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

**НОВЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ,
ВОЗНИКАЮЩИХ В УПЛОТНЕНИЯХ ТУРБИН**

© 2023 г. С. С. Дмитриев^а, *, Б. Н. Петрунин^а, В. В. Наумов^а, И. А. Никитин^а

^аНациональный исследовательский университет “Московский энергетический институт”,
Красноказарменная ул., д. 14, Москва, 111250 Россия

*e-mail: dmitriyevss@mpei.ru

Поступила в редакцию 28.12.2022 г.

После доработки 12.03.2023 г.

Принята к публикации 30.03.2023 г.

Предлагается разработанный и экспериментально апробированный на кафедре паровых и газовых турбин НИУ МЭИ метод расчета аэродинамических сил, позволяющий по значению аэродинамической силы, измеренной в статических условиях, в первом приближении быстро оценить неконсервативную составляющую аэродинамической силы в уплотнениях без применения традиционных дорогостоящих методов исследований. Обоснована возможность расчета неконсервативной составляющей аэродинамической силы при любой частоте вращения ротора в статических условиях. Полученные с использованием нового метода значения неконсервативной составляющей аэродинамической силы в уплотнении по расчетной зависимости, предложенной А.Г. Костюком, были сопоставлены с результатами измерений этой силы для аналогичных моделей уплотнений, проведенных ранее традиционными способами – с помощью тензометрических весов и по показаниям в дренажах камер уплотнений. Далее новый метод определения аэродинамических сил был применен для оценки венцовых сил, зависящих от неравномерности протечки через надбандажное уплотнение и действующих на кольцевую рабочую турбинную решетку Р-26-17А. Сравнение полученных значений с данными исследований, выполненных на стенде ОТ-1 традиционным способом путем тензометрических измерений, показало их хорошее согласие. Предложенный метод позволяет получить качественно и количественно верные результаты и может быть использован для сравнения уплотнений, имеющих разные конфигурации, по значению возникающей в них неконсервативной составляющей силы, способной вызывать автоколебания валопроводов турбомашин. Для отработки метода могут применяться модели роторных частей, не требующих балансировки и изготовленных из недорогих материалов.

Ключевые слова: неконсервативная составляющая аэродинамической силы, уплотнение, рабочая решетка, измерения, жесткость силы, смещение осей ротора и статора, эксцентриситет

DOI: 10.56304/S0040363623090035

Низкочастотные автоколебания роторов мощных паровых турбин могут быть вызваны действием неконсервативных сил различного происхождения, появляющихся при линейном или угловом динамическом смещении оси ротора относительно оси статора турбомшины. Существенную роль при этом могут играть аэродинамические силы: венцовые и силы в уплотнениях [1]. Предпосылками для исследований этих сил послужили теоретические положения, впервые выдвинутые в работах [2, 3], которые в дальнейшем получили развитие во всем мире и стали основой для создания специальных методик расчета, в том числе и так называемой методики МЭИ. В методике МЭИ определения аэродинамических сил в уплотнениях как в рамках безвихревой модели течения в уплотнении [4], так и в случае, когда физическая модель течения строится с учетом завихренности [5], используются аэродинамические

характеристики, полученные, главным образом, при продувках экспериментальных моделей, и рекомендуются способы применения результатов для расчета реального объекта – уплотнений конкретной турбоустановки.

В 90-х годах прошлого века для разработки и обоснования рекомендаций при создании новых уплотнений турбомашин на кафедре паровых и газовых турбин НИУ МЭИ под руководством профессора А.Г. Костюка были выполнены комплексные экспериментальные исследования аэродинамических сил в различных уплотнениях и сил, возникающих на венце рабочих лопаток вследствие неравномерной протечки через надбандажное уплотнение (венцовых сил) [6, 7]. Исследования проводились на специально спроектированных экспериментальных установках: “Динамическая модель уплотнения” (ДМУ) [7] и “Обращенная

турбина-1” (ОТ-1) [6]. Подробное описание технологических и методологических основ проведенных измерений представлено в [6–8].

В том случае, когда оси ротора и статора в турбомашине совпадают, ни в уплотнении, ни на венцах рабочих лопаток неуравновешенные силы не возникают. Поэтому в экспериментальных установках ДМУ и ОТ-1 были предусмотрены специальные механизмы, которые позволяют задавать требуемые отклонения осей ротора и статора. При определении сил, возникающих в уплотнении, на стенде ДМУ смещается только ось ротора модельного уплотнения, а положение статора остается неизменным. При определении венцовых сил на стенде ОТ-1 смещается только ось статора, а ось ротора остается в неизменном положении. Задание такого отклонения приводит при движении рабочего тела в модели уплотнения на стенде ДМУ или на венце рабочих лопаток на стенде ОТ-1 к появлению некоторой результирующей аэродинамической силы $\vec{S} = \vec{S}_н + \vec{S}_к$ (здесь $\vec{S}_н, \vec{S}_к$ – неконсервативная и консервативная составляющие). Неконсервативная составляющая аэродинамической силы направлена перпендикулярно вектору смещения оси ротора или статора из равновесного положения, а направление консервативной составляющей совпадает с направлением вектора смещения и противоположно ему.

Как правило, экспериментальная оценка аэродинамических сил в моделях уплотнений турбомашин производится двумя способами. Первый способ заключается в определении давлений в камерах модельных уплотнений по показаниям дренажей в статорной части уплотнения с последующим интегрированием по длине и окружности камер уплотнения. При втором способе производится измерение вертикальной и горизонтальной составляющих аэродинамической силы с помощью двухкомпонентных тензометрических весов, установленных на роторной части уплотнения.

При определении сил первым способом возникает погрешность, обусловленная неравномерностью распределения давления как по длине, так и по окружности уплотнения и связанная с ограниченным количеством дренажей, которые могут быть выполнены в статорной части камеры уплотнения. Кроме того, при испытании моделей уплотнений сложной конфигурации погрешность может дополнительно возникать вследствие несовпадения распределений давления на статорной и роторной частях уплотнения.

Способ измерения составляющих аэродинамической силы с помощью двухкомпонентных тензометрических весов показан на рис. 1. В осевой турбинной ступени рабочее тело движется с некоторой закруткой вдоль оси ступени (на ри-

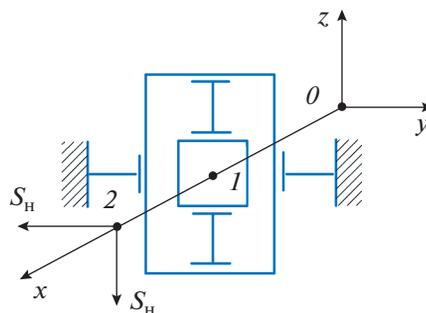


Рис. 1. Схема измерения составляющих аэродинамической силы с помощью двухкомпонентных тензометрических весов.

x, y, z – координаты в трехмерном пространстве; O – фиксирующий пункт конструкции; I – точка установки на оси x двухкомпонентных тензометрических весов; 2 – точка приложения аэродинамической силы на оси x

сунке эта ось обозначена как x). В некоторой точке I этой оси на роторе устанавливаются двухкомпонентные тензометрические весы, которые и фиксируют вертикальную и горизонтальную компоненты силы, а в точке O расположен фиксирующий пункт всей конструкции. Тензометрические весы устанавливаются в нуль под действием силы тяжести ротора в состоянии статического равновесия.

Погрешность измерения аэродинамических сил по описанному способу обусловлена в первую очередь несовершенством технологии тензометрических измерений. Возможность ее уменьшения подробно описана в [6, 7]. Однако при измерении сил по этому способу возможна также погрешность, связанная с взаимным влиянием перемещений точки 2 , где приложена искомая сила, и точки I , в которой установлены тензометрические весы. Точка 2 приложения силы, возникающей в уплотнении или на венце рабочих лопаток, по очевидным технологическим требованиям не может быть совмещена с точкой I на роторе, где установлены тензометрические весы. При этом отношение $(x_2 - x_1)/(x_2 - x_0)$ для экспериментальной модели следует выбирать таким образом, чтобы при измерении сил первого рода, связанных с линейным смещением оси ротора относительно оси статора, можно было пренебречь погрешностью измерений, обусловленной влиянием аэродинамических сил второго рода, связанных с угловым смещением оси ротора относительно оси статора.

Как показали многочисленные эксперименты, проведенные на стендах ДМУ и ОТ-1, компенсировать эти погрешности на моделях в системе измерения, выполненной по схеме, показанной на рис. 1, механическим способом даже без вращения ротора чрезвычайно сложно. При вращении ротора, когда

необходимо постоянное осреднение сигнала, который по природе измеряемых аэродинамических сил является нестационарным, это возможно только с помощью специально спроектированной для данной задачи автоматизированной системы измерений. Понятно, что традиционные способы измерения требуют значительных трудовых и материальных затрат.

Дополнительно следует отметить, что в НИУ МЭИ в 2009–2011 гг. по заказу ЛМЗ под руководством профессора А.Г. Костюка были проведены исследования изменения жесткостей неконсервативных сил $D_n = S_n/e$ [здесь e – линейное смещение оси ротора относительно оси статора (эксцентриситет)] в уплотнениях с разными радиальными зазорами δ (до 0.3 мм), в том числе в сотовых уплотнениях.

Важной особенностью полученных характеристик $D_n(\delta)$ как для сотовых, так и для традиционных уплотнений является наличие максимума этой зависимости в зоне сравнительно малых зазоров ($\delta = 0.5–0.7$ мм). К сожалению, попытки “уплотнить” проточную часть паротурбинной установки с помощью сотовых уплотнений с уменьшенным радиальным зазором (до 0.5 мм) в России не прекращаются. При этом установка сотовых уплотнений с уменьшенными радиальными зазорами проводится зачастую без анализа

устойчивости роторной системы, и в некоторых случаях после такой модернизации были зафиксированы автоколебания.

Кроме того, при практически гарантированном задевании гребней о соты возникает избыточная сила трения, которая также может привести к появлению автоколебаний. Поэтому определение аэродинамических сил в уплотнениях, способных вызывать автоколебания роторов, по мнению авторов, по-прежнему актуально, особенно для турбин, в которых возможно возникновение автоколебаний, таких как Т-250/300-23.5.

В связи с этим в настоящей работе предлагается разработанный и экспериментально апробированный на кафедре паровых и газовых турбин НИУ МЭИ новый метод определения аэродинамических сил, позволяющий в первом приближении быстро оценить неконсервативную составляющую аэродинамической силы в уплотнениях без проведения традиционных дорогостоящих исследований.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И СХЕМЫ ИЗМЕРЕНИЙ

На рис. 2 показана схема экспериментального стенда ДМУ, предназначенного для определения неконсервативных составляющих аэродинами-

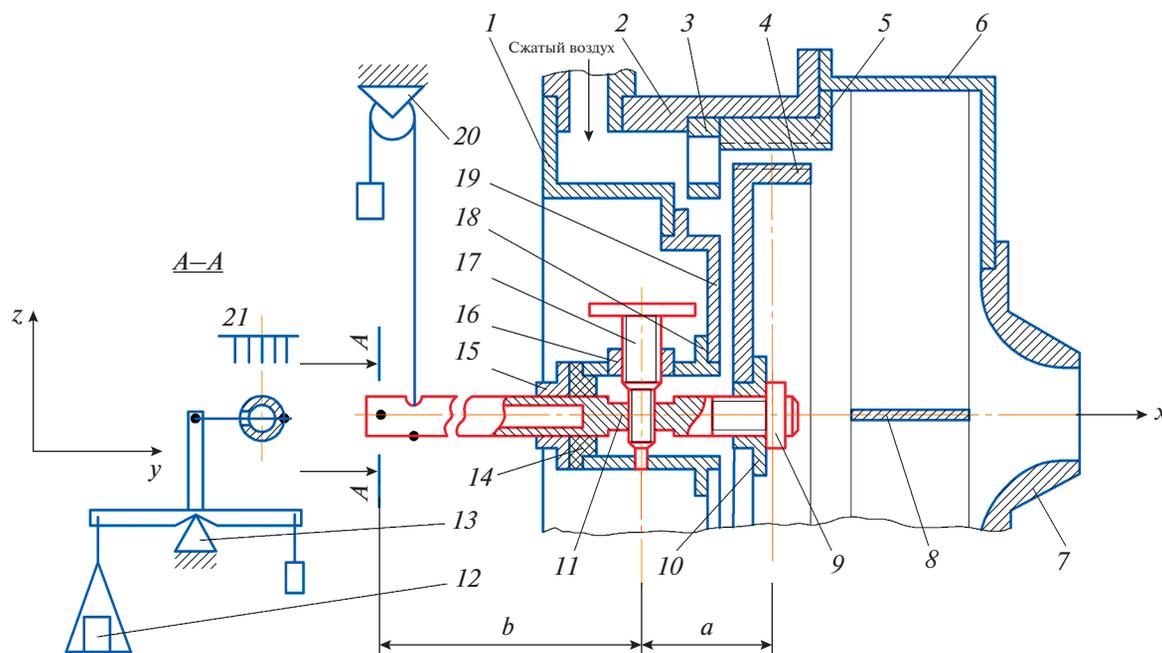


Рис. 2. Схема экспериментального стенда ДМУ, предназначенного для определения неконсервативных составляющих аэродинамических сил.

1, 2 – кольцевые обечайки; 3 – сменный направляющий аппарат; 4 – роторная часть модели уплотнения; 5 – статорная часть модели уплотнения; 6 – спрямляющий аппарат; 7 – мерное сопло; 8 – радиальные пластины; 9 – гайка; 10 – втулка; 11 – вал; 12 – грузик; 13 – измерительная подвеска; 14 – уплотнительный тампон; 15, 16 – втулка; 17 – установочный стержень; 18 – корпус; 19 – обечайка; 20 – блок подвески вала; 21 – линейка измерительной системы

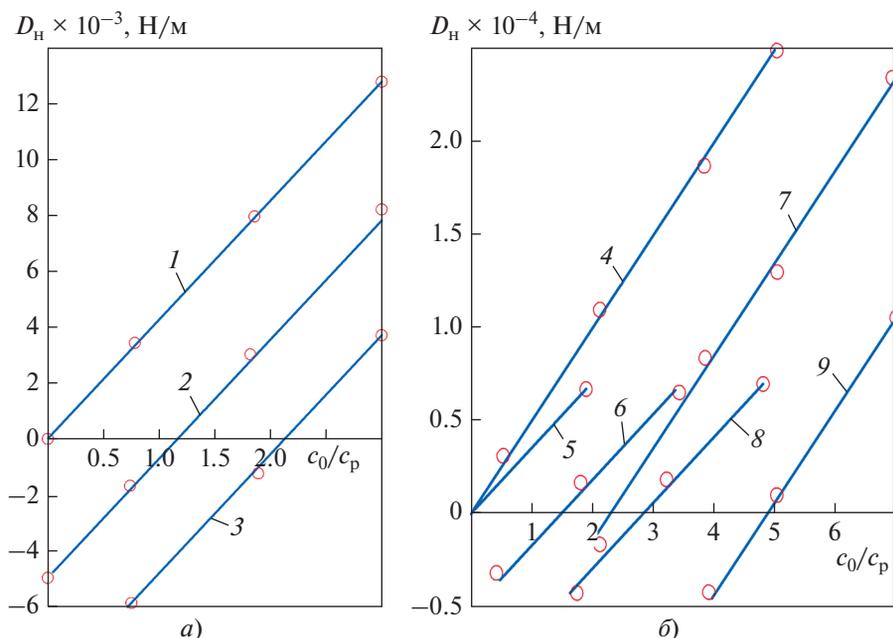


Рис. 3. Зависимости $D_n = f(c_0/c_p)$, полученные для пятигребенчатого прямоточного уплотнения (а) и уплотнения Келера (б) на стенде ДМУ.
 $n, \text{ мин}^{-1}$: 1, 4, 5 – 0; 2 – 1590; 3 – 3030; 6 – 1260; 7 – 2490; 8 – 2500; 9 – 4900; p_0 (избыточное) кПа: 1 – 4, 7, 9 – 25; 5, 6, 8 – 15

ческих сил в уплотнениях. Сжатый воздух от турбовоздуходувки подается в кольцевую камеру стенда. Из нее воздух поступает в кольцевое пространство между обечайками 1 и 2 и далее на направляющий аппарат 3, где поток приобретает требуемую окружную составляющую (закрутку) скорости, и после этого в проточную часть модели уплотнения, состоящего из роторной 4 и статорной частей 5. После уплотнения воздух направляется в спрямляющий аппарат, в корпусе б которого по окружности закреплены радиальные пластины 8 (из восьми пластин показана одна). С помощью этих пластин закрутка потока после уплотнения полностью гасится, и далее воздух поступает в профилированное по методу Витшинского мерное сопло 7 для измерения расхода. Оценка точности измерения расхода по этому соплу приведена в [9].

В показанном на рис. 2 варианте конструкции модельный ротор не вращается, так как практической необходимости в этом нет. Ранее на стенде ДМУ были выполнены комплексные экспериментальные исследования влияния начальной закрутки потока и частоты вращения ротора на жесткость аэродинамических сил [7]. Было отмечено интересное явление. Прямые практически линейных зависимостей жесткости неконсервативной силы $D_n = f(c_0/c_p)$ [здесь c_0 – начальная закрутка потока перед уплотнением; c_p – расходная (осевая) составляющая скорости потока перед уплотнением] оказались для одного и того же

уплотнения параллельными одна другой и при неподвижном роторе, и при разных частотах его вращения.

На рис. 3 приведены зависимости $D_n = f(c_0/c_p)$, полученные на стенде ДМУ с помощью тензометрических весов при разной частоте вращения ротора n и давлении p_0 (здесь p_0 – давление перед уплотнением). Как видно, все зависимости для одних и тех же уплотнений представляют собой практически прямые параллельные линии. И для всех зависимостей в [7] отмечается переход через нуль на оси абсцисс при $c_0 \approx u/2$ (здесь u – окружная скорость на периферийном диаметре уплотнения). Это же обстоятельство было особо отмечено в [10]. Таким образом, вместо того чтобы проводить трудоемкий эксперимент при высокой частоте вращения ротора с неизбежной вибрацией и неустойчивым сигналом, можно выполнить этот же эксперимент при остановленном роторе и построить нужную зависимость $D_n = f(c_0)$. Затем, зная значение начальной закрутки потока c_0 , сместить полученный график $D_n = f(c_0)$ вправо параллельно так, чтобы нулевое значение жесткости на оси абсцисс соответствовало условию $c_0 = u/2$. Таким образом можно получить зависимость $D_n = f(c_0)$ для любой частоты вращения ротора и необходимость во вращении ротора в эксперименте отпадет. Фактически, по значению измеренной силы в статических условиях можно определить значение динамической неконсерва-

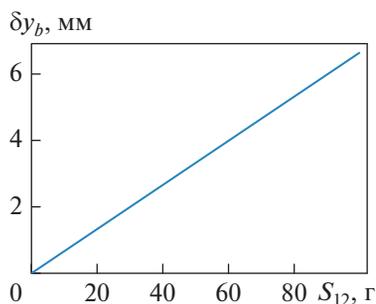


Рис. 4. Зависимость δy_b от S_{12} при жестком закреплении ротора и статора в осесимметричном положении

тивной составляющей силы в уплотнении при любом значении n .

Роторная часть модели уплотнения 4 крепится на валу 11 с помощью резьбовой втулки 10 и фиксируется гайкой 9. Вал 11 через установочный стержень 17 и втулку 16 устанавливается в корпусе 18, жестко связанном со статором через обечайку 19. Левый конец вала 11, расположенный на расстоянии b от оси установочного стержня 17, подвешен на нити, соединенной через блок 20 с грузом, удерживающим ось ротора в горизонтальном и вертикальном положениях (в направлении осей y и z). Как видно на рис. 2, в плоскости $A-A$ при отсутствии измеряемых сил на правом конце вала 11, расположенном на расстоянии a от оси установочного стержня 17, при совпадении осей роторной 4 и статорной 5 частей уплотнения измерительная система фиксируется в исходном равновесном состоянии ($y_a = y_b = 0$) в направлении оси y правым грузиком, размещенным на измерительной подвеске 13 (здесь y_a, y_b – смещение правого и левого концов вала в направлении оси y).

Пористый, легко деформируемый уплотнительный тампон 14 из поролона и втулка 15 предназначены для недопущения утечки воздуха из проточной части стэнда. Установочный стержень 17 соединен с валом 11 с помощью резьбового соединения М6, и его вертикальная ось перпендикулярна оси вала 11. Со статором установочный стержень 17 соединен через втулку 16 с помощью соединения М8. С учетом того что шаг резьбы М6 равен 1.0 мм, а шаг резьбы М8 составляет 1.25 мм, один полный оборот установочного стержня 17 задает вертикальный эксцентриситет (относительно оси z) роторной части модели относительно статорной 0.25 мм. При этом аэродинамические усилия, возникающие при смещении осей роторной и статорной частей уплотнения относительно оси z и действующие на правый конец ротора в осевом (ось x) и вертикальном (ось z) направлениях, воспринимает установочный стержень 17 и передает их непосредственно на статор стэнда. Точка приложения равнодействующей

аэродинамической силы отстоит от оси стержня 17 вправо на расстояние a . Усилие S_H , действующее на ротор в направлении оси y (перпендикулярно вектору смещения относительно оси z), вызывает в этой плоскости смещение правого конца ротора 11 на y_a . При этом крайняя левая точка ротора 11 смещается на $y_b = y_a (b/a)$ через рычажную систему, осью которой служит ось установочного стержня 17, а плечи сил равны a и b соответственно, что может быть зафиксировано по линейке 21.

На измерительной подвеске 13, выполненной с равными плечами, устанавливаются специально подобранный грузик 12 так, чтобы левый конец вала 11 сместился в исходное положение $y_b = 0$, соответствующее отсутствию силы на правом конце ротора. При этом если бы ротор по всей длине ($a + b$) можно было считать равножестким, то искомую силу S_H можно было бы определить по соотношению $S_H = S_{12} b/a$ (здесь S_{12} – масса грузика 12). При этом силами трения в резьбовом соединении установочного стержня 17 и силами упругости в уплотнительном тампоне 14 можно пренебречь.

В рассматриваемой схеме измерения для разных исследуемых моделей уплотнений $100 \leq a \leq 150$ мм. Перемещение y_a составляло при этом доли миллиметра. Поэтому с целью повысить точность фиксации отклонения левого конца ротора значение b было принято равным 2000 мм. В связи с этим ротор на длине a справа от установочного стержня 17 можно было считать абсолютно жестким, а слева от оси стержня 17 на длине b – уже нет.

С учетом данного обстоятельства в целях дополнительного уточнения силы S_H была получена экспериментальная зависимость $\delta y_b = f(S_{12})$ [здесь δy_b – горизонтальное отклонение левого конца вала 11, определяемое по линейке 21 в сечении $A-A$, в зависимости от массы грузика 12 при жестком закреплении модельной части ротора и статора (справа от оси стержня 17) в осесимметричном положении] (рис. 4).

Как видно на рис. 4, полученная зависимость является линейной, т.е. соответствует области упругих деформаций ротора слева от оси стержня 17, возникающих при фактически жесткой заделке правого конца ротора при варьировании массы грузика S_{12} . С учетом этой зависимости экспериментальное определение силы производили в дальнейшем следующим образом.

Выбирали необходимый вариант решетки направляющих пластин 3, при котором роторная и статорная части исследуемой модели уплотнения устанавливаются соосно с помощью установочного стержня 17. При этом стрелка смещения вала в направлении оси y в сечении $A-A$ находится на нулевой отметке на линейке 21 измерительной системы.

На исследуемую модель уплотнения подавали сжатый воздух от воздуходувки и по показаниям дренажей, выполненных на статорной части перед и за исследуемой моделью, устанавливали требуемый режим.

С помощью установочного стержня 17 задавали требуемый вертикальный эксцентриситет между осями ротора и статора исследуемой модели. При этом возникающая статическая сила, равная неконсервативной составляющей аэродинамической силы S_n , вызывала горизонтальное отклонение правой точки ротора y_a , в которой она приложена. Крайняя левая, ненагруженная точка ротора в соответствии с правилом рычага отклонялась в горизонтальной плоскости на $y_b = y_a b/a$.

Путем подбора массы грузика 12 до некоторой массы S_{12}^1 устанавливали горизонтальное смещение левого конца вала (в сечении А-А) на нулевой отметке линейки 21. Таким образом получали первое приближение для значения искомой силы $S_n^1 = S_{12}^1 b/a$.

Далее, используя значение S_{12}^1 , определяли $\delta^1 y_b$ по зависимости, представленной на рис. 4, и увеличивали массу грузика 12 до достижения значения S_{12}^2 , при котором на линейке 21 в противоположном исходному отклонению направлении достигалось смещение $\delta^1 y_b$. При этом правая точка ротора перемещалась ближе к исходному положению $y_a = 0$ по сравнению с первым приближением. Так получали второе приближение $S_n^2 = S_{12}^2 b/a$.

Далее для верификации метода результаты определения силы S_n по второму приближению следует сравнить с результатами измерения силы S_n для

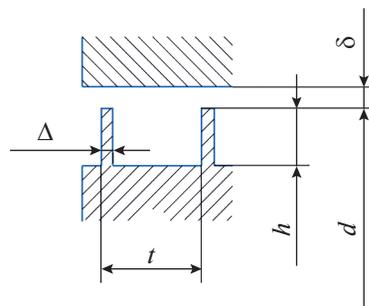


Рис. 5. Модель классического двухгребенчатого прямоточного уплотнения с гребнями на роторе. Δ – ширина гребня; t – ширина камеры уплотнения; h – высота гребня; d – диаметр уплотнения

аналогичных моделей, но полученными ранее двумя описанными выше традиционными способами – с помощью тензометрических весов и по показаниям дренажей в камерах уплотнений.

АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для проверки возможности применения предложенного метода определения неконсервативной составляющей силы в уплотнении была использована модель классического двухгребенчатого прямоточного уплотнения с гребнями на роторе, которую при различных характерных геометрических размерах и режимных параметрах в разное время испытывали на стенде ДМУ (рис. 5).

В табл. 1 приведены геометрические размеры, режимные параметры и результаты измерения расходов G_y и неконсервативных аэродинамических сил и их жесткостей, а также указан способ их определения для данного типа уплотнения. На

Таблица 1. Характеристики моделей двухгребенчатых прямоточных уплотнений при $\Delta = 1.0$ мм, $d = 286$ мм, $h = 5$ мм, $z_p = 2$, $c_0 = 42$ м/с

Номер модели	Показатель	Метод расчета	Силовая характеристика	δ , мм			
				0.5	0.7	1.0	1.5
1	$t = 20$ мм $p_0 = 124$ кПа $\epsilon = 0.806$	С помощью тензометрических весов	G_y , кг/с	0.076	0.108	0.158	0.237
			S_n , Н	5.50	7.90	10.80	13.90
			$D_n \times 10^{-4}$, Н/м	1.23	1.26	1.20	1.03
2	$t = 9$ мм $p_0 = 124$ кПа $\epsilon = 0.806$	По показаниям дренажей на статорной части уплотнений	G_y , кг/с	0.08	0.113	0.168	0.241
			S_n , Н	3.7	5.0	6.5	7.8
			$D_n \times 10^{-4}$, Н/м	0.822	0.794	0.722	0.578
3	$t = 20$ мм $p_0 = 111$ кПа $\epsilon = 0.90$	По методу, описанному в настоящей работе	G_y , кг/с	0.056	0.077	0.111	0.166
			S_n , Н	5.0	7.0	9.4	12.2
			$D_n \times 10^{-4}$, Н/м	1.11	1.11	1.04	0.90

Примечание. z_p – число гребней на рабочей решетке; $\epsilon = p_2/p_1$ (здесь p_2, p_1 – давление за рабочей решеткой и за сопловой решеткой на периферии ступени); для модельных испытаний уплотнений $\epsilon = p_k/p_0$ (здесь p_k – давление за уплотнением).

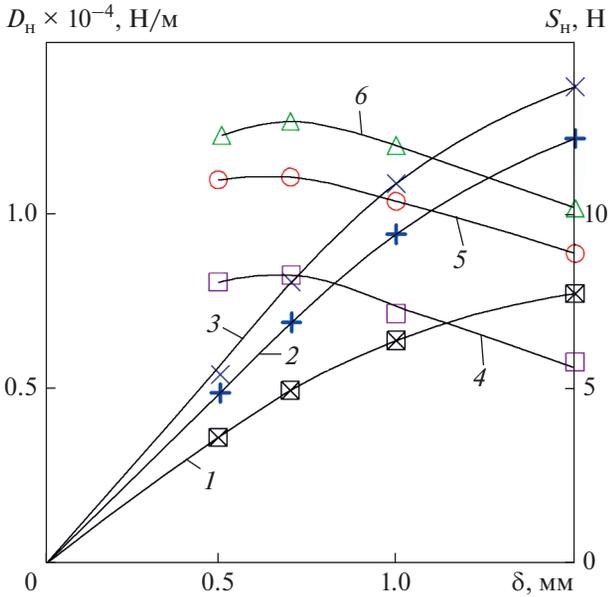


Рис. 6. Зависимости S_n (1–3) и D_n (4–6) от δ для моделей двухгребенчатых уплотнений. Номер модели (см. табл. 1): 1 – 3, 6; 2 – 1, 4; 3 – 2, 5

рис. 6 по данным табл. 1 построены зависимости неконсервативной составляющей силы и ее жесткости от радиального зазора.

В соответствии с [10] оценку жесткости неконсервативной составляющей силы для классического двухгребенчатого уплотнения с гребнями на роторе можно выполнить по следующей зависимости:

$$D_n = p_1 (1 - \varepsilon) R_n (t/\delta_1) \times \zeta [(\delta_1/b), (\delta_1/\delta_2), (c_0/u_\delta), (a_*/u_\delta), (\Omega/\omega)], \quad (1)$$

где R_n – радиус на периферии рабочего колеса, для сравниваемых в табл. 1 моделей одинаковый и равный радиусу уплотнения; δ_1 – радиальный

зазор, аналогичен радиальному зазору δ в моделях уплотнений; ζ – коэффициент безразмерной жесткости надбандажной силы; b – высота камеры уплотнения (в рассматриваемых случаях $b = h + \delta = \text{const}$; δ_2 – осевой зазор в уплотнении (для модельных испытаний уплотнений отсутствует); a_* – расходная составляющая скорости потока через уплотнение; u_δ – окружная скорость на периферии рабочего колеса (при испытаниях моделей уплотнения без вращения отсутствует); Ω – частота собственных колебаний ротора при прямой прецессии (для испытаний моделей уплотнений без вращения не рассматривается в качестве параметра влияния); ω – угловая скорость.

С учетом перечисленных особенностей для моделей уплотнений из табл. 1 верификацию описанного выше метода экспериментального определения неконсервативной составляющей аэродинамической силы выполнили по формуле (1) в упрощенном варианте. Анализ структуры коэффициента безразмерной жесткости ζ в формуле (1), вычисляемого по методике [10], показывает, что для оценки в первом приближении можно считать его обратно пропорциональным расходу через уплотнение, в данном случае определенному экспериментально. Тогда отношения жесткостей сравниваемых моделей уплотнений (D_{n1} , D_{n3} и D_{n2} , D_{n3}) при одном и том же значении δ с учетом (1) можно представить в виде

$$\frac{D_{n1}}{D_{n3}} = \frac{p_{01} (1 - \varepsilon_1) G_{y3}}{p_{03} (1 - \varepsilon_3) G_{y1}}, \quad (2)$$

$$\frac{D_{n2}}{D_{n3}} = \frac{t_2 p_{02} (1 - \varepsilon_2) G_{y3}}{t_3 p_{03} (1 - \varepsilon_3) G_{y2}}. \quad (3)$$

Отношения жесткостей, рассчитанные по экспериментально найденным значениям, приведенным в табл. 1, и по формулам (2), (3), даны в табл. 2.

Как следует из табл. 2, даже довольно грубая оценка отношения жесткостей неконсервативных сил для сравниваемых уплотнений приводит к качественному совпадению с экспериментальными результатами, представленными на рис. 6. Жесткости, экспериментально определенные для модели № 3 по описанному в настоящей работе способу, оказываются при всех значениях δ меньше жесткостей для модели № 1 и больше жесткостей для модели № 2. При этом различие при сравнении моделей № 2 и 3 по экспериментальным и расчетным данным оказалось не выше 10%. Следует, однако, отметить более существенное, до 40%, расхождение отношений жесткостей, рассчитанных с использованием экспериментально определенных значений по формуле (2) для моделей № 1 и 3, связанное, по-видимому, с принятым ранее допущением при вычислении

Таблица 2. Отношения жесткостей неконсервативных сил в сравниваемых моделях уплотнений

Отношение	δ , мм			
	0.5	0.7	1.0	1.5
$\frac{D_{n1}}{D_{n3}}$ (эксп.)	1.11	1.14	1.15	1.14
$\frac{D_{n1}}{D_{n3}}$ (расч.)	1.58	1.54	1.51	1.50
$\frac{D_{n2}}{D_{n3}}$ (эксп.)	0.74	0.72	0.69	0.64
$\frac{D_{n2}}{D_{n3}}$ (расч.)	0.67	0.66	0.64	0.67

коэффициента безразмерной жесткости ζ . Для получения более точного значения ζ для сравниваемых моделей уплотнений требуется знать такой параметр, как окружная составляющая скорости внутри камеры уплотнения, от которого существенно зависит ζ в уравнении (1) и которым авторы для моделей № 1 и 2, исследованных довольно давно, просто не располагают.

Тем не менее, полученные результаты вполне позволяют утверждать, что предложенный метод определения неконсервативной составляющей аэродинамической силы, возникающей в уплотнениях, позволяет качественно верно оценить эту силу.

Дополнительно подтвердить состоятельность предложенного метода определения неконсервативных сил в уплотнении можно путем выполнения сравнительного анализа результатов оценки венцовых сил, проведенного ранее на стенде ОТ-1 для рабочей решетки Р-26-17А в [6], и результатов, полученных в настоящей работе с использованием описанного ранее метода для аналогичной решетки. Характеристики применявшейся в настоящей работе кольцевой решетки Р-26-17А приведены в табл. 3. Там же представлены характеристики рабочей решетки Р-26-17А, исследованной на стенде ОТ-1 в 1992 г. при измерениях по тензометрической схеме [6].

Фактически, как видно на рис. 2, вместо роторной части модели уплотнения 4 на вал устанавливалась кольцевая рабочая решетка Р-26-17А, которую закрепляли на правом конце вала 11 с помощью резьбовой втулки 10 и гайки 9.

Схема установки модели решетки на стенде ДМУ показана на рис. 7. Порядок определения венцовой силы по этой схеме ничем не отличался от определения неконсервативной составляющей силы в уплотнении. Действительно, направление венцовой силы, так же как и неконсервативной составляющей надбандажной силы, перпендикулярно смещению ротора [10]. На рис. 7 видно, что над бандажом имеется только один (входной) гребень. В этом случае над бандажом по всей поверхности устанавливается одинаковое давление, равное атмосферному, и значение надбандажной силы пренебрежимо мало [11]. Поэтому, смещая ось ротора относительно оси статора, на стенде ДМУ с установленной кольцевой решеткой Р-26-17А определяли практически только венцовую силу.

В отличие от стенда ОТ-1, где на угол натекания на неподвижную рабочую решетку влияла предшествующая вращающаяся сопловая решетка, на стенде ДМУ закрутка потока перед рабочей решеткой зависела от сменных направляющих решеток пластин (поз. 3 на рис. 2). При этом смещение оси ротора относительно оси статора изменялось от 0 до предельно возможного значения $u_1 = 0.95 \delta_1$. Для всего диапазона изменения ради-

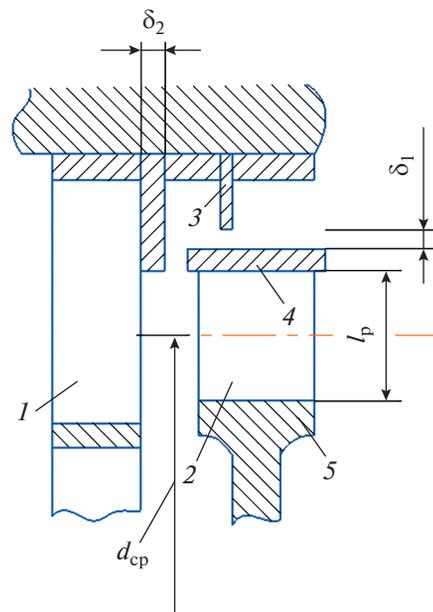


Рис. 7. Схема установки кольцевой рабочей решетки на стенде ДМУ.

1 – сменный направляющий аппарат; 2 – рабочая лопатка решетки Р-26-17А; 3 – гребень надбандажного уплотнения; 4 – бандаж; 5 – рабочее колесо

ального смещения была отмечена линейная зависимость изменения венцовой силы $S_{в1}$, впервые обнаруженная еще в [6].

В линейном приближении в соответствии с [10] $S_{в1} = D_{в1} u_1$ (здесь $D_{в1}$ – жесткость венцовой силы, обусловленной неравномерной утечкой через надбандажное уплотнение).

В [6] для оценки влияния различных факторов на венцовые силы, вызванного неравномерными по окружности утечками через надбандажные уплотнения, была предложена критериальная зависимость для приведенной жесткости венцовой силы $\bar{D}_{в1}$ в виде

$$\bar{D}_{в1} = f\left(\frac{u}{c_\phi}, \epsilon_{ст}, \frac{\delta_1}{\delta_2}\right) = \frac{D_{в1}}{R_n p_1}, \quad (4)$$

где c_ϕ – фиктивная скорость, соответствующая суммарному теплоперепаду ступени; $\epsilon_{ст} = p_2/p_0$

Таблица 3. Характеристики кольцевых рабочих решеток Р-26-17А, исследованных на стендах ОТ-1 в 1992 г. и ДМУ в 2021 г.

Экспериментальный стенд	d_{cp} , мм	l_p , мм	t_p , мм
ОТ-1	450	30.5	15.7
ДМУ	242	18.0	11.5

Примечание. d_{cp} – средний диаметр решетки; l_p – длина рабочей лопатки; t_p – шаг решетки.

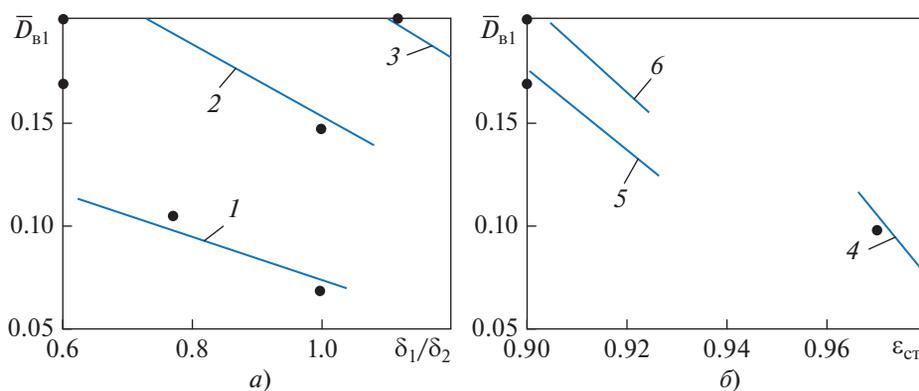


Рис. 8. Зависимость приведенной жесткости венцовой силы, действующей на решетку Р-26-17А, от δ_1/δ_2 (а) и ϵ_{cr} (б) при исследовании на стендах ОТ-1 (2, 3, 5, 6) и ДМУ (1, 4). ϵ_{cr} : 1 – 0.97; 2 – 0.86; 3 – 0.78; u/c_f : 4 – 0.50; 5 – 0.39; 6 – 0.45

(p_2 – давление за ступенью); p_1 – давление рабочего тела перед уплотнением.

Для расчета жесткости венцовой силы $D_{в1}$ в [6] была использована экспериментально зависимость, предложенная А.Г. Костюком в [4]:

$$D_{в1} = \mu_{y1} \pi R_{п1} \sqrt{p_1 \rho_1 (1 - \epsilon^2)} (c_{1u} + c_{2u}) \frac{z_1}{z_*^{3/2}}, \quad (5)$$

где μ_{y1} – коэффициент расхода через первое по ходу радиальное уплотнение с радиальным зазором δ_1 ; ρ_1 – плотность рабочего тела перед уплотнением; $\epsilon = p_2/p_1$; c_{1u} , c_{2u} – окружные скорости на входе в рабочую решетку и выходе из нее на среднем диаметре решетки; z_1 – число гребней, образующих радиальные зазоры, для исследованной модели решетки (см. рис. 7) $z_1 = 1$;

$$z_* = 1 + \left(\frac{\mu_{y1} \delta_1}{\mu_{y2} \delta_2} \right)^2. \quad (6)$$

Использование направляющих решеток 3 (см. рис. 2) с заданной закруткой потока перед решеткой Р-26-17А и экспериментальное определение расхода на стенде ДМУ с помощью специального мерного сопла 7 (см. рис. 2) позволили корректно рассчитать значения скоростей c_{1u} и c_{2u} . Значения μ_{y1} и μ_{y2} вычисляли по рекомендациям [12].

Как следует из табл. 3, на стендах ОТ-1 и ДМУ применялись кольцевые рабочие решетки одного и того же типа Р-26-17А, различающиеся только габаритными размерами. На рис. 8 представлена зависимость приведенной жесткости для этих решеток от критериев, входящих в выражение (4). Рассчитанные по формуле (5) зависимости показаны сплошными линиями, экспериментальные значения отмечены точками.

Конечно, технические возможности исследования венцовых сил на стенде ДМУ существенно

скромнее, чем на стенде ОТ-1, и в части геометрического масштабирования, и в части реализации режимных параметров. Диапазоны изменения основных критериальных параметров из (4) для ОТ-1 составляли $0.73 \leq \epsilon_{cr} \leq 0.92$ и $0.2 \leq \delta_1/\delta_2 \leq 2.2$, а для ДМУ $0.97 \leq \epsilon_{cr} \leq 0.99$ и $0.75 \leq \delta_1/\delta_2 \leq 1.0$. Поэтому на рис. 8 показана лишь граничная часть результатов исследований, выполненных на стенде ОТ-1. Однако, как видно на рис. 8, экспериментальные точки, полученные при измерениях, проведенных и на стенде ОТ-1 и на стенде ДМУ, хорошо совпадают с рассчитанными по зависимости (5), что помимо подтверждения состоятельности нового экспериментального метода определения неконсервативных сил в уплотнении свидетельствует о том, что предложенные А.Г. Костюком в [10] критериальные зависимости для венцовых сил пригодны для использования в широком диапазоне аэродинамических характеристик потока.

ВЫВОДЫ

1. Сравнительный анализ результатов определения неконсервативных сил, проведенного предложенным методом и традиционными способами, свидетельствует о том, что предложенный метод прямого измерения неконсервативной составляющей аэродинамической силы, возникающей в уплотнениях, позволяет и качественно, и количественно верно оценить эту силу.

2. Предложенный метод может быть использован при определении и неконсервативных сил, возникающих в уплотнениях, и венцовых сил в рабочей решетке, вызываемых неравномерностью утечки через надбандажные уплотнения.

3. Предложенный метод можно применять на моделях, не требующих балансировки роторных частей и изготовленных из недорогих материалов. По сравнению с традиционными методами,

предложенный метод требует существенно меньших материальных и трудовых затрат.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Костюк А.Г., Шатохин В.Ф., Иванов Н.М.** Расчет пороговой мощности крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. 1974. № 3. С. 37–42.
2. **Thomas H.J.** Instabile Eigenschwingungen von Turbinenlanfern, angefacht durch die Spaltstremung in Stopfbuchsen und Beschunfelungen // Bul. de l'AIM. 1958. V. 71. P. 1039–1063.
3. **Алфорд Дж.** Защита лабиринтных уплотнений от изгибных колебаний // Энергетические машины и установки. 1964. № 2. С. 56–65.
4. **Костюк А.Г.** Колебания паровых турбоагрегатов // Вибрация в технике: справ. М.: Машиностроение, 1980. Т. 3. С. 300–322.
5. **Костюк А.Г.** Анализ нестационарного течения в лабиринтных уплотнениях турбомашин // Теплоэнергетика. 1986. № 12. С. 31–36.
6. **Экспериментальное** исследование аэродинамических венцовых сил в турбинной ступени и обоснование метода их расчета / А.Г. Костюк, С.А. Серков, В.В. Наумов, Б.Н. Петрунин // Теплоэнергетика. 1992. № 3. С. 41–45.
7. **Петрунин Б.Н.** Исследование аэродинамических сил в уплотнениях турбомашин и экспериментальное обоснование расчетной методики: дис. ... канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1991.
8. **Экспериментальное** обоснование методики расчета аэродинамических возбуждающих сил в уплотнениях турбомашин / А.Г. Костюк, С.А. Серков, Б.Н. Петрунин, А.А. Чистов // Теплоэнергетика. 1994. № 4. С. 32–38.
9. **Дмитриев С.С., Петрунин Б.Н., Ахмед М.Э. А.** Экспериментальные исследования влияния вращения ротора и закрутки потока перед уплотнениями на расход утечки // Теплоэнергетика. 2021. № 2. С. 16–27. <https://doi.org/10.1134/S0040363621010124>
10. **Костюк А.Г.** Динамика и прочность турбомашин. М.: Издательский дом МЭИ, 2007.
11. **Трухний А.Д.** Стационарные паровые турбины. М.: Энергоатомиздат, 1990.
12. **Щегляев А.В.** Паровые турбины. М.: Энергия, 1976.

A New Method for Determining the Aerodynamic Forces Arising in Turbine Seals

S. S. Dmitriev^a *, B. N. Petrunin^a, V. V. Naumov^a, and I. A. Nikitin^a

^a National Research University Moscow Power Engineering Institute, Moscow, 111250 Russia

*e-mail: dmitriyevss@mpei.ru

Abstract—The article presents an aerodynamic force calculation method that was developed and tested at the National Research University Moscow Power Engineering Institute's (NRU MPEI) Department of Steam and Gas Turbines. By using the proposed method, it is possible to quickly estimate, as a first approximation, the nonconservative component of the aerodynamic force arising in turbine seals proceeding from the aerodynamic force value measured under steady-state conditions without resorting to conventional costly research methods. The possibility to calculate the aerodynamic force nonconservative component at any rotor rotation frequency under steady-state conditions is substantiated. The values of the aerodynamic force nonconservative component in the seal obtained using the new method according to the calculation expression proposed by A.G. Kostyuk were compared with the results of measuring this force for similar seal models carried out previously using the conventional methods: by means of a strain-gauge balance and from the readings in seal chamber drains. The new method for determining aerodynamic forces was then applied for estimating the blade row forces, which depend on the leak uniformity through the shroud seal and act on the R-26-17A annular turbine rotor cascade. The obtained values were compared with the data of studies carried out on the IT-1 experimental setup using the conventional method by means of strain-gauge measurements, and the comparison results have shown good agreement of the data. The proposed method makes it possible to obtain qualitatively and quantitatively valid results and can be used for comparing the seals having different configurations with respect to the nonconservative force component arising in them that can give rise to self-vibration of turbine machinery shaft lines. For perfecting the method, it is possible to use the models of rotor parts that do not need balancing and that are manufactured using inexpensive materials.

Keywords: aerodynamic force nonconservative component, seal, rotor blade cascade, measurements, force rigidity, displacement of rotor and stator axes, eccentricity