

Виноградов А.С. ШАРОНОВ А.И. ЗАГАДОВ И.А. КОМИСАР Ю.В.
**ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ТОРЦЕВОГО
 ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ ПРИ
 НЕСТАЦИОНАРНОЙ НАГРУЗКЕ**

Самарский национальный
 исследовательский университет
 имени академика С. П. Королёва
 (Самарский университет)

Московское шоссе, д. 34,
 г. Самара, 443086,
 Российская Федерация

a.s.vinogradov@list.ru
sharonov.alex0210@gmail.com
ilyazagadov@yandex.ru
komisar.yuv@ssau.ru

В данной работе представлена новая методика расчёта утечек торцевого газодинамического уплотнения со спиральными канавками на различных режимах работы авиационного двигателя. Этот тип уплотнения никогда не использовался в конструкции авиационных двигателей, однако имеет хорошие характеристики в сравнении с традиционными типами уплотнений. В разработанной методике исследовано влияние изменения режима работы двигателя на температурные нагрузки и деформации. Результаты моделирования сравниваются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: герметичность; торцевое уплотнение; гидравлическая модель; режим работы; моделирование

1 Введение

Уплотнения и уплотнительные системы являются обязательной частью авиационного двигателя и любой энергетической установки. Они определяют работу воздушной и масляной систем двигателя. Высокие значения температуры, давления и окружных скоростей вынуждают применять уплотнительные системы, которые состоят из нескольких уплотнений. Эффективность работы уплотнения и всей уплотнительной системы определяет экономичность двигателя, величину удельного расхода топлива и его надёжность. Качество уплотнения зависит от совершенства методов проектирования. Расчётные модели уплотнения должны обладать высокой точностью.

Параметры рабочего цикла современных двигателей близки к теоретически возможным значениям, поэтому основной задачей совершенствования авиационного двигателя является повышение эффективности работы его конструктивных элементов. Основное назначение уплотнений авиационных двигателей – предотвратить перетекание газов через зазор между ротором и статором (иногда между двух роторов). Уплотнения бывают двух типов: кон-

тактные и бесконтактные. Наибольшее распространение в авиационных двигателях получили бесконтактные лабиринтные уплотнения, однако этот тип имеет самую низкую герметичность. Контактные уплотнения широко применяются в двигателях третьего и четвёртого поколений, однако эти уплотнения имеют относительно небольшой срок службы вследствие контакта уплотнительных поверхностей. В настоящее время перспективным видом уплотнений для авиационных двигателей являются торцевые газодинамические уплотнения. Этот тип уплотнения имеет небольшой зазор между уплотнительными поверхностями, который составляет несколько микрометров (обычно около 2–5 мкм) [1].

Работа торцевого газодинамического уплотнения основана на создании тонкой газовой плёнки между уплотнительными кольцами, которая исключает контакт во время работы. Газовая плёнка создаётся специальными V- или U-образными канавками, которые расположены на поверхности вращающегося кольца. Глубина канавки сопоставима с величиной зазора. Наибольшее распространение получили спиралевидные канавки. Газ нагнетается в канавки вращением кольца, что приводит к

образованию зазора и, следовательно, к взаимному скольжению контактных поверхностей, разделённых газовой плёнкой. Это обеспечивает малые перетекания в зазоре и низкий износ уплотнительных колец. Уплотнения этого типа широко применяются в ракетостроении и авиации при наличии больших перепадов давления (до 10 МПа и выше) в рабочем процессе [2].

К недостаткам торцевых газодинамических уплотнений относятся сложность, высокая стоимость и чувствительность к осевым смещениям. Однако главным недостатком таких уплотнений для применения их в авиационных двигателях является то, что они проектируются для одного расчётного режима работы, а авиационные двигатели характеризуются частой сменой режимов работы во время полёта. Поскольку смена основных режимов не происходит мгновенно, то между ними образуются переходные, количество которых может достигать нескольких десятков. При работе на других режимах возможно нарушение работоспособности уплотнения, поэтому исключительно важно исследовать работу торцевого газодинамического уплотнения в течение всего полётного цикла. Это важно с двух точек зрения. Во-первых, с точки зрения обеспечения заданной герметичности. Во-вторых, с точки зрения исключения контакта уплотнительных поверхностей в течение всего времени работы.

Основной целью работы является разработка методики расчёта герметичности торцевого газодинамического уплотнения со спиральными канавками в опоре двигателя на переходных режимах работы.

При изменении режима температура и давление газа меняются соответственно в течение короткого промежутка времени. Этого времени может быть недостаточно, для того чтобы кольцо полностью прогрелось. Поэтому необходимо решать данную задачу как нестационарную [3, 4].

Для разработки исследовательской методики расчёта торцевых газодинамических уплотнений нет необходимости рас-

сматривать весь полётный цикл. Целесообразно выбрать ту его часть, которая характеризуется резкой сменой режимов работы двигателя.

На рисунке 1 показана часть полётного цикла, которая была выбрана для исследования. Данная область полётного цикла была выбрана исходя из того, что она включает в себя наибольший перепад параметров, характеризующих работу уплотнения. Общая продолжительность выбранной области, состоящей из четырёх участков, составляет 583 секунды. Высота над уровнем моря колеблется от 9200 до 10840 м; число Маха изменяется от 0,35 до 0,89. Значения высоты и числа Маха на ступенях приведены в таблице 1.

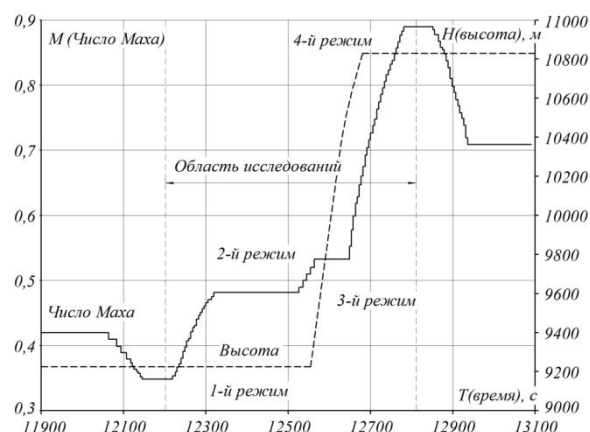


Рисунок 1. Область исследования полётного цикла

Таблица 1. Значения высоты и числа Маха

Номер режима	1	2	3	4
H (высота над уровнем моря), м	9200	9200	9200	10840
M (число Маха)	0,35	0,48	0,53	0,89

Каждое уплотнение разделяет полости с высоким и низким давлением. Чтобы определить давление и температуру на входе и на выходе из уплотнения, необходимо выполнить расчёт параметров двигателя для условий полёта, соответствующих четырём участкам. Расчёт должен производиться с учётом совместной работы узлов двигателя и закона регулирования частоты вращения ротора двигателя [4]. Результаты расчёта температуры на входе и выходе из

уплотнения для соответствующих режимов приведены на рисунке 2.

При переходе от первого участка к четвёртому температура на входе в уплотнение увеличивается на 27 % (рисунок 2), при этом температура газа на выходе из уплотнения увеличивается на 6 %. Это связано с процессом охлаждения в масляной полости. Для торцевого газодинамического уплотнения подобное изменение рабочих параметров является значительным, так как силовые и температурные деформации уплотнительных колец могут серьёзно влиять на его герметичность.

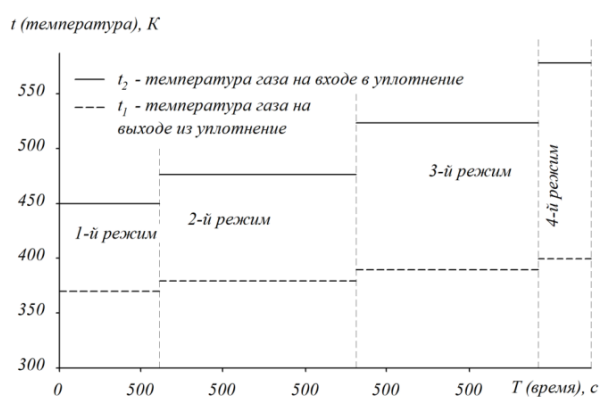


Рисунок 2. Температура газа на входе и выходе из уплотнения для рассматриваемых участков полётного цикла

2 Гидравлическая расчётная модель торцевого газодинамического уплотнения

Математическая модель торцевого газодинамического уплотнения позволяет определить распределение давления в зазоре уплотнения. Однако для расчёта тепловых деформаций уплотнительных колец должны быть известны коэффициенты конвективной теплоотдачи со всех поверхностей этих колец. Чтобы найти коэффициенты конвективной теплоотдачи, в программном комплексе ANSYS FLUENT была создана гидравлическая модель уплотнения (рисунок 3).

Вследствие крайне малой величины зазора между кольцами уплотнения и крайне малой величины утечек (порядка 1 мг/с) для корректного расчёта параметров пото-

ка, омывающего граничные стенки колец, расчёт делался в два этапа. На первом этапе исключался зазор между кольцами уплотнения. В итоге параметры потока были получены в области, близкой к зазору. На втором этапе расчёта моделировали непосредственно зазор уплотнения. На рисунке 3 показана сетка конечных элементов для второго этапа CFD-расчёта.

В качестве решателя CFD-модели был выбран Density Based Explicit. Используются осесимметричные конечные элементы (тип Axisymmetric Swirl). Параметры потока не зависят от времени на этом этапе исследования, поэтому тип расчёта – стационарный. Векторы скорости задаются в абсолютной системе координат (Absolute Velocity Formulation). Изменения температуры и тепловые потоки учитываются при введении энергетического уравнения. Применена модель переноса сдвиговых напряжений (SST) Ментера. Эта модель очень точно описывает явления в пристеночной области, но только при использовании высококачественных сеток конечных элементов. Для расчёта сетка конечных элементов создается с низким параметром y^+ ($y^+ < 1$ возле кольцевой стенки). Вторая пространственная дискретизация Order Upwind применяется ко всем уравнениям при решении.

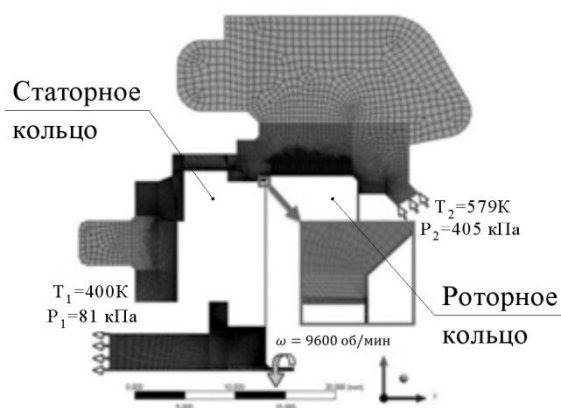


Рисунок 3. Конечно-элементная сетка гидравлической модели уплотнения с граничными условиями для 4-ого режима и стенок адиабатических колец $\omega = 9600$ об/мин

В качестве рабочего тела используется газ с переменной плотностью, изобарической теплоёмкостью, теплопроводностью, вязкостью [5]. Плотность задаётся уравнением идеального газа. Теплоёмкость определяется как кусочно-полиномиальная функция удельной теплоёмкости при постоянном давлении (C_p) от температуры (T) по уравнению 1 в широком диапазоне изменения температуры для граничных условий анализа (от 370 К до 579К). Значения коэффициентов полинома представлены в таблице 2 [6].

$$C_p = a_1 + a_2 \cdot T + a_3 \cdot T^2 + a_4 \cdot T^3 + a_5 \cdot T^4 + a_6 \cdot T^5 + a_7 \cdot T^6 + a_8 \cdot T^7. \quad (1)$$

Таблица 2. Коэффициенты кусочно-полиномиальной функции (C_p)

$a_1 = 1161,482$	$a_2 = -2,369$
$a_3 = 0,015$	$a_4 = -5,035 \cdot 10^{-5}$
$a_5 = 9,929 \cdot 10^{-8}$	$a_6 = -1,111 \cdot 10^{-10}$
$a_7 = 6,540 \cdot 10^{-14}$	$a_8 = -1,574 \cdot 10^{-17}$

Вязкость задаётся в зависимости от температуры с помощью закона Сазерленда:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \frac{T_{ref} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{3/2}, \quad (2)$$

где T_{ref} – эталонная температура; S – эффективная температура; μ_0 – эталонное значение коэффициента динамической вязкости (для воздуха $\mu_0 = 1,716 \cdot 10^5$ кг/м·с).

Теплопроводность задаётся в соответствии с уравнением кинетической теории:

$$k = \frac{15}{4} \frac{R}{M_\omega} \mu \left[\frac{4}{15} \frac{C_p M_\omega}{R} + \frac{1}{3} \right], \quad (3)$$

где R – универсальная газовая постоянная; M_ω – молекулярная масса; μ – коэффициент динамической вязкости, вычисленная с помощью уравнения (2); C_p – удельная теплоёмкость, вычисленная с помощью уравнения (1).

Коэффициент теплоотдачи определяется по уравнению:

$$H = \frac{q}{(T_{wall} - T_{ad})}, \quad (4)$$

где q – тепловой поток; T_{wall} – температура стенки; T_{ad} – пристеночная температура потока.

Следует отметить, что в любом случае необходимо задаваться либо количеством тепла, проходящего через стенку, либо температурой стенки в уравнении (4). Для вычисления коэффициента теплоотдачи в CFD-пакетах в качестве граничной температуры потока принимаются три рекомендованные величины:

- постоянная температура, заданная пользователем;
- срединная температура;
- среднемассовая температура, которая вычисляется по уравнению:

$$T_b = \frac{\int \rho C_p U T dy}{\dot{m} C_p}, \quad (5)$$

где ρ – плотность газа, U – составляющая скорости, параллельная поверхности стенки, T – температура потока, \dot{m} – массовый расход. Для данного расчёта используется указанная пользователем постоянная температура.

Коэффициент теплоотдачи рассчитывается по методике, которая включает в себя два предварительных расчёта. Первый предварительный расчёт выполняется с адиабатическими стенками (рисунок 3). Во втором расчёте задавалась температура одной из исследуемых поверхностей кольца. Подставляя пристеночную температуру потока (T_{ad}) из расчёта с адиабатическими стенками, величину теплового потока (q) из второго предварительного расчёта и полную пристеночную температуру потока (T_{wall}) в уравнение (4), получаем средний коэффициент теплоотдачи собственной поверхности. Каждая из поверхностей уп-

лотнительных колец рассчитывалась отдельно.

Таким образом, после расчётов с помощью гидравлической модели уплотнения были получены распределения коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры по всем поверхностям уплотнительных колец для четырёх этапов полётного цикла. Полученные результаты необходимы для последующего анализа напряжённо-деформированного состояния и определения деформации уплотнения.

3 Анализ напряжённо-деформированного состояния торцевого газодинамического уплотнения

Механические деформации торцевого газодинамического уплотнения рассчитываются в коммерческом программном обеспечении ANSYS Mechanical APDL. Размеры модели приведены на рисунке 4 в миллиметрах.

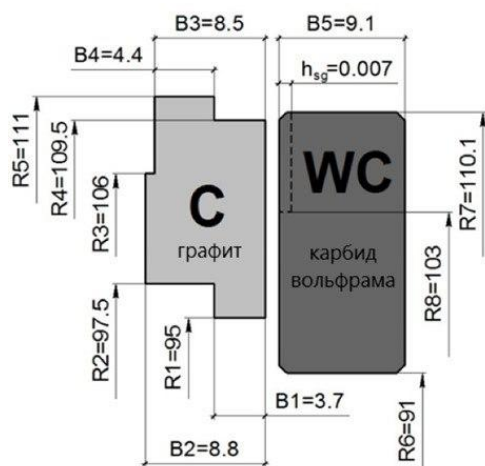


Рисунок 4. Размеры исследуемого уплотнения

Геометрия была создана в виде осесимметричной плоской модели (рисунок 5). Модель рассчитывается в два этапа. На первом этапе определяется распределение тепла для второго этапа. На втором этапе рассчитываются деформации и конусность поверхности ($\Delta h = h_{max} - h_{min}$) в зазоре.

Для создания сетки конечных элементов используются типы элементов PLANE55 и LINK32. Первый используется для моделирования осесимметричных уплотни-

тельных колец. LINK32 представляет собой одноосный элемент, обладающий способностью проводить тепло между своими узлами (используется для моделирования теплопроводности в зазоре). На втором

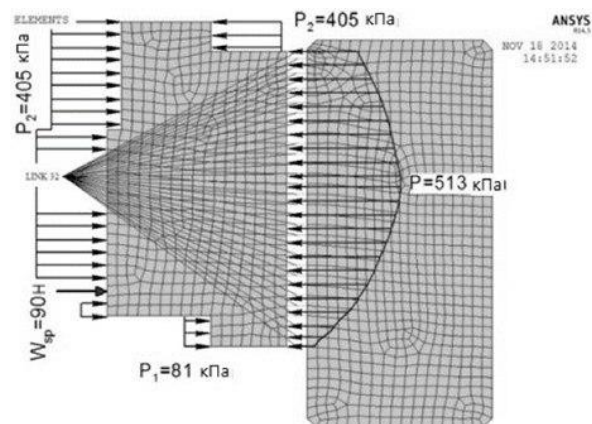


Рисунок 5. Конечно-элементная сетка структурной модели уплотнения с граничными условиями для 4-ого участка рассматриваемой области полётного цикла

шаге элементы PLANE55 были преобразованы в элементы типа PLANE42. Элементы определяются четырьмя узлами, имеющими по две степени свободы в каждом узле. Элементы LINK34 исключаются. Применяются типы анализа Transient Thermal и Static Structural. Основным источником тепла является сила трения газа в зазоре. Мощность сил трения оценивается по уравнению (6):

$$N = \mu \cdot \omega^2 \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r^3}{h(r, \varphi)} p \varphi dr. \quad (6)$$

Мощность трения находится в диапазоне от 164 до 324 Вт для четырёх режимов. При переходе с первого режима полёта на четвёртый мощность существенно меняется, т.к. меняются условия полёта, следовательно, меняются давление, температура и частота вращения. Первый расчёт мощности выполняется для постоянной величины газового зазора (h). Дальнейший расчёт мощности сил трения выполняется с учё-

том деформации уплотнительного кольца. Уравнение (6) учитывает наличие канавок косвенно, путём изменения величины зазора и распределения давления в зазоре.

Нестационарность данного исследования заключается в том, что в четырёх граничных точках (рисунок 2) происходит изменение условий нагружения структурной модели, на первой секунде к модели прикладываются значения коэффициентов теплоотдачи и температур стенок для первого режима и до 120-й секунды происходит их линейное изменение. На 120-й секунде прикладываются параметры второго режима, и они также линейно изменяются до 360-й секунды. Аналогично для следующего режима.

Затем выполняется статический структурный анализ со следующими граничными условиями: распределение давления из результатов математической модели и распределение температуры из анализа переходных процессов. По результатам моделирования конструкции для условий нестационарного процесса оценивается форма зазора, соответствующая каждому из четырёх режимов, представленных на рисунке 1.

Далее определяется герметичность уплотнения для каждой части полётного цикла. Результаты нестационарного расчёта сравнивались с результатами статического расчёта. В последнем случае герметичность определяется как сумма утечек, соответствующих четырём стадиям цикла.

4 Методика расчёта

В результате исследования создана методика расчёта герметичности уплотнения в течение всего времени полёта при нестационарном нагружении. Она показана на рисунке 6.

Исходными данными для расчёта являются эксплуатационные параметры на каждом из участков цикла. На основе этих параметров оценивается изменение температуры и давления для каждого участка. Распределение давления для каждой части

полётного цикла рассчитывается по математической модели для стационарных условий нагружения, предложенной Е. А. Muijderman [7]. Затем рассчитывается гидравлическая модель уплотнения. Результатами расчёта являются значения пристеночных температур потока и коэффициентов теплоотдачи поверхностей уплотнительных колец. Эти коэффициенты используются в качестве начальных граничных условий для теплового расчёта с помощью структурной модели.



Рисунок 6. Методика расчёта герметичности торцевого газодинамического уплотнения при нестационарном нагружении

С помощью математической модели газодинамического уплотнения со спиральными канавками определяется распределение давления в уплотнительном зазоре при условии отсутствия деформаций. Данное распределение давления является начальным условием для определения деформаций уплотнительных колец с помощью структурной модели.

Далее проводится переходный термический анализ. Затем выполняется расчёт деформации уплотнительных колец. После завершения получается новая деформированная форма зазора.

Расчёт распределения давления в зазоре на основе предыдущего анализа деформаций уплотнительных поверхностей проводится повторно для уточнения результатов. После этого нестационарный тепловой

расчёт рекомендуется выполнять повторно. Эти расчёты необходимо повторять несколько раз до тех пор, пока значения деформаций поверхности, полученные с помощью структурной модели, не совпадут со значениями, которые были использованы в математической модели уплотнения.

В результате может быть вычислено значение утечек через уплотнение в течение всего времени работы с учётом изменения условий нагружения.

5 Анализ результатов исследования

Гидравлическая модель уплотнения (рисунок 3) позволяет определить температуру T_{ad} для уплотнительных колец. Коэффициенты теплоотдачи (H) рассчитываются по уравнению (4) на основе температуры T_{ad} и температуры, заданной пользователем T_{wall} (значения теплового потока (q) определяются для каждой стенки колец программным обеспечением FLUENT). На рисунке 7 показано распределение температуры T_{ad} , полученное с помощью CFD-расчёта, соответствующего четвёртому этапу полётного цикла. Максимальное значение температуры находится в уплотнительном зазоре (681K), а минимальное значение – на выходе (413K).

В результате проведённых расчётов были получены значения коэффициентов конвективной теплоотдачи и температуры граничных стенок колец уплотнений для всех четырёх участков. Значения коэффициентов конвективной теплоотдачи для первого участка приведены на рисунке 8.

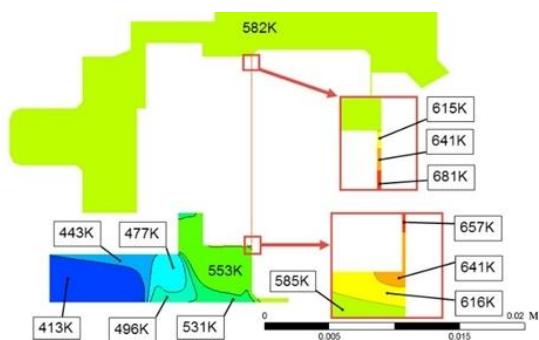


Рисунок 7. Распределение температуры потока, соответствующее четвёртому участку рассматриваемой области полётного цикла

Минимальное значение коэффициента теплоотдачи – 18 Вт/м²К; максимальное — 780 Вт/м²К. Ограниченный объём статьи не позволяет представить все результаты исследования. Изменения этих коэффициентов очень велики и значительны при переходе от одной точки нагружения к другой. В частности, максимальное значение увеличилось с 287 Вт/м²К (в первой точке цикла) до 780 Вт/м²К (в четвёртой). То есть он увеличился в 2,7 раза. Полученные результаты свидетельствуют о том, что средняя температура колец сильно изменяется в переходном режиме работы. Например, средняя температура неподвижного кольца увеличилась на 22%. Необходимо учитывать время прогрева, чтобы определить точное значение деформации и, следовательно, герметичность уплотнения.

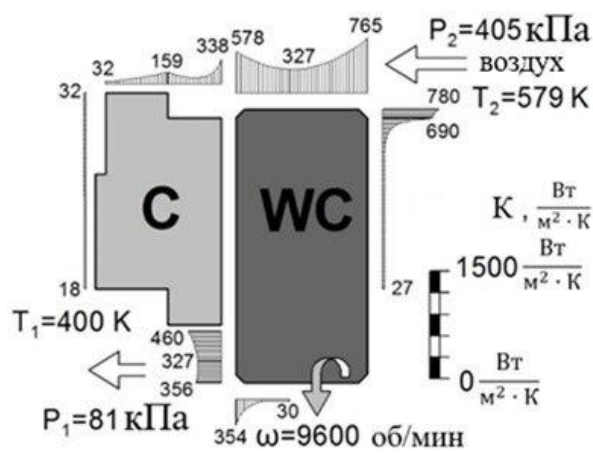


Рисунок 8. Коэффициенты теплоотдачи, соответствующие четвёртому участку рассматриваемой области полётного цикла

Результаты расчёта структурной модели показали, что для каждой из точек нагружения разница между максимальной и минимальной температурой каждого кольца находится в пределах 1,5 – 4 градусов. На рисунке 9 показано распределение температуры для четвёртого участка. Разница температур графитового кольца составляет всего 0,54 градуса. Следовательно, уплотнительное кольцо можно считать равномерно прогретым для каждой стадии полёта.

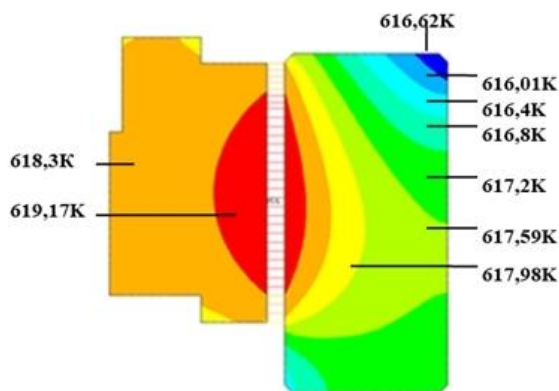


Рисунок 9. Распределение температуры уплотнения, соответствующее четвёртому участку рассматриваемой области полётного цикла

Структурная модель уплотнения (рисунок 8) позволяет определить деформацию уплотнительных колец. Один из результатов моделирования графитового кольца показан на рисунке 10. Этот пример соответствует четвёртому этапу полётного цикла. В этом случае смещение кольца составляет 4,4 мкм.

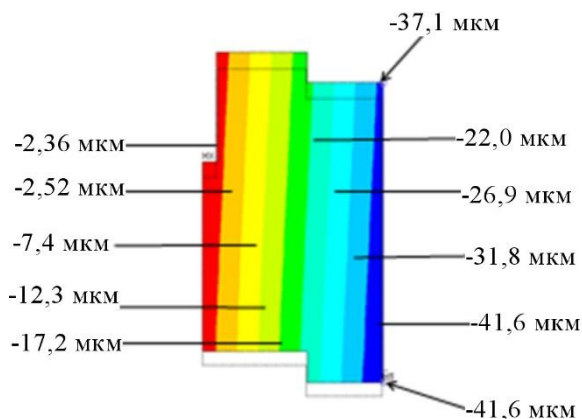


Рисунок 10. Деформация кольца статора в осевом (УУ) направлении, соответствующем четвёртому участку рассматриваемой области полётного цикла (результаты нестационарного анализа)

Граничные условия, такие как величина теплового потока, пристеночные температуры и коэффициенты теплоотдачи, изменяются в соответствии с линейной зависимостью при расчёте тепловых переходных процессов от одного режима работы к другому.

На рисунке 11 показано изменение температуры на среднем радиусе графитового кольца. Эти изменения были получены в

результате стационарных и нестационарных расчётов. Температура указана для точки, которая находится на поверхности уплотнительного зазора.

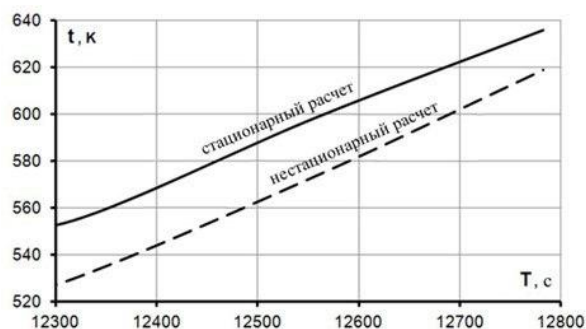


Рисунок 11. Средняя температура графитового кольца для стационарных и нестационарных тепловых расчётов

При переходе с первого на четвёртый режим работы уменьшилось среднее значение температуры. В результате выполнения обоих расчётов было получено линейное изменение температуры от одного участка к другому. Минимальная разница между температурами на границах участков сохраняется примерно постоянной и равной 17 градусам, что составляет около 2,7 %. При переходе от первого участка к четвёртому расхождение между средними температурами уменьшается от 25 градусов до 17. Этот результат является оправданным, так как с увеличением времени расхождение должно уменьшаться. Данное расхождение способно значительно повлиять на величину конусности в газодинамическом уплотнении при минимальной величине зазора (h_{\min} изменяется от 2 до 5 мкм).

Сравнение изменения конусности зазора ($\Delta h = h_{\max} - h_{\min}$) для двух типов расчётов показано на рисунке 12. Максимальное расхождение между значениями составило 12,5 %. Это означает, что одна форма зазора, соответствующая стационарному расчёту, значительно отличается от другой. Разница в форме зазора приводит к разнице в величине утечек через уплотнение.

Анализ утечек через уплотнение для трёх различных вариантов расчёта показан на рисунке 13. Первый вариант соответ-

вует расчёту, когда для всех четырёх участков приняты осреднённые параметры.

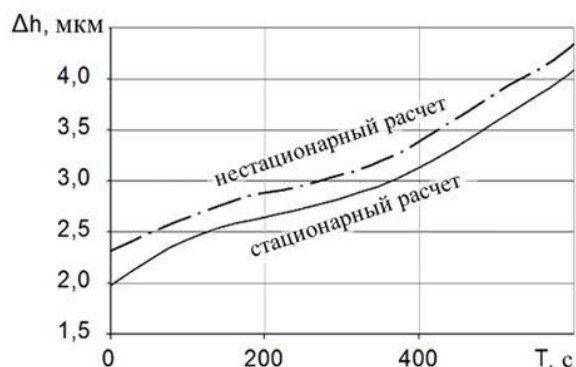


Рисунок 12. Конусность уплотнительных поверхностей для стационарных и нестационарных тепловых расчётов

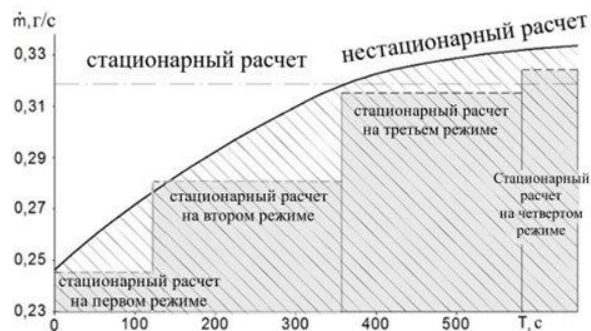


Рисунок 13. Величина утечки через уплотнение в стационарных и нестационарных расчётах

Второй вариант выполнен для случая, когда процесс является дискретным. Это означает, что процесс нагрузки состоит из отдельных стационарных процессов.

Третий вариант соответствует нестационарному расчёту. Определение площади на трёх графиках (рисунок 13) необходимо для определения массового расхода через уплотнение.

Объём утечки для первого варианта достиг 186,6 г, для второго – 165,2 г и для третьего – 174,9 г. Разница между стационарным и нестационарным расчётом составила 6,7%. Следует отметить, что это значение получено для участка полёта продолжительностью 583 секунды. Для всего времени полёта эта разница может быть более существенной.

Методика исследования была обоснована экспериментально. Данные получены при испытании уплотнения, предназначенного для наземного газоперекачивающего агрегата. Эксперимент был выполнен при стандартных атмосферных условиях при $H = 0$ км.

На рисунке 14 приведено сравнение величины утечки для случая плоского зазора (полное отсутствие деформации уплотнительных колец) и для случая учёта истинной формы зазора в процессе расчёта. В последнем случае разница с экспериментальными данными не превысила 7%.

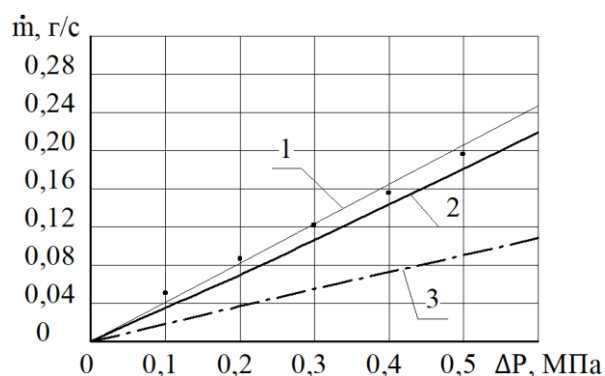


Рисунок 14. Герметичность уплотнения для газоперекачивающего агрегата

1 – аппроксимационная кривая экспериментальных данных; 2 – герметичность с учётом деформации; 3 – герметичность с плоским зазором

6 Заключение

1 Одним из путей повышения КПД авиационных двигателей является совершенствование конструкции, методов расчёта и проектирования уплотнений. Торцевое уплотнение со спиральными канавками можно считать перспективным для применения в конструкции опор авиационных двигателей. Однако одной из главных сложностей его применения является чувствительность к колебаниям нагрузок. Особенно это актуально для авиационных двигателей, которые имеют большое количество смен режимов работы в течение одного полёта и в течение всего времени эксплуатации. Поэтому задача точного прогнозирования герметичности уплотне-

ния и деформаций его деталей в течение полётного цикла является очень важной.

2 Значения коэффициента теплоотдачи, относящиеся к вращающейся и неподвижной поверхностям уплотнения, сильно различаются для одной точки нагружения цикла полёта. Минимальное значение коэффициента теплоотдачи ($18 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) принадлежит неподвижному кольцу, максимальное значение ($780 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) — вращающемуся кольцу на четвертом участке рассматриваемой области полётного цикла. Коэффициенты несколько раз менялись при переходе с одного режима работы на другой. Это приводит к значительному повышению средней температуры уплотнительных колец. Например, средняя температура неподвижного кольца увеличилась на 22%. Повышение температуры приводит к большим деформациям. Это особенно важно для торцевых газодинамических уплотнений, которые очень чувствительны к изменениям ширины и формы зазора.

3 Установлено, что уплотнительные кольца равномерно прогреваются на всех режимах работы двигателя. Разница между максимальной и минимальной температурой составляет менее $1,5\text{--}4$ градусов (рисунок 9).

4 Изменение средней температуры статического уплотнительного кольца для стационарных и переходных расчётов колеблется от 25 до 17 градусов (т.е. от $4,6$ до $2,7\%$). Данное изменение приводит к изменению в оценке конусности зазора и разнице в оценке величины утечек. Разница в определении утечки составляет $3,5\%$ для стационарных и нестационарных расчётов. При этом рассматривались только четыре режима работы двигателя общей продолжительностью 583 с. В то время как среднее время полёта самолёта обычно составляет от двух до четырёх часов. Это приводит к значительному изменению температуры. Для более точного определения герметичности уплотнения необходимо использовать нестационарную методику расчёта.

5 Сравнение с экспериментальными данными (рисунок 14) показывает, что для расчёта торцевого газодинамического уплотнения крайне важен учёт реальной формы зазора в процессе расчёта. Определение деформации важно не только для расчёта утечек. Большие деформации могут привести к увеличению зазоров в уплотнении или контакту между уплотнительными поверхностями. Поэтому необходимо моделировать работу уплотнения максимально близко к реальности для каждого участка цикла полёта.

Для более точного определения герметичности создана новая методика расчёта утечек, учитывающая цикл нагружения (рисунок 6). Данная методика синтезирует математическую модель газового течения, предложенную Е.А. Muijderman [7], модель теплообмена и модель механической деформации. Уплотнение со спиральными канавками было выбрано в качестве примера, потому что аналитическая модель для этого типа уплотнения существует и работает очень точно для определения распределения давления в зазоре. Эта методика также позволяет определить герметичность торцевого контактного уплотнения в течение всего времени полёта.

7 Благодарности

Работа выполнена в рамках реализации Программы развития Самарского университета на 2021- 2030 годы в рамках программы «Приоритет-2030» при поддержке Правительства Самарской области.

Список использованных источников

- [1] Mueller, H. K. Nau, B. S. Fluid sealing technology / H. K. Mueller, B. S. Nau // Marcel Dekker Inc. – New York, 1998. – Chap. 1.
- [2] Lebeck, A. O. Principles and Design of Mechanical Face Seals / A. O. Lebeck // John Wiley & Sons. – New York, 1991. – Chap. 4, 6.
- [3] Harp, S. R. Analysis of Mechanical Seal Behavior During Transient Operation / S. R. Harp, Salant R. F. // Journal of Tribology – 1998. – Vol. 120(2) – pp. 191-197.

[4] Фалалеев, С. В. Торцевые бесконтактные уплотнения авиационных двигателей / С. В. Фалалеев, Д. Е. Чегодаев // Московский авиационный институт – Москва, 1998. – гл. 1, 5.

[5] Etsion, I. Mechanical Face Seal Dynamics Update / I. Etsion // The Shock and Vibration Digest. – 1985. – Vol. 17(4) – pp. 9–14.

[6] Meyer, E. Face seals / E. Meyer // Engineering. – Moscow, 1978. – PP. 6-288.

[7] Muijderman, E. A. Spiral groove bearings / E. A. Muijderman // Springer – Verlag, Berlin, 1996. – Chap. 3.

Vinogradov A.S. Sharonov A.I. Zagadov I.A. Komisar Yu.V.
**GAS DYNAMIC FACE SEAL TIGHTNESS
UNDER NON-STATIONARY LOADING**

Samara University
Moskovskoe shosse, 34,
Samara, 443086,
Russian Federation

This paper presents a new method for calculating leaks of an end gas dynamic seal with spiral grooves in various modes of operation of an aircraft engine. This type of seal has never been used in the design of aircraft engines, however, it has good characteristics in comparison with traditional types of seals. In the developed methodology, the effect of changing the engine operating mode on temperature loads and deformations is investigated. The simulation results are compared with experimental data.

a.s.vinogradov@list.ru
sharonov.alex0210@gmail.com
ilyazagadov@yandex.ru
komisar.yuv@ssau.ru

Keywords: tightness; mechanical seal; hydraulic model; operating mode; modeling

References

- [1] Mueller, H. K. and Nau, B.S. (1998), "Fluid sealing technology", *Marcel Dekker Inc.*, New York, Chap. 1.
- [2] Lebeck, A. O. (1991), "Principles and Design of Mechanical Face Seals", *John Wiley & Sons*, New York, Chap. 4, 6.
- [3] Harp, S. R. and Salant, R. F. (1998), "Analysis of Mechanical Seal Behavior During Transient Operation", *Journal of Tribology*, Vol. 120(2), pp. 191-197.
- [4] Falaleev, S. V. and Chegodaev, D. E. (1998), "Face noncontact seals of aircraft engines", Moscow Aviation Institute, Moscow, Chap. 1, 5. (in Russian)
- [5] Etsion, I. (1985), "Mechanical Face Seal Dynamics Update", *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 17(4), pp. 9-14.
- [6] Meyer, E. (1978), "Face seals", *Engineering*, Moscow, pp. 6-288.
- [7] Muijderman, E.A. (1996), "Spiral groove bearings", Springer – Verlag, Berlin, Chap. 3.