

МОДЕРНИЗАЦИЯ НАПРАВЛЯЮЩИХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН С СОТОВЫМИ УПЛОТНЕНИЯМИ

Засл. деят. науки и техн. России, докт. техн. наук, проф. БУГЛАЕВ В. Т.,
канд. техн. наук ПЕРЕВЕЗЕНЦЕВ С. В., инж. ДАНИЛЕНКО Д. В.

Брянский государственный технический университет

В развитии современного газотурбостроения одним из перспективных направлений для повышения экономичности и надежности работы газовых турбин является снижение потерь, связанных с утечками рабочего тела через зазоры между вращающимися и неподвижными деталями агрегатов. В процессе эксплуатации вследствие силовых воздействий на статор и ротор, а также термических расширений их элементов на переходных режимах зазоры в проточной части турбины могут значительно изменяться.

В турбинной ступени через радиальные зазоры, минуя лопаточный аппарат, протекает часть рабочего тела, которое при этом не производит полезной мощности. В большинстве случаев для снижения утечек рабочего тела в турбинных ступенях устанавливают различные по конструкции лабиринтовые уплотнения. Сотовые уплотнения, являясь разновидностью лабиринтовых уплотнений, имеют ряд существенных преимуществ (надежность в работе, малые протечки рабочего тела, демпфирующие свойства и др.), что позволяет рассматривать их в качестве перспективных при использовании в виде уплотнений радиальных зазоров турбоустановок [1]. При этом положительный эффект может быть достигнут лишь при соблюдении оптимальных конструктивных параметров сотовой структуры с учетом технологических факторов в процессе ее изготовления и целевого применения сотовых уплотнений в газотурбинных установках [2]. Совершенствование сотовых уплотнений возможно не только за счет выбора оптимальных геометрических размеров ячеек, но и за счет улучшения конструкции уплотняемого зазора.

Известно [3, 4], что протечки в корневом радиальном зазоре направляющих аппаратов турбин вызывают дополнительные потери энергии, связанные с возникновением вихревых течений на концах лопаток, вязким взаимодействием струи, вытекающей из щелевого зазора, с основным потоком и искажением (по сравнению с расчетным) угла потока на входе в рабочее колесо.

В аэродинамической лаборатории нашего вуза проведены экспериментальные исследования, направленные на совершенствование радиальных уплотнений тепловых турбин, в ходе которых выявлена структура пространственного течения потока в лопаточных каналах направляющего аппарата турбины (рис. 1) и установлен механизм возникновения концевых потерь, обусловленных влиянием размера радиального зазора. Анализ результатов экспериментов свидетельствует о том, что при увеличении зазора значительно возрастает интенсивность образующихся у концов лопаток вихрей. Это является следствием роста потерь с утечками в ступени (рис. 1).

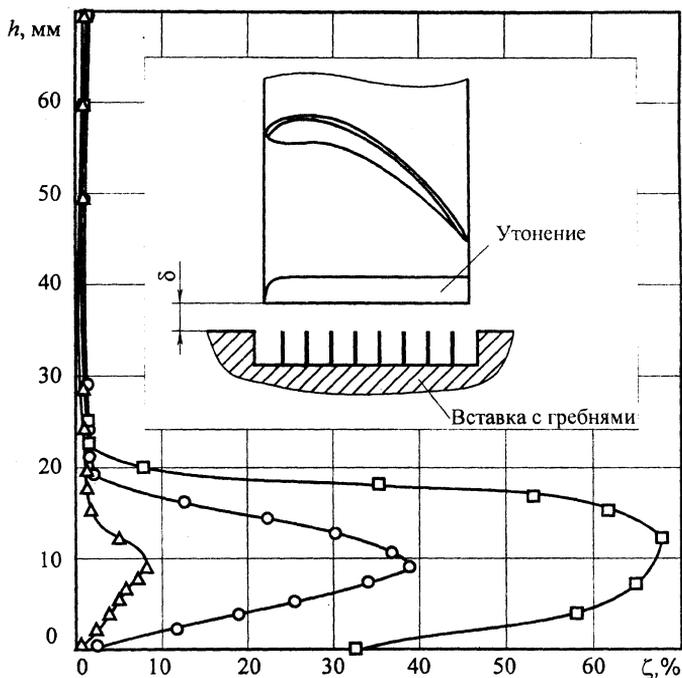


Рис. 1. Распределение потерь за направляющим аппаратом при различных радиальных зазорах δ : \triangle – $\delta = 0$ мм; \circ – 2; \square – 4 мм

В направляющих и рабочих лопатках газовых турбин часто применяется местное утонение на их торцах, что несколько негативно сказывается на особенностях течения газа в радиальном зазоре. Резкий отрыв потока с острой кромки утонения качественно изменяет течение как в зазоре, так и в прикорневой области (для случая направляющего аппарата).

Конфигурация зазоров между торцом лопатки и ограничивающей поверхностью в исследованных моделях представлена на рис. 2. Эксперимент проведен с изменением величины зазора в пределах $\delta = 0 \dots 6$ мм.

На рисунке представлено изменение относительного расхода утечки через торцы лопаток различной конструктивной формы (в левом верхнем и правом нижнем углах). По оси ординат на графике отложена величина относительного расхода $\bar{G} = G/G_{\delta=0}$, которая принята для модели лопатки с утонением при отсутствии зазора $\delta = 0$ мм.

Применение в конструкции радиального зазора сотового уплотнения не требует выполнения утонения на торце лопатки, так как ее касание сотовой структуры не приводит к разрушению уплотнения, свидетельством чему служит продолжительный опыт использования сотовых уплотнений в авиадвигателестроении. Наряду с этим увеличенная толщина торца лопатки создает совместно с сотовой структурой стенки канал повышенного сопротивления для расхода утечки рабочего тела через зазор.

Из представленной зависимости следует, что при существующих зазорах в турбоагрегатах, изменяющихся в пределах 3...4 мм, модернизация лопаток с применением в качестве уплотнений сотовых вставок позволит назначать технологические зазоры величиной, не превышающей 1,5...2 мм, вследствие чего произойдет существенное сокращение величины утечки по

торцам рабочих лопаток. На основании рассмотренных кривых можно установить, что уменьшение величины радиального зазора всего на 1 мм (с 3 мм для лопатки с утонением до 2 мм для конструкции с сотовым уплотнением) обеспечит снижение величины расхода утечки приблизительно в 1,7 раза.

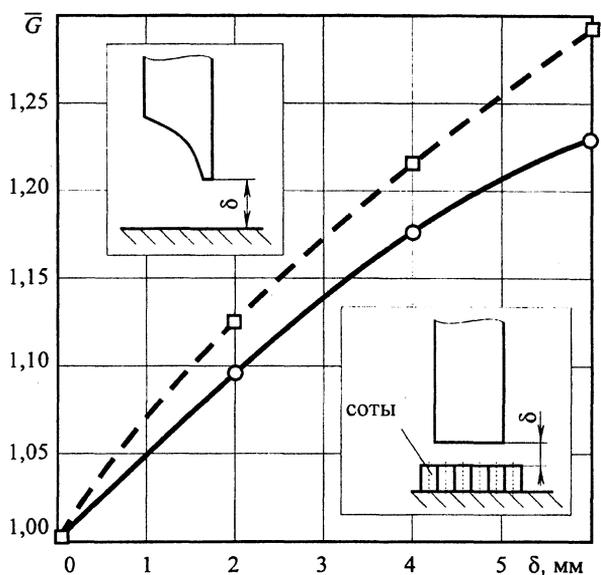


Рис. 2. Изменение относительного расхода утечки через торцы лопаток различной конструкции: □ — лопатка с утонением и гладкой стенкой; ○ — лопатка с плоским торцом и сотовой стенкой

При этом утолщенный торец рабочей лопатки более совершенен по сравнению с утонением торца лопатки (положительный аэродинамический эффект протекающего процесса), так как снижается вредное воздействие срывных явлений в потоке и быстрее стабилизируются условия обтекания профиля лопатки. Кроме того, утолщение профиля в периферийной части лопатки положительно сказывается на тепловом состоянии торцов и уменьшает подгорание кромок лопаток.

Также нами проведена дополнительная серия экспериментов по исследованию конструкций сотовых уплотнений с целью оптимизации их геометрических характеристик для определения путей снижения расхода утечки рабочего тела через корневой радиальный зазор в направляющем аппарате и периферийный зазор в обандаженных рабочих лопатках при наличии уплотнительных гребней на бандаже. Исследование традиционных прямоточных лабиринтных уплотнений с прямыми гребнями обнаруживает, что важнейшими геометрическими параметрами, с которыми связано гашение кинетической энергии струи в ячейке лабиринта, являются полученные из них характеристики: относительная длина t/δ и относительная глубина t/h камеры. Здесь t — шаг гребней уплотнения; δ и h — соответственно величина радиального зазора и глубина ячейки уплотнения. В зависимости от этих параметров характер течения в уплотнении оказывается принципиально различным [5].

Эффективность работы сотовых уплотнений, как и прямоточных, в значительной степени зависит от соблюдения оптимальных конструктивных параметров сотовой структуры.

В экспериментах по выявлению оптимальных геометрических параметров сотовой структуры для минимизации расхода утечки через радиальные зазоры в проточной части осевой ступени газовой турбины использовались модели с сотовыми ячейками постоянного диаметра $d_{\text{я}} = 6$ мм и различной глубины $h_{\text{я}} = 4; 7; 14$ мм. На противоположной сотам поверхности располагались два гребня.

На рис. 3 представлены расходные характеристики вида $\bar{G} = \frac{G\sqrt{T}}{p} = f(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})$ уплотнений с указанными сотовыми ячейками при различных величинах зазора δ . Здесь G – действительный расход рабочего тела, кг/с; T – температура воздуха, К; p – давление воздуха на входе в уплотнение, Па. При всех исследованных величинах радиального зазора глубокие ячейки $h_{\text{я}} = 14$ мм определяют увеличенные протечки. Оптимальными можно считать ячейки глубиной $h_{\text{я}} = 7$ мм или относительной глубиной $h_{\text{я}}/d_{\text{я}} \approx 1$.

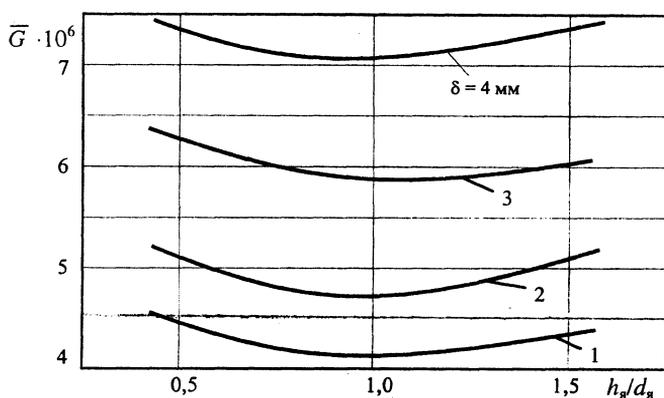


Рис. 3. Зависимость расхода через прямоточные сотовые уплотнения с двумя гребнями с различными по геометрии ячейками

Анализируя полученные результаты эксперимента на модели канала с одиночной шестигранной сотой ($d_{\text{я}} = 87$ мм) и перегородкой под ней (имитирующей, например, надбандажный гребень) (рис. 4), обнаруживаем подтверждение сделанному выше выводу. Расходные характеристики такого канала в зависимости от величины зазора и глубины ячейки представлены на рисунке. Глубина ячейки в процессе опытов изменялась, а наличие гребня создавало вихревое воздействие на течение внутри пространства соты.

Как следует из результатов эксперимента, область с глубиной ячейки $h_{\text{я}} \approx 80$ мм ($h_{\text{я}}/d_{\text{я}} \approx 1$) характеризуется уменьшенным расходом при всех исследованных величинах радиального зазора δ . Кроме того, в этой области обнаруживался резкий интенсивный шум, связанный с пульсационными, резонансными явлениями при движении потока теплоносителя. Выше отмечалось, что совершенствование сотовых уплотнений возможно за счет улучшения конструкции уплотняемого зазора.

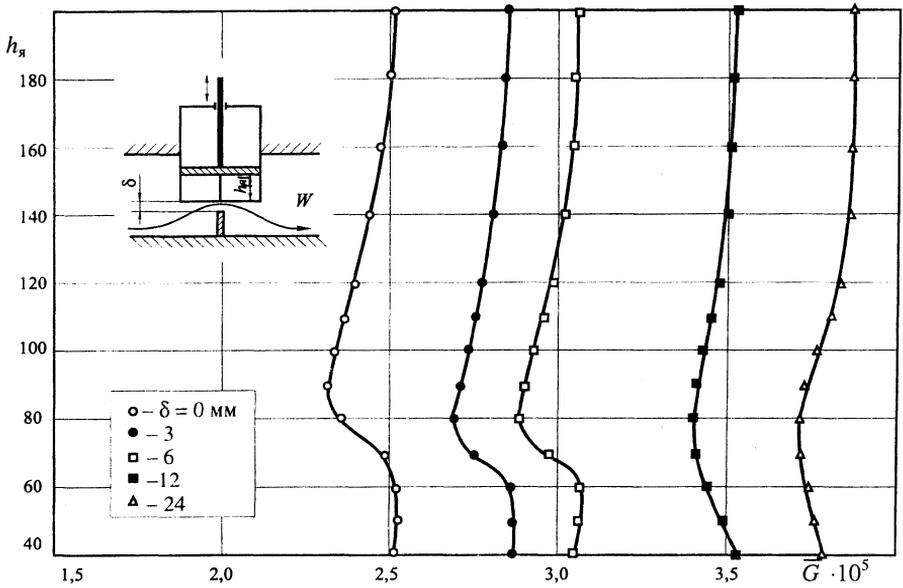


Рис. 4. Изменение расхода в канале с шестигранной сотой и гребнем при различных величинах зазора δ

Мы провели специальное исследование по определению расходных характеристик канала со ступенчатым и прямоточным сотовыми уплотнениями (рис. 5). На противоположной сотам поверхности располагались три перегородки, имитирующие гребни на промежуточной вставке в направляющем аппарате, или гребни на бандаже рабочего колеса.

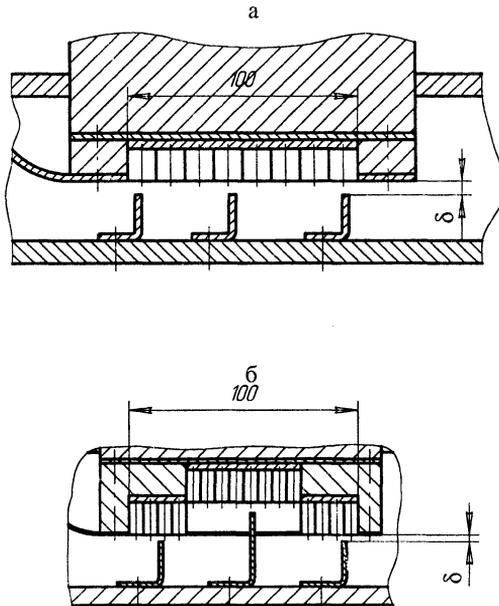


Рис. 5. Модели уплотнений радиального зазора в направляющем аппарате газовой турбины: а – прямоточное; б – ступенчатое сотовые уплотнения

По результатам эксперимента построена зависимость приведенного расхода \bar{G} при изменении величины радиального зазора δ (рис. 6). Из графика следует, что при всех исследованных величинах радиального зазора δ

обнаруживается преимущество (по величине расхода утечки) модели ступенчатого сотового уплотнения. Кроме того, отмечается значительно резкий темп роста расхода утечки через прямоточное уплотнение при увеличении радиального зазора, что влечет за собой изменение эффективности работы уплотнения в процессе эксплуатации турбины.

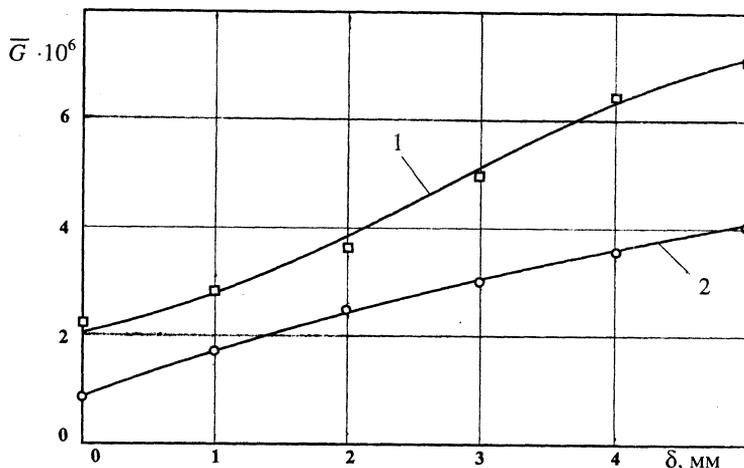


Рис. 6. Расходные характеристики моделей уплотнений при различных величинах радиального зазора: 1 – прямоточное; 2 – ступенчатое сотовые уплотнения с тремя гребнями

ВЫВОДЫ

1. Ступенчатое сотовое уплотнение имеет преимущество над прямоточным сотовым уплотнением при всех исследованных величинах радиальных зазоров.

2. Ступенчатое сотовое уплотнение наиболее эффективно по сравнению с другими конструкциями при условии увеличения радиальных зазоров в процессе эксплуатации.

3. Экспериментально установлено, что оптимальное соотношение диаметра и глубины сотовой ячейки для конструкции уплотнения с гребнями находится в диапазоне изменения величины характеристики $h_{я}/d_{я} = 1,0 \dots 1,2$. Однако окончательное решение по выбору оптимального размера ячеек может быть принято для конкретной конструкции с учетом технологических особенностей изготовления сотовой структуры и изучения ее прочностных качеств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Совершенствование теплогидродинамических показателей энергоустановок / Под ред. В. Т. Буглаева. – Брянск: БИТМ, 1995. – 226 с.

2. Буглаев В. Т., Перевезенцев С. В. К методике оптимизации сотовых уплотнений турбомашин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2002. – № 2. – С. 45–50.

3. Барский И. А. Влияние радиального зазора в сопловом аппарате на реактивность и КПД осевой турбины // Изв. вузов. Машиностроение. – 1979. – № 4. – С. 55–59.

4. Кирilloв И. И., Лапшин К. Л., Гаев В. Д. О влиянии протечек через открытый осевой зазор на потери энергии в турбинной ступени // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений). – 1984. – № 7. – С. 90–93.

5. Орлик В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем // Тяжелое машиностроение. – 1993. – № 9. – С. 4–7.

Представлена кафедрой турбин и теплоэнергетики

Поступила 4.11.2002