

УДК 532.5

В.Т. Перевезенцев, М.А. Шилин

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ УПЛОТНЕНИЯ ЗАЗОРОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ГТК-10-4

Описаны способы модернизации уплотнения радиального зазора газовой турбины с применением сотовой структуры на периферии рабочего колеса. Рассмотрены газодинамические и теплотехнические проблемы использования сотовых уплотнений в турбомашинах.

Ключевые слова: сотовое уплотнение, гидравлическое сопротивление, теплообмен, охлаждающий воздух, радиальный зазор, газоперекачивающий агрегат, ГТК-10-4, проточная часть.

Анализ конструкций и результатов экспериментальных исследований лабиринтных уплотнений, используемых в турбомашинах, выявил следующие особенности сотовых уплотнений (СУ):

- сотовая конструкция обеспечивает наибольшую прочность уплотнения при минимальных затратах материалов;
- поверхность контакта при касании вращающихся частей турбомашин со статором значительно меньше, чем при их задевании о сплошную поверхность;
- при касании за счет истирания и интенсивного отвода тепла сотовой поверхностью не происходит повреждения уплотнительных гребней, торцев лопаток, а также местного разогрева места контакта;
- сотовые уплотнения позволяют уменьшить величину зазоров, при этом снизить уровень аэродинамических сил, действующих на ротор;
- величина утечки в сотовых уплотнениях в значительной степени зависит от геометрических характеристик структуры сот и режимных параметров потока [1];
- при увеличении радиальных зазоров в процессе эксплуатации ступеней с сотовыми уплотнениями обнаруживается меньшая их чувствительность к изменению величины зазора [1;4;5];
- сотовые ячейки представляют собой односторонне замкнутые объемы, течение в которых подвержено воздействию пульсационных явлений нестационарного потока с возможным возникновением резонансных явлений [1;4].

Одной из существенных проблем, связанных с возможностью применения сотовых уплотнений, является качество сотовой поверхности, требующей сложной технологии изготовления – высокотемпературной пайки жаропрочными припоями в вакууме [1].

Отметим некоторые дополнительные факторы в работе сотовых уплотнений по сравнению с лабиринтным уплотнением:

1. При перетекании газа в осевом и окружном направлениях сотовая поверхность создает дополнительное сопротивление, несколько снижая потери в радиальном зазоре турбины.
2. Поперечный размер ячеек следует выбирать наименьшим с целью увеличения числа сот (перегородок), размещающихся по ширине профиля в периферийной части лопатки безбандажной ступени. Опыт эксплуатации не позволяет выбрать минимальный диаметр ячейки (менее 1 мм) из-за роста площади металлического контакта при касании.
3. При снижении толщины стенок сот менее 0,1 мм прочность их конструкции уменьшается и при касании происходит смятие сот (а не истирание) и повреждение ячейистой структуры.
4. При перемещении рабочих лопаток относительно сот давление газа в ячейках периодически изменяется из-за разности давлений на выпуклой и вогнутой частях лопатки. Таким образом, в ячейках происходит пульсация давления с частотой $f = nz / 60$ Гц, где n – число оборотов ротора в минуту, z – число рабочих лопаток. При повышении давления в

ячейках происходит заполнение их газом из межлопаточных каналов рабочего колеса. При последующем понижении давления в ячейках поток вытекает из них в радиальном направлении. В связи с этим количество газа, пульсирующего в ячейках СУ, как бы исключается из общего расхода потока, определяющего полезную работу турбины. Это явление ведет к увеличению потерь от радиального зазора и соответствующему понижению КПД ступени [4]. Кроме того, пульсирующий газ, смешиваясь с основным потоком, значительно деформирует поля параметров потока в периферийных сечениях.

5. Дополнительные потери могут возникать при обтекании ячеистой поверхности периферийного кольца из-за срыва потока на перегородках сот.

Эти потери зависят от многих факторов: размера сотовых ячеек, режимных параметров (скорости на периферии), числа ячеек по ширине кольца, толщины стенок сот и т.п. При этом генератором пульсаций может служить частота прохождения ячейки торцом лопатки либо частота срыва вихрей с перегородок ячеек (частота Струхалия) [1].

Оценка дополнительных потерь, связанных с шероховатостью сотовой поверхности, в значительной степени затруднена из-за относительно большого числа конструктивных и режимных факторов, влияющих на характер течения потока вблизи стенки. Согласно результатам экспериментальных исследований [2], величина интенсификации гидравлического сопротивления в канале с сотовой структурой может достигать $\psi_\lambda = 6,46$. Однако отдельные исследования свидетельствуют, что потери в канале с сотовой стенкой для некоторых типоразмеров ячеек при определенных величинах зазора могут быть даже меньше, чем в канале с гладкими стенками [1]. Полагаем, что это объясняется наличием в ячейках вихревого движения потока, являющегося своего рода «подшипником качения» для потока в канале, а также служащего препятствием для образования пограничного слоя на соответствующей стенке канала.

Таким образом, ставятся задачи оптимизации конструкции сотовых уплотнений и выбора конструктивных параметров сотовых ячеек с учетом теплогидравлических характеристик и особенностей организации воздушного охлаждения.

Уплотнения сотового типа радиального зазора рабочих лопаток турбины высокого давления (ТВД) и турбины низкого давления (ТНД) агрегата ГТК-10-4 в настоящее время выполняются предприятиями-изготовителями и ремонтными организациями: ООО СП «Деаг Делавал Пауэр Невский» (далее ООО «Невский»), ОАО «Уралтурбо», ООО «Брянский завод «Турборемонт» и др.

Конструкции сотовых уплотнений, предлагаемых данными организациями, представлены на рис. 1 – 4.

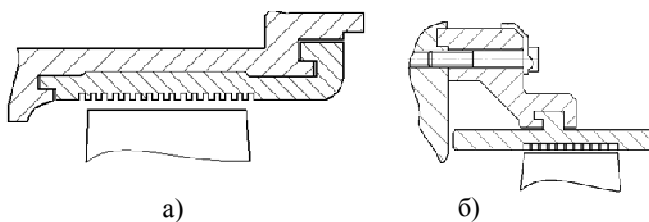


Рис. 1. Конструкция уплотнений ООО «Невский»: а – ТВД; б – ТНД

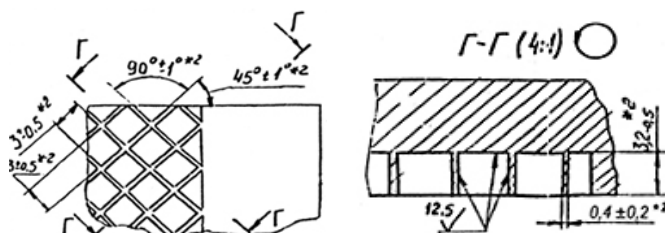


Рис. 2. Сотовая структура ООО «Невский»

В процессе эксплуатации выявлены дефекты сотовой поверхности (рис. 5). Разрушение сотовых ячеек может быть вызвано наличием в потоке металлических частиц или окалины, а также задеванием торцами лопаток элементов обоймы уплотнения.

Отметим, что сотовая структура, полученная электроискровым методом ООО «Невский», достаточно жесткая (рис. 2). Толщина стенок ячеек – $0,3 \pm 0,1$ мм. Поэтому задевание торцом лопатки элементов уплотнения может привести к повреждению лопатки.

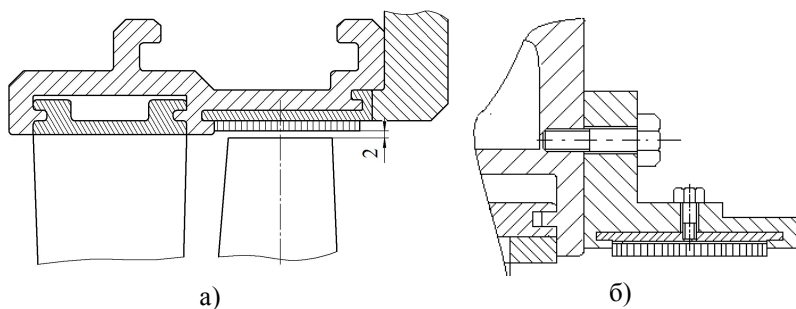


Рис. 3. Конструкция уплотнений ОАО «Уралтурбо»: а – ТВД; б – ТНД

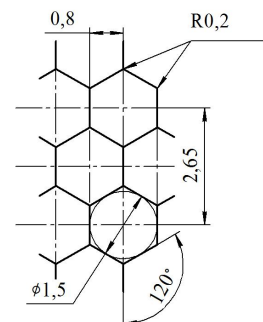


Рис. 4. Сотовая структура ОАО «Уралтурбо»

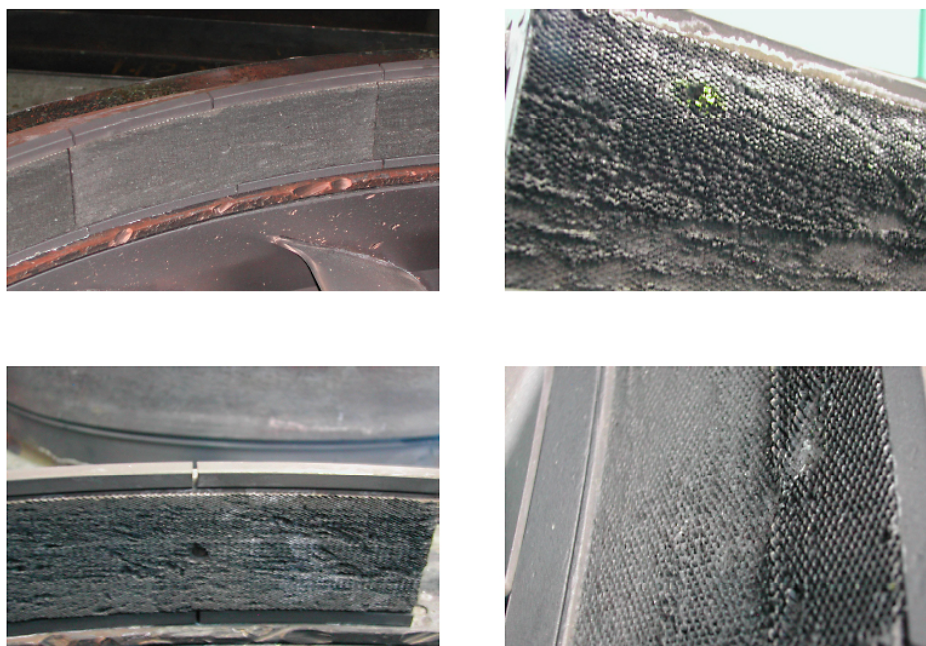


Рис. 5. Дефекты сотовой поверхности, выявленные в процессе эксплуатации

Кроме того, размеры и форма ячейки не являются оптимальными (для радиального зазора $\delta = 2 \dots 3$ мм) при наличии на торце лопатки утонения. Сотовые ячейки ОАО «Уралтурбо» выполнены из фольги толщиной 0,05 мм (рис. 4) и при задевании не вызывают повреждения торца лопатки, подвергаясь только смятию или истиранию.

Отметим также, что конструкции уплотнений (рис. 1, 3) не допускают демпфирования сотовых вставок при касании лопатками элементов уплотнения, так как вставки жестко связаны с обоймой турбины. Температурный режим, в котором работают сотовые вставки (ТВД – 970К, ТНД – 770К), также следует учитывать при проектировании элементов уплотнения и расчете величин радиальных зазоров.

Анализ конструкции и газодинамических режимов работы уплотнений позволяет предложить следующие мероприятия по их совершенствованию.

Прежде всего, следует учитывать опыт внедрения сотовых уплотнений в проточной части ТВД ГТ-750-6 на КС «Воскресенск» специалистами БГТУ при участии ПТП «Липецкгазэнергоремонт» и ОАО «Рыбинские моторы» на агрегате ГТ-750-6 (№7) [1].

Сотовые вставки, изготовленные на авиамоторостроительном предприятии «Рыбинские моторы», были установлены в обойме ТВД над рабочими лопатками первой и второй ступеней (рис. 6) с радиальными зазорами, уменьшенными приблизительно на 1 мм по сравнению с зазором до начала ремонта.

В результате испытаний агрегата отмечено увеличение относительного КПД $\Delta\eta_e = 2\%$. Эффективный абсолютный КПД до модернизации – $\eta_e = 0,292$, а после модернизации – $\eta_e = 0,298$ [1]. Сотовые ячейки имели конструктивные размеры, соизмеримые с аналогичными размерами сот, применяемыми ОАО «Уралтурбо». При разборке после наработки более 6000 часов дефектов уплотнений не обнаружено.

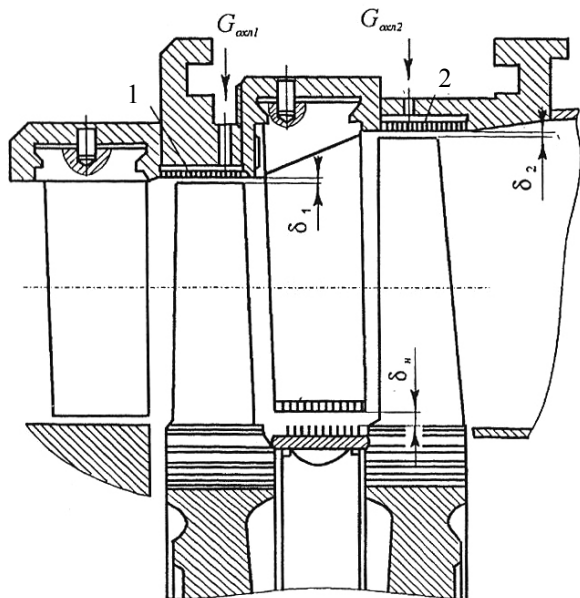


Рис. 6. Схема проточной части модернизированной ТВД ГПА-750-6: 1 – сотовые уплотнения 1-й ступени; 2 – сотовые уплотнения 2-й ступени

Сотовые вставки 2 располагаются в пазах обоймы 1 (рис. 7) и имеют возможность перемещаться в радиальном направлении при касании лопаток. Вставки удерживаются в прижатом положении плоскими пружинами 3. В камеры над вставками ТВД подается охлаждающий воздух, который, во-первых, стабилизирует температуру обоймы и вставок, во-вторых, поддерживает упругие свойства пружины. Затем через небольшие отверстия в пластине-подложке воздух попадает на периферию проточной части, создавая защитную пленку на периферии обоймы и торцах лопаток, подверженных термическому воздействию газового потока.

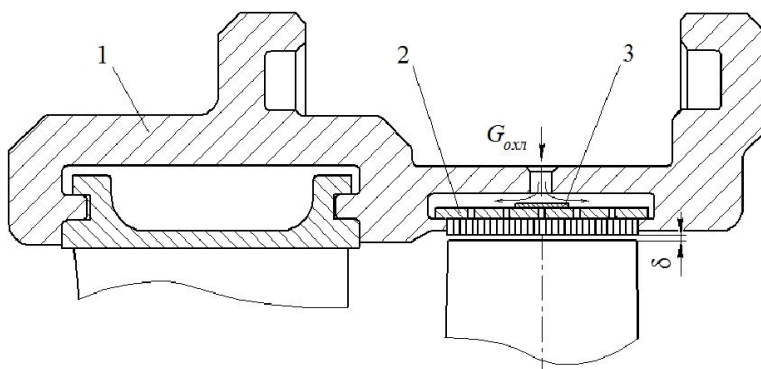


Рис. 7. Модернизированное периферийное уплотнение рабочего колеса ТВД ГТК-10-4: 1 – обойма; 2 – сотовая вставка; 3 – плоская пружина

Как уже указывалось, при прохождении торцов рабочих лопаток относительно сотовых ячеек в пространстве последних возникают пульсации охлаждающего воздуха, которые интенсифицируют теплообмен и, как следствие, способствуют охлаждению сотовых вставок.

Уплотнения ТНД выполнены аналогично, но не имеют воздушного охлаждения, так как уровень температуры в ТНД значительно ниже, чем в ТВД. Вставки набираются в пазах в каждом из сегментов и при ремонте достаточно просто могут быть заменены при обнаружении дефектов. Отметим также, что сотовые вставки имеют небольшую массу и поэтому довольно податливы в случае контакта с рабочими лопатками или различными включениями в газовом потоке.

Для приближенной оценки влияния радиального зазора на КПД ступени на основе полуэмпирических зависимостей принимается параметр [5]

$$n = \frac{\delta_p b_n}{l_p t_{cp} \sin \beta_{2эфф}}$$

где δ_p – радиальный периферийный зазор рабочего колеса ступени, мм; b_n – хорда рабочей лопатки, мм; l_p – длина рабочей лопатки, мм; t_{cp} – шаг лопаток, мм; $\beta_{2эфф}$ – угол выхода потока из рабочего колеса, рад.

Для рассматриваемой ступени ТВД турбоагрегата ГТК-10-4 указанные параметры имеют следующие значения: $\delta_p = 2,9$ мм в исходной конструкции уплотнения (гладкое); $\delta_p = 2,0$ мм в модернизированной конструкции уплотнения (сотовое); $b_n = 50,5$ мм; $l_p = 153$ мм; $t_{cp} = 37,7$ мм; $\sin \beta_{2эфф} = 0,415$.

На рис. 8 представлены известные экспериментальные зависимости относительного КПД $\bar{\eta}'_{ум} = \eta'_{ум} / \eta'_{ум(\delta=0)} = f(n)$ различных ступеней от определяющего параметра n , полученные при испытаниях ряда модельных ступеней [1;5]. Коэффициенты полезного действия $\eta'_{ум(\delta=0)}$ были получены экстраполяцией опытных кривых $\eta'_у = f(\delta)$ до значений $\delta = 0$. Для всех исследованных ступеней в практически важном диапазоне изменения параметра n (до 0,1...0,15) зависимость $\eta'_{ум} = f(n)$ близка к линейной; влияние отношения D_{cp} / l на указанную зависимость для исследованного авторами диапазона его значений (4,5...12,4) не обнаружено.

Для исследуемой ступени ТВД агрегата ГТК-10-4 с приведенными геометрическими характеристиками рабочих лопаток при радиальном периферийном зазоре $\delta_p = 2,9$ мм

$$n = \frac{\delta_p b_n}{l_p t_{cp} \sin \beta_{2эфф}} = \frac{0,0029 \cdot 0,0505}{0,153 \cdot 0,0377 \cdot 0,415} = 0,0609.$$

При установке сотовых периферийных уплотнений предлагаемой конструкции появляется возможность уменьшить величину радиального зазора. Для этой же ступени при радиальном периферийном зазоре $\delta_p = 2,0$ мм

$$n = \frac{\delta_p b_n}{l_p t_{cp} \sin \beta_{2эфф}} = \frac{0,002 \cdot 0,0505}{0,153 \cdot 0,0377 \cdot 0,415} = 0,042.$$

Согласно рис. 8, увеличение относительного КПД $\bar{\eta}'_{ум}$ одной ступени турбины составит приблизительно 3%.

Таким образом, некоторое увеличение КПД турбинной ступени будет происходить вследствие интенсификации гидравлического сопротивления в канале уплотнения за счет самого наличия сотовой структуры – дополнительной шероховатости, а также эффекта запираения уплотнения потоком охлаждающего воздуха, вдуваемого через систему отверстий в пластине с сотовой

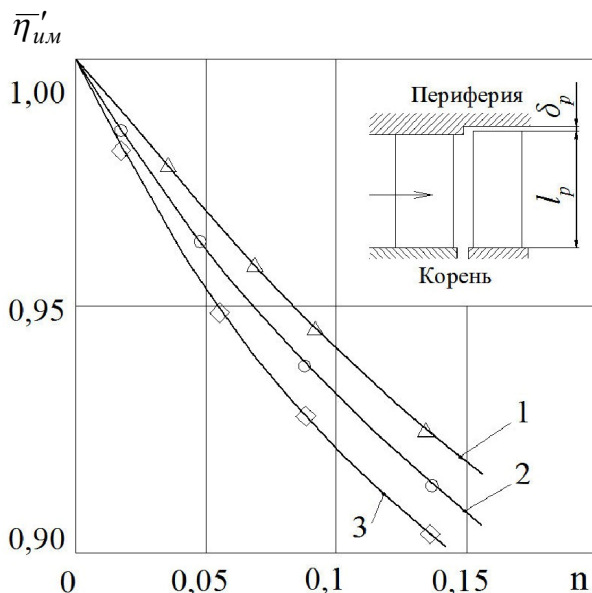


Рис. 8. Влияние величины зазора δ_p в рабочем колесе на КПД турбинной ступени:

- 1 – $D_{cp} / l = 7$; $\rho'' = 0,2...0,3$ (сотовое уплотнение);
- 2 – $D_{cp} / l = 5,35$; $\rho'' = 0,6$ (сотовое уплотнение);
- 3 – $D_{cp} / l = 5,35$; $\rho'' = 0,2...0,3$ (гладкое уплотнение)

структурой в проточную часть, и стабилизации радиальных зазоров в процессе эксплуатации за счет эффективного охлаждения самого уплотнения и элементов проточной части [3].

Широкие возможности для дальнейших исследований представляют многочисленные варианты расположения отверстий в сотовых вставках, позволяющие организовывать эффективную охлаждающую завесу с реализацией как пленочного охлаждения, так и целенаправленного вдува воздуха с учетом пространственного течения горячего газа на периферии турбинной ступени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Буглаев, В.Т. Сотовые уплотнения в турбомашинах: монография / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – Брянск: БГТУ, 2006. – 192 с.
2. Буглаев, В.Т. Экспериментальное исследование теплообмена в канале с сотовой структурой / В.Т. Буглаев, В.Т. Перевезенцев, М.А. Шилин, В.М. Шкодин // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. – №1. – С. 72-79.
3. Крючков, С.А. Об использовании закрученных струй для управления завесным охлаждением / С.А. Крючков, В.В. Лебедев, Ш.А. Пиралишвили // Вторая Российская национальная конференция по теплообмену. – М.: МЭИ, 1998. – Т.2. – С. 165-168.
4. Речкоблит, А.Я. Исследование эффективности применения сотовых уплотнений радиального зазора в газовых турбинах / А.Я. Речкоблит // Технический отчет № 6103. – ЦИАМ, 1968. – 56 с.
5. Гукасова, Е.А. Особенности процесса обтекания концевых частей необандаженных лопаток и их влияние на КПД турбинной ступени / Е.А. Гукасова, В.А. Михайлова, В.Г. Тырышкин // Теплоэнергетика. – 1970. – №4. – С. 34-37.

Материал поступил в редколлегию 10.02.15.