

УДК 621.135

К МЕТОДИКЕ ОПТИМИЗАЦИИ СОТОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ТУРБОМАШИН

Докт. техн. наук, проф. БУГЛАЕВ В. Т., инж. ПЕРЕВЕЗЕНЦЕВ С. В.

Брянский государственный технический университет

Одним из перспективных направлений повышения экономичности и надежности работы турбин и компрессоров является сокращение потерь, связанных с утечками рабочего тела по различным зазорам между вращающимися и неподвижными деталями агрегатов. Для уменьшения утечек применяют уплотнения различного типа, например уплотнения сотового типа, которые используются для уменьшения утечек через радиальные зазоры в бандажных и безбандажных турбинных ступенях, а также вдоль вала в компрессорах и газовых турбинах. Такое применение уплотнений сотового типа обусловлено некоторыми их преимуществами по сравнению с традиционными лабиринтовыми уплотнениями.

Сотовая конструкция обеспечивает наибольшую прочность уплотнения при минимальной массе материала, что позволяет применять их при высоких перепадах давления, не увеличивая размер уплотнения. Кроме того, упрощается сборка при монтаже и ремонте турбоагрегата. Площадь соприкосновения ротора с сотовой поверхностью в несколько раз меньше, чем при контакте со сплошной. При касании за счет интенсивного отвода теплоты сотовой конструкцией не происходит местного разогрева ротора, так как площадь соприкосновения незначительна. Это позволяет без ущерба для надежности работы турбомашин уменьшать зазоры между статором и ротором.

Применение сотовых уплотнений обеспечивает определенный эффект за счет снижения утечек рабочего тела и повышения надежности конструкции при возможных задеваниях вращающихся частей ротора за элементы статора. Однако положительный эффект может быть достигнут лишь при соблюдении оптимальных конструктивных параметров сотовой структуры с учетом технологических факторов в процессе изготовления и ее целевого применения в паро- и газотурбинных установках и двигателях.

Природа физических явлений в потоке, движущемся в щелевых каналах с различными перегородками, остается малоизученной, особенно форма и

конструкция каналов сотовых уплотнений, часто используемых в газотурбинных установках различного назначения.

На рис. 1 представлена схема течения потока в шестигранной сотовой ячейке, построенная на основе траверсирования зондами пространства камеры.

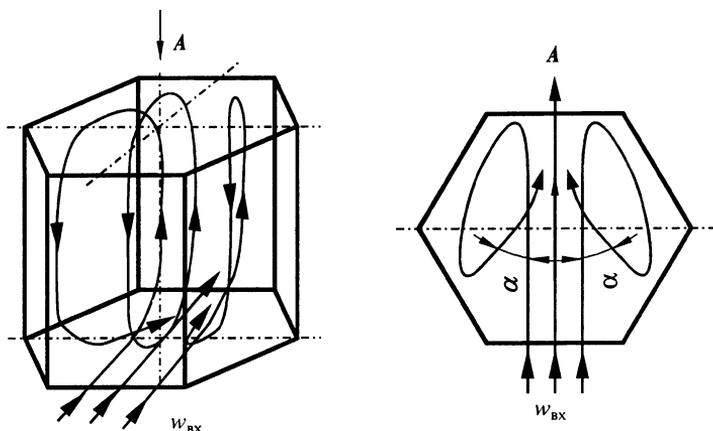


Рис. 1

Поток в шестигранной сотовой ячейке в отличие от прямоугольной имеет составляющие скорости в горизонтальной плоскости вследствие выхода вихря (под углами α) в зазор от боковых граней, расположенных под углом 30° к направлению потока в среднем сечении. Возможно предположить взаимное влияние струй в этой области, направленных друг к другу. Таким образом, для прямоугольной ячейки взаимодействие потоков вихря в камере с течением в зазоре под углами в меридиональном сечении осложняется перемешиванием струй под углом α в горизонтальной плоскости.

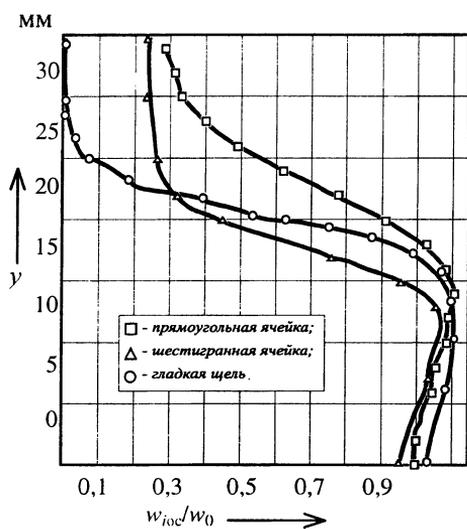


Рис. 2

На рис. 2 представлены эпюры относительных осевых скоростей потока по высоте зазора в среднем сечении для прямоугольной и шестигранной сот, а также гладкой щели.

В нижней части зазора (до $y = 10$ мм) можно считать удовлетворительным совпадение эпюр скоростей для всех вариантов. Значительное уменьшение скорости (при $y = 15 \dots 22$ мм) в шестигранных сотах по сравнению с прямоугольными и гладкой щелью, по всей видимости, объясняется взаимодействием потоков вихря в камере и зазоре из-за наличия углов потока α в горизонтальной плоскости.

Отметим, что значительное влияние на структуру потока в зазоре оказывают конструктивные параметры сотовых ячеек [1].

Решение задачи по оптимизации геометрических факторов сотового уплотнения проводилось с целью минимизации протечки рабочего тела, соответствующей наибольшему гидродинамическому сопротивлению канала.

Представим обобщающую зависимость гидродинамического сопротивления в канале, образованном сотовой и гладкой стенками, в виде безразмерной величины

$$\bar{\xi} = \xi_{\text{сот}}/\xi_{\text{гл}} = f_1(d_{\text{я}}/\delta)f_2(h_{\text{я}}/d_{\text{я}}),$$

где $d_{\text{я}}$ – диаметр вписанной окружности сотовой ячейки; $h_{\text{я}}$ – глубина ячейки; δ – величина уплотняемого зазора.

Постановка задачи оптимизации для данной математической модели может быть сформулирована следующим образом:

а) нахождение наибольшего значения целевой функции $\bar{\xi}_{\text{max}}$, заданной на множестве величин, включающем геометрические параметры сотового уплотнения (δ , $d_{\text{я}}$, $h_{\text{я}}$ и их комплексы);

б) определение значений переменных $d_{\text{я}}/\delta$ и $h_{\text{я}}/d_{\text{я}}$, при которых целевая функция принимает максимальное значение при заданных ограничениях геометрических параметров уплотнения.

Данная задача относится к классу многомерных для оптимизации, в которых целевая функция зависит от нескольких параметров.

Ограничения величин δ , $d_{\text{я}}$, $h_{\text{я}}$ и соответствующих комплексов принимаются из практических соображений использования сотовых уплотнений в реальных конструкциях турбоустановок. Для этой цели были проведены экспериментальные исследования в следующих диапазонах изменения параметров:

$$0 < d_{\text{я}}/\delta < 3,5;$$

$$0 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 4,5.$$

Значения $d_{\text{я}} = 0$ и $h_{\text{я}} = 0$ соответствовали экспериментам с гладкой стенкой.

Приведенные геометрические соотношения характерны и для типовых прямооточных уплотнений [2]. Однако течение в щелевидных каналах с сотовой поверхностью существенно отличается от течения в прямооточных уплотнениях с гребнями из-за влияющей на гидродинамическое сопротивление каналов пространственной вихревой структуры в ячейках сот.

Воздействие различных геометрических факторов сопровождается изменением характера взаимодействия потоков, что необходимо учитывать при организации математической модели течения.

На рис. 3 представлена зависимость относительного гидродинамического сопротивления канала (по сравнению с сопротивлением для канала с глад-

кими стенками) от параметра $d_{\text{я}}/\delta$. С увеличением диаметра ячеек (или шага перегородок прямоточного уплотнения) растет и степень гашения кинетической энергии в ячейках, и поэтому сопротивление канала возрастает.

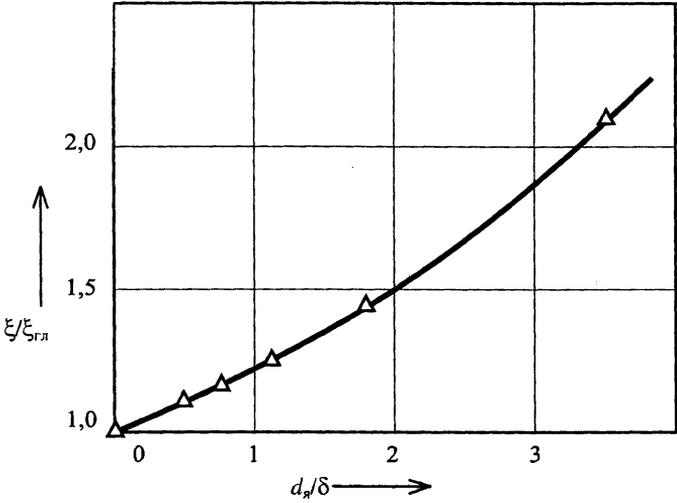


Рис. 3

Зависимость изменения величины $\bar{\xi}$ характеризуется определенным полиномом в виде $\bar{\xi} = 0,05(d_{\text{я}}/\delta)^2 + 0,15(d_{\text{я}}/\delta) + 1$.

На рис. 4 показана зависимость $\bar{\xi} = f(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})$ в диапазоне изменения величин $h_{\text{я}}/d_{\text{я}} = 0 \dots 4,5$.

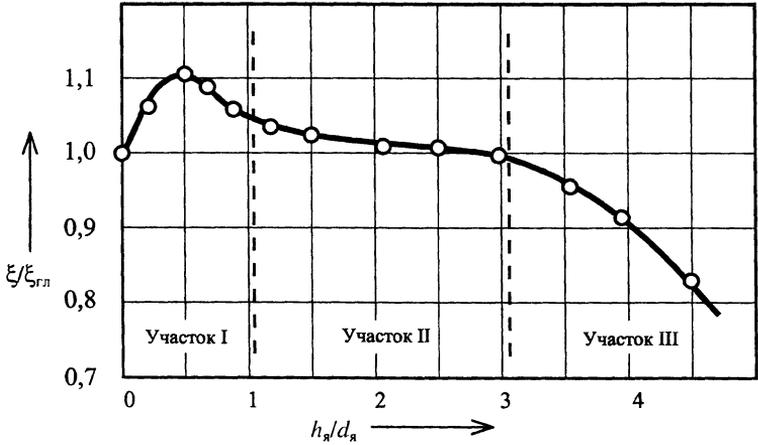


Рис. 4

Анализируя происходящий физический процесс, выделим три характерных участка данной зависимости, обусловленной различным механизмом взаимодействия вихревого движения потока в пространстве ячеек и потока в канале.

Первый участок $0 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 1$ – развитое струйное течение в ячейке.

Третий участок $3 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 4,5$ – напорный характер течения потока в плоском щелевом канале с упорядоченной шероховатостью в виде близко-расположенных ячеек. Коэффициент расхода μ уплотнения при этом идет на возрастание.

Второй участок является переходным от одной структуры потока к другой.

Особенности первого участка заключаются в наиболее интенсивном взаимодействии вихревых потоков в ячейке с потоком в канале.

Третий участок характеризуется слабым вихревым движением в ячейке, которое является своеобразным «подшипником» [3] для потока в канале, при этом гидродинамическое сопротивление в нем уменьшается по сравнению с сопротивлением в гладкостенном канале.

Как представлено выше, вихревая пространственная структура потока в шестигранной ячейке (особенно на участке I) создает вектор скорости на границе с потоком в канале, существенно не совпадающий с направлением потока в канале и являющийся источником дополнительного сопротивления, что выражается максимальным увеличением сопротивления потоку в канале при $h_{\text{я}}/d_{\text{я}} \approx 0,5$.

Нами проведена аппроксимация экспериментальной зависимости (рис. 4) в виде функции

$$\begin{aligned} \bar{\xi} = & -0,002(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})^6 + 0,035(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})^5 - 0,213(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})^4 + \\ & + 0,633(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})^3 - 0,912(h_{\text{я}}/d_{\text{я}})^2 + 0,52(h_{\text{я}}/d_{\text{я}}) + 1. \end{aligned}$$

Воспользовавшись основными понятиями дифференциального исчисления функций нескольких переменных, можно определить градиент целевой функции, ее экстремальные значения и значения аргументов при экстремальном значении функции для существующих ограничений переменных.

Аналитическое решение данной задачи и геометрическая интерпретация функции двух переменных $d_{\text{я}}/\delta$ и $h_{\text{я}}/d_{\text{я}}$ при их ограничениях $0 < d_{\text{я}}/\delta < 3,5$ и $0 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 4,5$ позволяют определить для каждого из участков значения $\xi_{\text{cot}}/\xi_{\text{гл}}$ и главный максимум функции.

Оптимальное значение $\bar{\xi}_{\text{max}}$ находится в пределах относительной глубины ячеек $0 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 1$ и возрастает с увеличением $d_{\text{я}}/\delta$. При значениях $1 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 3$ гидродинамическое сопротивление канала с сотовым уплотнением практически не зависит от относительной глубины ячейки, а определяется параметром $d_{\text{я}}/\delta$. Глубокие ячейки $3 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 4,5$ имеют наименьшее сопротивление и зависят также от параметра $d_{\text{я}}/\delta$.

В практике из соображений прочности при касании лопатками поверхности сот глубину ячеек выбирают не оптимальную, а несколько большую. Как показали проведенные эксперименты в диапазоне $1 < h_{\text{я}}/d_{\text{я}} < 3$, коэффициент гидродинамического сопротивления уменьшается незначительно

(на 10...15 %) по сравнению с ячейками оптимальных размеров, что особенно важно для высокотемпературных газовых турбин, корпуса которых подвергаются короблению из-за неравномерных термических напряжений в них, что повышает вероятность задевания вращающихся частей двигателя за неподвижные.

При оптимальном геометрическом параметре $d_{я}/\delta > 3,5$ величина $d_{я}$ при реальных радиальных зазорах в турбинах ($\delta \approx 3...4$ мм) получается большой, при этом ячейки не обладают достаточной прочностью, а их количество (следовательно, и перегородок в канале) при заданном осевом размере уплотнения невелико.

Однако, как показано в [4], оптимизация шага ячеек (или $d_{я}$) только по гидродинамике потока является недостаточной. При увеличении шага возрастает степень гашения плоской настильной струи в пространстве ячейки и повышается гидродинамическое сопротивление. Однако уменьшение числа перегородок z в уплотнении, согласно расчетной зависимости А. Стодолы, повышает протечку. Поэтому оптимизацию шага ячеек целесообразно вести по минимуму расхода рабочей среды, т. е. учитывая оба указанных фактора.

ВЫВОДЫ

1. Особенности процесса в сотовом уплотнении определяются физической сущностью течения потока в каналах с сотовыми стенками.

2. Имеется возможность оптимизации геометрии сотовой структуры, которая должна проводиться на основе многофакторного эксперимента, отражающего влияние таких конструктивных факторов и режимных параметров, как форма и размеры ячеек, величина зазора, а также особенности гидродинамических характеристик потока.

3. При использовании сотовых уплотнений в проточной части турбомашин возможно повышение ее экономичности не только при уменьшении величины радиальных зазоров, но и за счет выбора оптимального соотношения геометрических параметров сотовых ячеек уплотнения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование пространственной структуры потока в сотовых уплотнениях / В. Т. Буглаев, А. А. Климов, С. В. Перевезенцев, С. А. Бойко // Исследование элементов теплоэнергетических установок: Сб. науч. тр.; Под ред. В. Т. Буглаева. – Брянск: БГТУ, 1999. – С. 68–78.

2. Иванов В. А., Жаркой М. С. К методике расчета прямоточных лабиринтовых уплотнений турбомашин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1985. – № 5. – С. 92–95.

3. Бузник В. М. Интенсификация теплообмена в судовых установках. – Л.: Судостроение, 1969. – 364 с.

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

Представлена кафедрой
турбин и теплоэнергетики

Поступила 22.05.2001