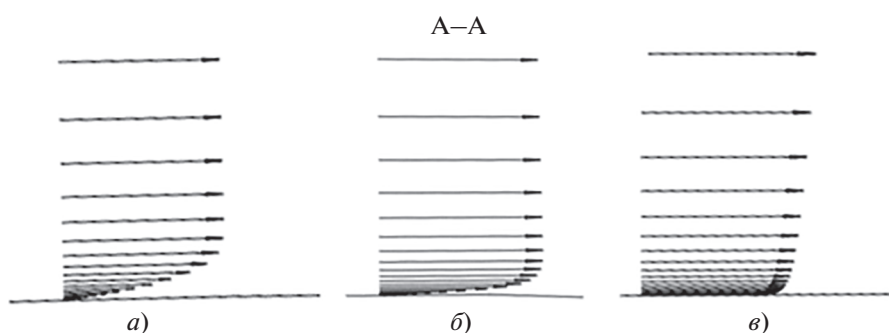


Рис. 20. Распределение векторов скорости потока около стенки в сечении А–А (см. рис. 19) на выпуклой поверхности лопатки при интенсивности турбулентности на входе в решетку 0.5% (а), 1.0% (б) и 10.0% (в)

кромкой без искажения. При $Tu = 1\%$ изолинии скорости начинают деформироваться вблизи профиля, а при $Tu = 10\%$ появляется толстый пограничный слой, который значительно деформирует изолинии скорости вблизи обвода профиля, увеличивает коэффициент трения и, соответственно, коэффициент потерь.

О переходе от ламинарной структуры потока к турбулентной можно судить также по характеру распределения векторов скорости потока в окрестности обводов профиля, в сечении А–А (см. рис. 19) на спинке профиля за входной кромкой при разной интенсивности турбулентности (рис. 20). Видно, что при $Tu = 0.5\%$ распределение векторов скорости соответствует ламинарному характеру течения. При $Tu = 1\%$ профиль изменения скорости более наполненный, что характерно для турбулентного течения, а при $Tu = 10\%$ профиль изменения скорости соответствует развинутому турбулентному течению.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментальные исследования профильных потерь при установке турбулизаторов потока перед сопловой решеткой турбины продемонстрировали изменение коэффициента потерь

на 1–2% в диапазоне изменения приведенной скорости потока за решеткой 0.55 – 0.95.

2. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало, что интенсивность турбулентности потока на входе в сопловую решетку, реализуемая с помощью специальных турбулизаторов, при масштабе турбулентности 2% может составлять 0.2–9.0%, а при масштабе турбулентности 4% – от 0.5 до 4.0%.

3. Ламинарно-турбулентный переход в сопловой решетке в результате применения турбулизаторов при интенсивности турбулентности на входе в решетку 0.2–0.7% характеризуется резким увеличением коэффициента профильных потерь приблизительно на 2% при $\lambda_{2ад} = 0.55$ и примерно на 1% при $\lambda_{2ад} = 0.95$.

4. При значении масштаба турбулентности 4% рост коэффициента потерь при интенсивности турбулентности более 1% имеет линейный характер для каждого значения приведенной скорости на выходе из решетки. Это позволяет использовать линейную экстраполяцию результатов расчета коэффициента потерь с помощью программного комплекса 2D NS для оценки значений коэффициента потерь на входе в решетку и дает возможность при проектировании уточнять потери для первой сопловой лопатки в реальных условиях структуры потока за камерой сгорания.

5. Результаты параметрического исследования влияния масштабов и интенсивности турбулентности на характер изменения коэффициента потерь, проведенного в рабочей точке при $\lambda_{\text{зад}} = 0.92$, показали, что наблюдается значительное влияние масштаба турбулентности на изменение потерь в зонах низкой и развитой турбулентности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ames F.E., Plesniak M.W.** The influence of large-scale, high-intensity turbulence on vane aerodynamic losses, and exit turbulence parameters // *J. Turbomach.* 1997. V. 119. No. 2. P. 182–192. <https://doi.org/10.1115/1.2841100>
2. **Radomsky R.W., Thole K.A.** Flowfield measurements for a highly turbulent flow in a stator vane passage // *J. Turbomach.* 2000. V. 122. No. 2. P. 255–262. <https://doi.org/10.1115/1.555442>
3. **Boyle R., Lucci B., Senyitko R.** Aerodynamic performance and turbulence measurements in a turbine vane cascade // *ASME Turbo Expo 2002*. Amsterdam, Netherlands, 3–6 June 2002. Paper No. GT2002-30434. P. 705–714. <https://doi.org/10.1115/GT2002-30434>
4. **Granovskiy A.V., Kolesov A.N.** Investigation of flow pattern and losses in transonic turbine vane and blade cascades by means of laser anemometer measurements and Navier – Stokes analysis // *ASME Turbo Expo 2003*. Atlanta, Georgia, USA, 16–19 June 2003. Paper No. GT2003-38040. P. 117–123. <https://doi.org/10.1115/GT2003-38040>
5. **Gandavarapu P., Ames F.E.** The influence of leading edge diameter on stagnation region heat transfer augmentation including effect of turbulence level, scale, and Reynolds number // *ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conf. and Exposition*. Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June 2011. Paper No. GT2011-45735. P. 1259–1267. <https://doi.org/10.1115/GT2011-45735>
6. **Chowdhury N.H.K., Dey P.K., Ames F.E.** The influence of inlet contraction on vane aerodynamic losses and secondary flows with variable turbulence and Reynolds number // *ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conf. and Exposition*. Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June 2011. Paper No. GT2011-45737. P. 741–750. <https://doi.org/10.1115/GT2011-45737>
7. **Turbulence levels are high at the combustor-turbine interface** / C.M. Cha, S. Hong, P.T. Ireland, P. Denman, V. Savarianandam // *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conf. and Exposition*, 2012. Copenhagen, Denmark, 11–16 June 2012. Paper No. GT2012-69130. P. 1371–1390. <https://doi.org/10.1115/GT2012-69130>
8. **CFD analysis of suction and pressure side film cooling influence on vane aero performance in a transonic annual cascade** / A. Alamendin, L.A. El-Gabry, J. Fridh, R. Saha // *ASME Turbo Expo 2014*. Düsseldorf, Germany, 16–20 June 2014. Paper No. GT2014-26617. <https://doi.org/10.1115/GT2014-26617>
9. **The effects of turbulence length scale on turbulence and transition prediction in turbomachinery flows** / C. Bode, T. Auferheide, D. Kožulović, J. Friedrichs // *ASME Turbo Expo 2014*. Düsseldorf, Germany, 16–20 June 2014. Paper No. GT2014-27026, V02BT39A042. <https://doi.org/10.1115/GT2014-27026>
10. **High-Fidelity simulation of a linear HPT vane cascade subject to varying inlet turbulence** / R. Pichler, R. Sandberg, G. Laskovski, V. Michelassi // *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition*. Charlotte, North Carolina, USA, 26–30 June 2017. Paper No. GT2017-63079, V02AT40A001. <https://doi.org/10.1115/GT2017-63079>
11. **Folk M., Miller R.J., Coull J.D.** The impact of combustor turbulence on turbine loss mechanisms // *J. Turbomach.* 2020. V. 142. No. 9. P. 091009. <https://doi.org/10.1115/1.4047615>
12. **Development of turbulent quantities inside an axial vane** / S. Behre, D. Kozulovich, Ch.H. Leybold, P. Jeschke // *ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition*. 7–11 June 2021. Virtual. On line. Paper No. GT2021-60013, V02BT32014. <https://doi.org/10.1115/GT2021-60013>
13. **Influence of RANS turbulent inlet set-up on the swirled hot streak redistribution in a simplified nozzle guide vane passage: Comparison with large-eddy simulations** / Ch. Wingel, N. Binder, Y. Bousquet, J.-F. Bousuge, N. Buffaz, S. Le Guyader // *ASME Turbo Expo 2022: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition 2022*. Rotterdam, Netherland, 13–17 June 2022. Paper No. GT2022-78239, V10BT30A002. <https://doi.org/10.1115/GT2022-78239>
14. **Иванов М.Я., Крупа В.Г.** Неявный нефакторизованный метод расчета турбулентных течений вязкого теплопроводного газа в решетках турбомашин // *Журн. вычислит. математики и мат. физики*. 1991. Т. 31. № 5. С. 754–766.
15. **Курманов Б.И., Подвидз Г.Л.** Численное моделирование течения вязкого газа в турбинной решетке с выдувом воздуха // *Изв. РАН. Механика жидкости и газа*. 2002. № 2. С. 12–22.
16. **Турбулентность** / под ред. П. Брэдшоу. М.: Машиностроение, 1980.
17. **Coakley T.J.** Turbulence modeling methods for the compressible Navier–Stokes equations // *Proc. of the 16th Fluid and Plasmadynamics Conf.* Danvers, MA, USA, 12–14 July 1983. <https://doi.org/10.2514/6.1983-1693>
18. **Пейтел В.К., Роди В., Шойерер Г.** Модели турбулентности для течений в пристеночной области с малыми числами Рейнольдса: обзор // *Аэрокосмическая техника*. 1986. № 2. С. 183–197.
19. **Аглас** экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухтаров. М.: ЦИАМ, 1990.
20. **Michalek J., Monaldi M., Arts T.** Aerodynamic performance of a very high lift low pressure turbine airfoil (T106C) at low Reynolds and high mach number with effect of free stream turbulence intensity // *J. Turbomach.* 2012. V. 134. No. 6. P. 061009. <https://doi.org/10.1115/1.4006291>

Computational and Experimental Study of the Influence of the Intensity and Scale of Flow Turbulence on Losses in a Nozzle Grid

A. V. Granovsky^{a, *} and B. I. Kurmanov^a

^a Lyulki Experimental Design Bureau, Moscow, 129301 Russia

*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru

Abstract—Despite the development of experimental and numerical methods for studying the effect of turbulence on the flow structure and gas-dynamic efficiency of turbine cascades, many questions arise when designing and improving the blade apparatus of high-temperature gas turbines. It is quite difficult to conduct reliable flow measurements or numerical studies for real-life turbomachinery operating conditions, where the range of changes in the intensity and scale of turbulence in the flow is difficult to predict. Therefore, to get closer to understanding how to more adequately take into account the influence of such parameters as the intensity and scale of turbulence when designing turbine arrays, a computational study of the gas turbine nozzle array was carried out, which was based on a number of experimental results obtained at the Central Institute of Aviation Engine Engineering. To assess the influence of the noted turbulence characteristics on the structure of the flow in the lattice, parametric studies were performed with different intensity values and scales of turbulence specified. In this work, based on experimental data obtained both with and without the use of various turbulators, the influence of the intensity and scale of turbulence on changes in the flow structure and profile losses in the nozzle array is analyzed in the range of values of the reduced (adiabatic) velocity at the exit from the array $\lambda_{2ad} = 0.55–0.95$. Computational studies were carried out using the 2D NS software package for the intensity of turbulence at the entrance to the nozzle array $Tu = 0.2–10\%$ and at different scales of turbulence.

Keywords: nozzle array, flow structure, profile losses, turbulator, superficial speed, turbulence intensity, turbulence scale, gas turbine