

УДК 621.452.3

КОМПЛЕКСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЯ В СОСТАВЕ СИСТЕМЫ ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

© 2011 А.С. Виноградов, А.С. Мятлев, А.Ю. Тисарев

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

Поступила в редакцию 10.03.2011

В статье рассматривается алгоритм проектирования уплотнения как элемента общей внутренней воздушной системы двигателя. Алгоритм сочетает расчеты гидравлического сопротивления, теплового состояния, напряженно-деформированного состояния, параметров авиационного двигателя в разных программных комплексах.

Ключевые слова: система внутреннего воздухоснабжения, уплотнение, утечка, эффективность, методика, алгоритм.

При проектировании элементов авиационного двигателя традиционно составляющие внутренние воздушные потоки (системы) двигателя рассматриваются отдельно. В зависимости от объекта проектирования могут рассматриваться: система охлаждения турбины, система наддува уплотнений той или иной опоры, система разгрузки радиально-упорного подшипника и т.д. Но все эти системы связаны между собой, их параметры однозначно влияют друг на друга и поэтому логично рассматривать их как единое целое при проектировании уплотнения. Например, в источниках [1, 2, 4] и др. говорится о рассмотрении систем, как единой целой, но не дается общепризнанного в настоящий момент названия. Встречаются следующие: система вторичных воздушных потоков [2], internal air system [1], secondary air system [4]. В данной статье предлагается дать ей предварительное название системы внутреннего воздухоснабжения (далее по тексту - СВВ). Под системой внутреннего воздухоснабжения будем понимать совокупность воздушных потоков, использующих рабочее тело для обеспечения функционирования двигателя и всего ЛА (ЭУ), которое отбирается из проточной части АД и ЭУ и непосредственно не используется при создании тяги (мощности).

СВВ состоит из подсистем, каждая из которых выполняет свою собственную функцию. Все подсистемы взаимосвязаны либо напрямую, либо косвенно через газовоздушный тракт двигателя. Так же присутствует взаимовлияние систем при переносе тепла через стенки каналов. Поэтому расчет некоторых из подсистем целе-

сообразно проводить совместно. В данной работе рассматривалась СВВ, реализованная на моделях двигателя GE90 и двигателя НК-93.

Выделение в воздушных системах подобных между собой конструктивных элементов, в которых процессы течения воздуха и теплообмена могут быть описаны соответственно одинаковыми зависимостями, позволяет представить любую сложную систему в виде соответствующим образом соединенных между собой типовых элементов. Основными элементами системы внутреннего воздухоснабжения, которые отвечают за разделение сред с различными параметрами рабочего тела и уменьшение утечек из проточной части двигателя являются уплотнения.

Целью данной работы является повышение эффективности уплотнения путем разработки методик с учетом:

- взаимовлияния системы внутреннего воздухоснабжения и уплотнений друг на друга;
- теплового состояния деталей двигателя;
- деформированного состояния уплотнительных узлов.

Для исследования работы уплотнений на первом этапе необходимо определить параметры воздуха во всей системе при известной геометрии каналов и параметрах рабочего тела в местах отбора и выпуска. Фрагмент алгоритма определения параметров СВВ изображен на рис. 1.

Для проведения тепло-гидравлического расчета необходимо изучить воздушные системы и построить по ним граф, ветви которого соответствуют охлаждающим каналам, а узлы местам соединения каналов в единую систему. В данной работе рассматривались только системы, относящиеся к турбине НД.

Итерационность расчета (рис. 1) появляется в связи с тем, что на первом этапе расчета неизвестны значения средних температур стенок каналов.

Виноградов Александр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент. E-mail: a.s.vinogradov@list.ru.

Мятлев Александр Сергеевич, аспирант.
E-mail: kipdla@ssau.ru.
Тисарев Андрей Юрьевич, аспирант.

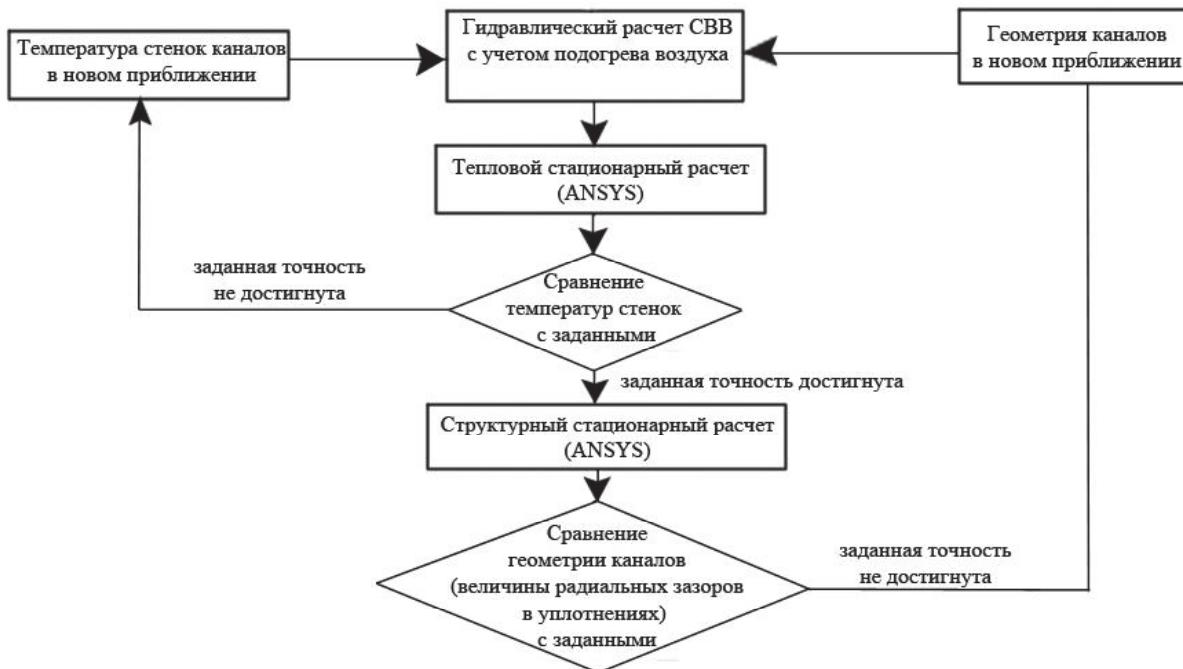


Рис. 1. Фрагмент алгоритма расчета СВВ

Далее определяются значения коэффициентов теплоотдачи и средних температур воздуха в каналах, которые необходимы для проведения теплового расчета. В результате расчета в ANSYS определяется температурные поля деталей.

Пример определения коэффициентов конвективной теплоотдачи для модели деталей турбины НД двигателя GE90 приведен на рис. 2.

Следующий этап исследования заключается в определении напряженно-деформированного состояния деталей каналов и, в частности, деталей уплотнительного узла (рис. 3) и в оценке влияния герметичности уплотнительного узла на параметры эффективности двигателя.

Данная оценка существенно зависит от места расположения уплотнения в конструкции двига-

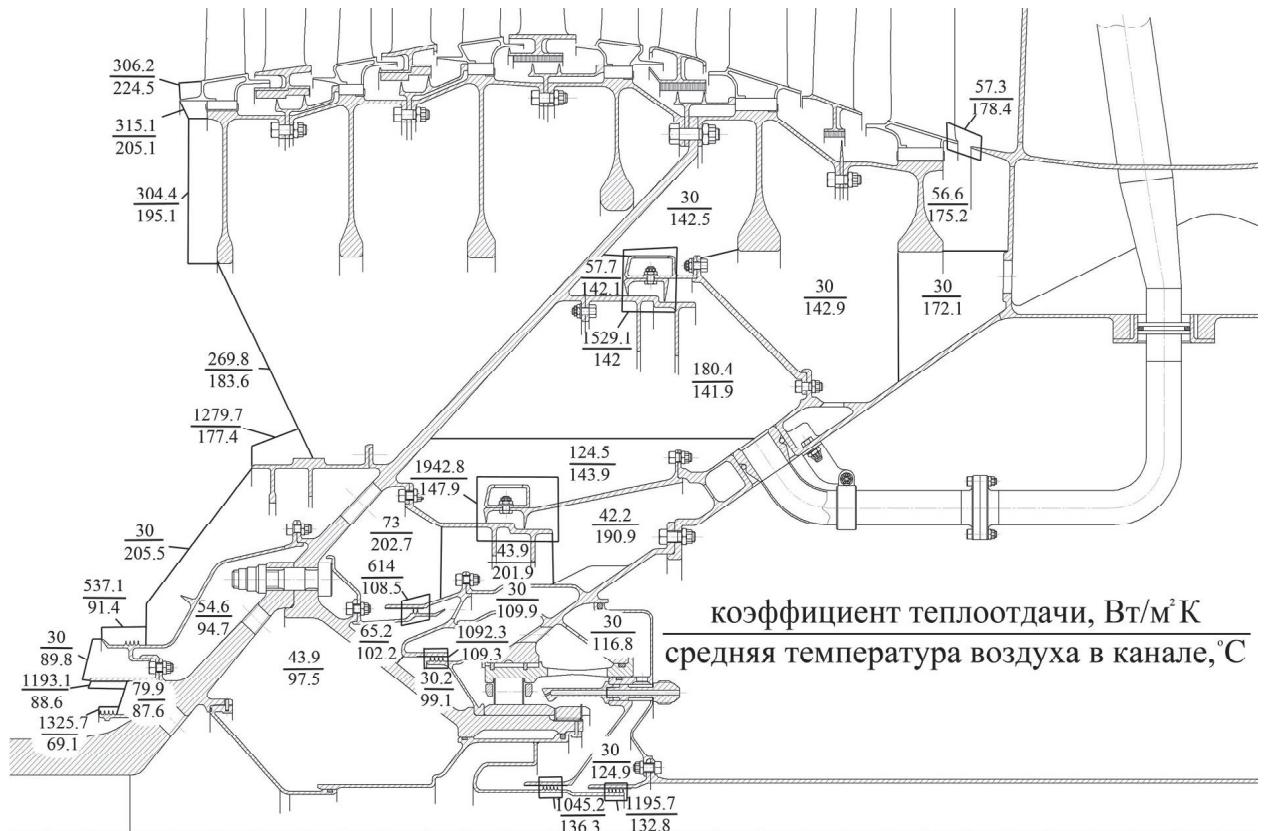


Рис. 2. Некоторые результаты расчета параметров системы охлаждения модели двигателя GE90

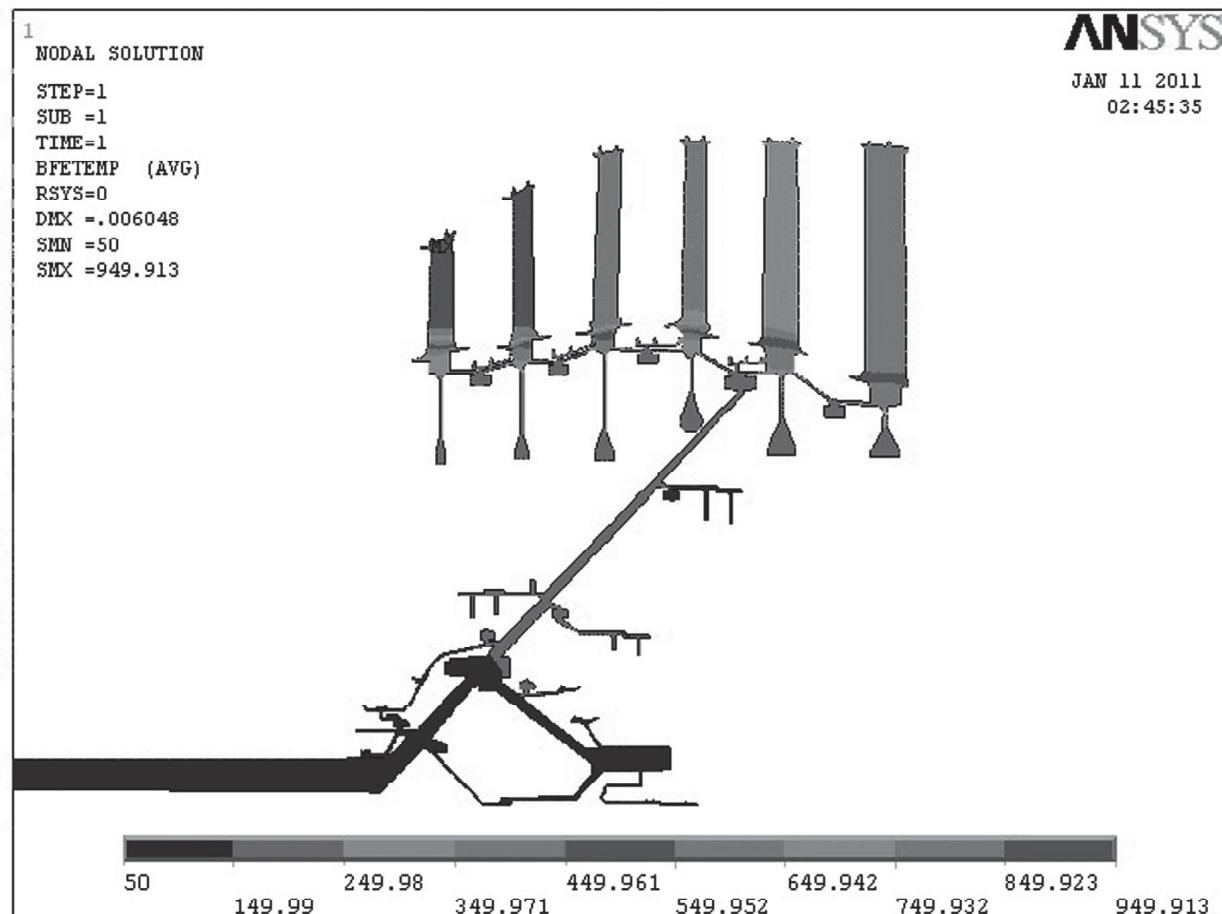


Рис. 3. Распределение температур на максимальном крейсерском режиме модели двигателя GE90

теля (уплотнения опор компрессора и турбины, уплотнения системы охлаждения и разгрузки, уплотнения проточной части). Были разработаны методики оценки уточнения КПД узлов и удельного расхода.

Предложенный метод проектирования уплотнений позволяет не только определить параметры систем внутреннего воздухоснабжения и величины радиальных зазоров в уплотнительных узлах, но и так же определить величины радиальных зазоров лопаточных венцов в проточной части двигателя.

Расчет показал, что большая часть воздуха 1,86% из 2,5% утекает через лабиринтные уплотнения в буферную полость и далее за турбину НД, т.е. этот воздух более не совершает работу в турбинах. Это говорит о существовании возможности совершенствования конструкции уплотнений.

Для рассматриваемой системы двигателя НК-93 проводилась оценка влияния изменения радиального зазора в лабиринтном уплотнении за компрессором на другие уплотнения системы и температурное состояние системы в целом.

Изменение зазора в уплотнении за КВД при-

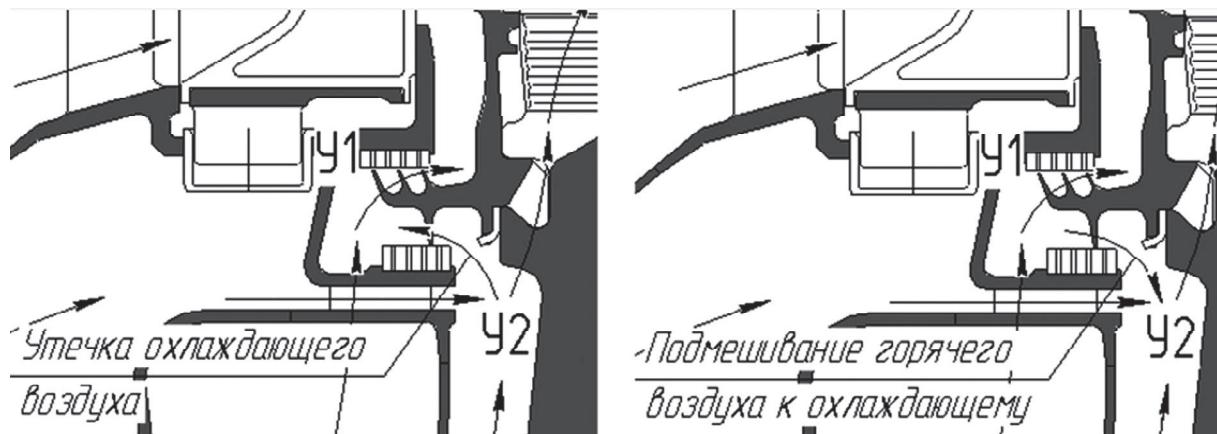


Рис. 4. Возможные течения через уплотнение У2

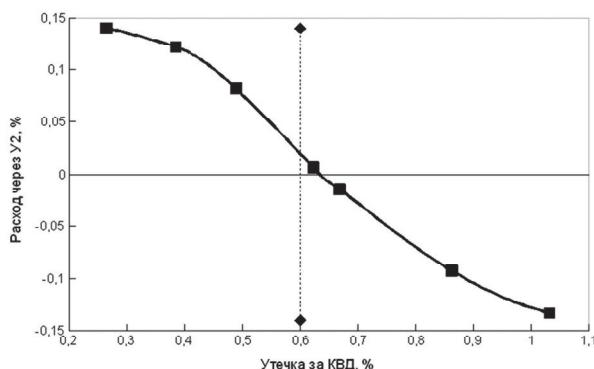


Рис. 5. Влияние утечки закомпрессорного воздуха на расход через уплотнение Y2

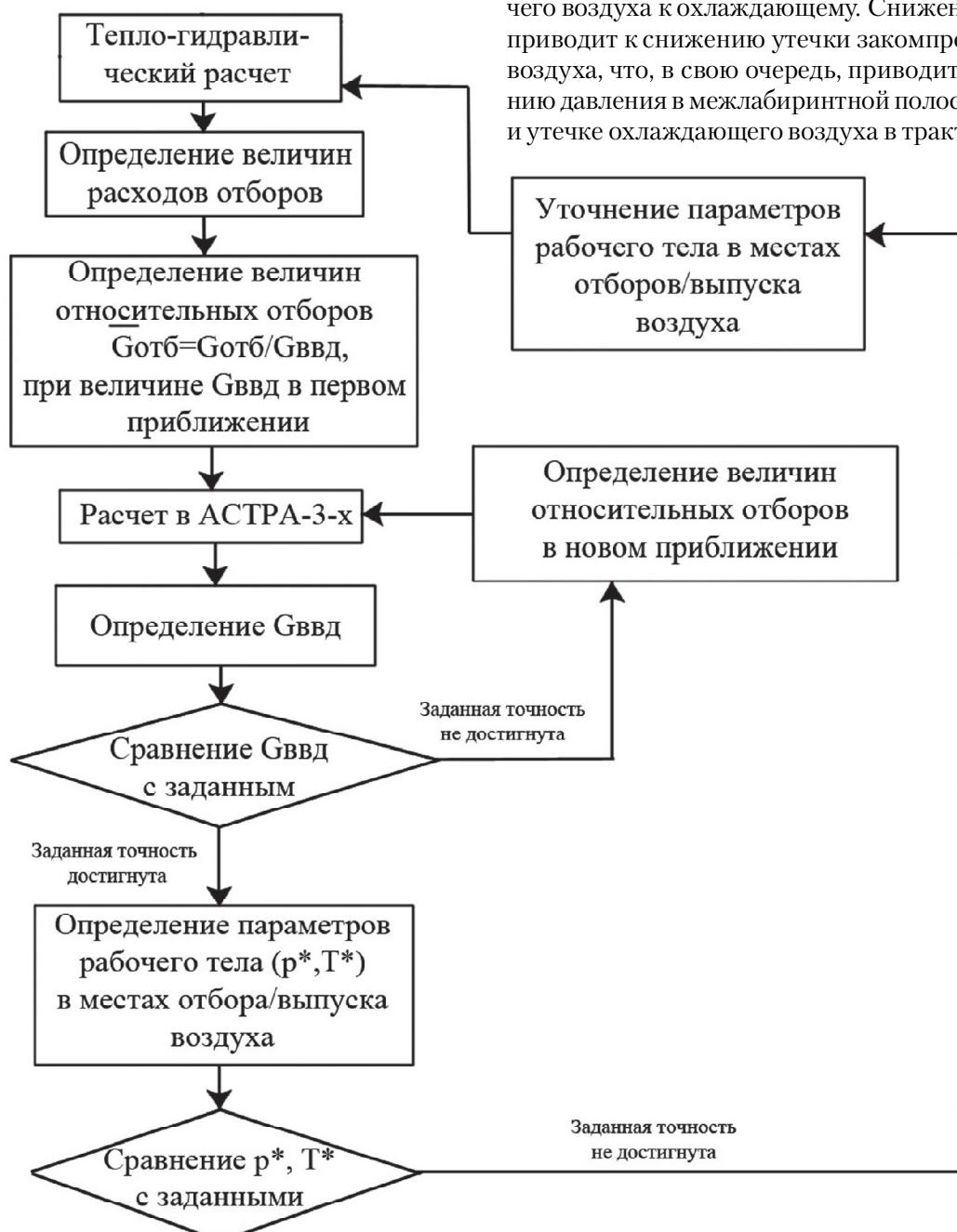


Рис. 6. Фрагмент алгоритма определения влияния герметичности уплотнения на параметры эффективности двигателя

водит к изменению утечки закомпрессорного воздуха высокого давления. При рабочей величине зазора эта утечка составляет 0,6%. Большая его часть (0,55%) сбрасывается через статор и лабиринт Y1 в тракт перед рабочим колесом. При снижении утечки за КВД снижается температура уплотнения вала ВД и закомпрессорного уплотнения и увеличивается температура уплотнения Y2 (закомпрессорный воздух охлаждает уплотнение, расположенное в горячей зоне). В рабочем состоянии расход воздуха за КВД создает такой перепад давлений, что расход воздуха через лабиринт Y2 отсутствует. При существенном увеличении расхода через рассматриваемое уплотнение происходит небольшое подмешивание горячего воздуха к охлаждающему. Снижение зазора приводит к снижению утечки закомпрессорного воздуха, что, в свою очередь, приводит к снижению давления в межлабиринтной полости Y1-Y2 и утечке охлаждающего воздуха в тракт (рис. 4).



На рис. 5 показано влияние утечки воздуха за КВД на расход через уплотнение У2. Видно, что при номинальном значении утечки 0,6% расход через уплотнение практически отсутствует. Снижение утечки приводит к росту расхода через У2 (участок положительного расхода по оси ординат). При увеличении утечки наблюдается обратное течение в лабиринте (участок отрицательного расхода по оси ординат), что говорит о подмешивании (рис. 5) горячего воздуха (по сравнению с воздухом, прошедшим аппарат закрутки) к охлаждающему. Также следует отметить, что при изменении расхода через лабиринт за КВД в широких пределах может изменится направление течения охлаждающего лицевую сторону диска ТВД воздуха.

Результаты выполненных расчетов позволяют нам сформулировать окончательную методику определения влияния герметичности на параметры эффективности АД и ЭУ (рис. 6). Данная методика включает в себя не только тепло-гидравлический расчет и расчет напряженно-деформированного состояния, но и термогазодинамический расчет.

Данная методика была реализована при исследовании уплотнения в составе системы разгрузки радиально-упорного подшипника (РУП).

Из рис. 7 видно, что при изменении зазора от 0,6 до 1,8 мм давление в полости разгрузки уменьшается от 183 кПа до 89 кПа (на 51,4%), а сила, действующая на РУП, увеличивается на 32 кН.

Так же следует отметить увеличение удельного расхода топлива на 0,07 % (рис. 8а) и уменьшение удельной тяги на 0,12 % (рис. 8б).

Проводилось исследование изменения радиального зазора в составе уплотнения системы герметизации турбины. Как видно на рис. 9 при изменении герметичности уплотнения меняется картина течения в СВВ. Картину течения были разделены по диапазонам величин радиальных зазоров.

Таким образом, при превышении величины радиального зазора 0,52 мм (рис. 9а) происходит

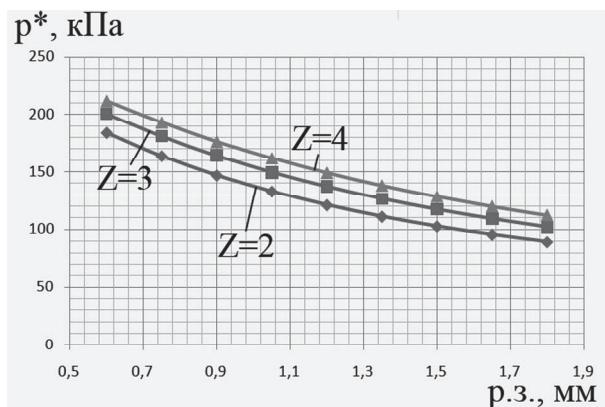


Рис. 7. Влияние геометрических параметров уплотнения на давление в полости разгрузки

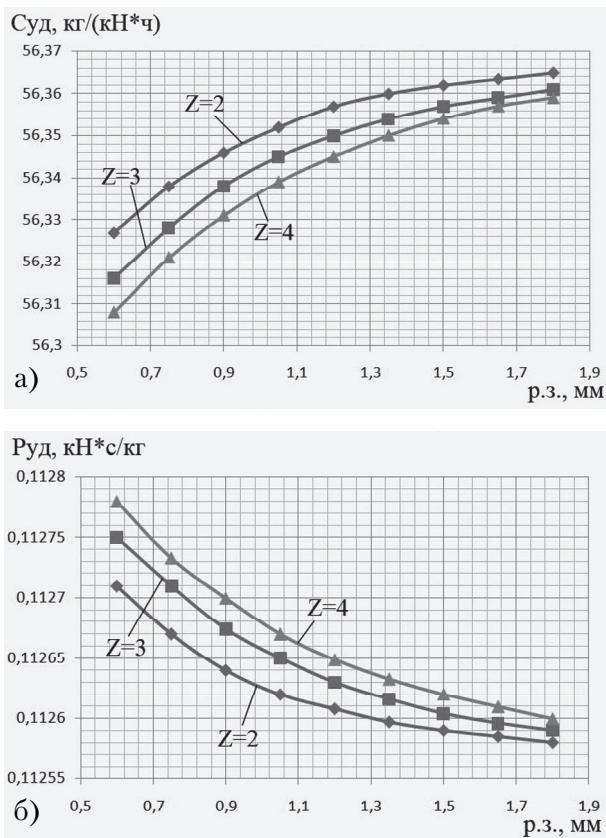


Рис. 8. Влияние геометрических параметров уплотнения на параметры эффективности двигателя

нарушение функционирования системы наддува уплотнений масляных полостей. При достижении величины 0,65 мм (рис. 9б), нарушаются функционирование системы герметизации турбины. При величине 1,2 мм (рис. 9в) система наддува уплотнений прекращает функционировать полностью, так как предмасляные полости опор турбин занимают воздух, отбираемый от четвертой ступени компрессора ВД с большими значениями температуры и давления.

Данные исследования подтверждают тот факт, что зазоры в уплотнениях, зависящие от целого ряда факторов, оказывают определяющее влияние на эффективность двигателя в целом. Следовательно, проектирование и установка уплотнений с наиболее выгодными характеристиками является важной задачей. В нашем случае возможно вместо имеющихся лабиринтных уплотнений использовать газостатическое уплотнение (рис. 11).

Фирма Stein Seal изготавлила газостатическое уплотнение в комбинации с обычным лабиринтным однозубым уплотнением, в дальнейшем будем называть его малорасходным уплотнением [1]. Главным недостатком, ограничивающим применение газостатического подшипника для целей уплотнения, является необходимость установки воздушного (газового) насоса, развива-

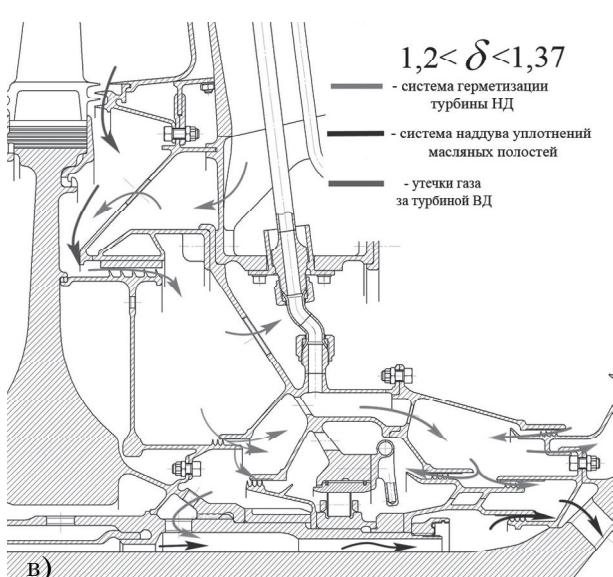
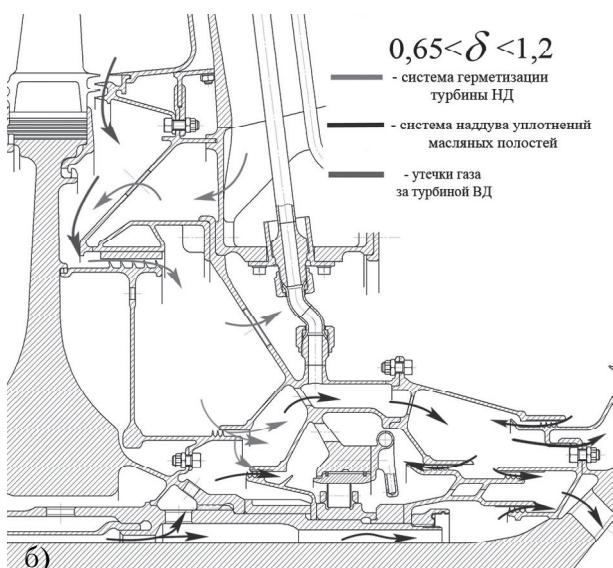
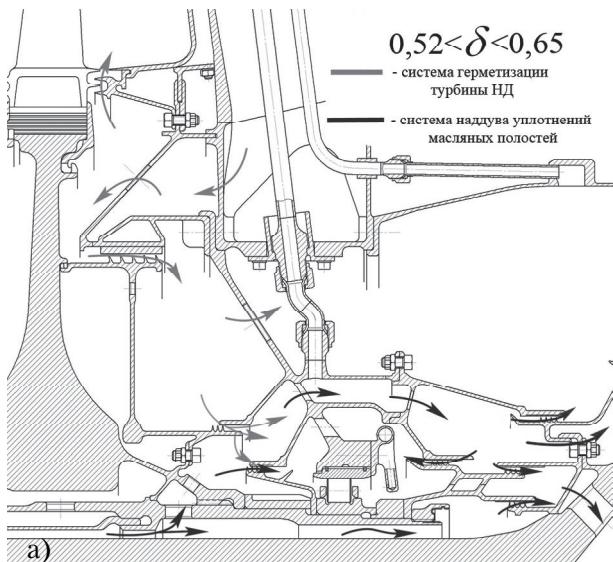


Рис. 9. Картинки течения воздуха в СВВ при некоторых диапазонах величин радиальных зазоров

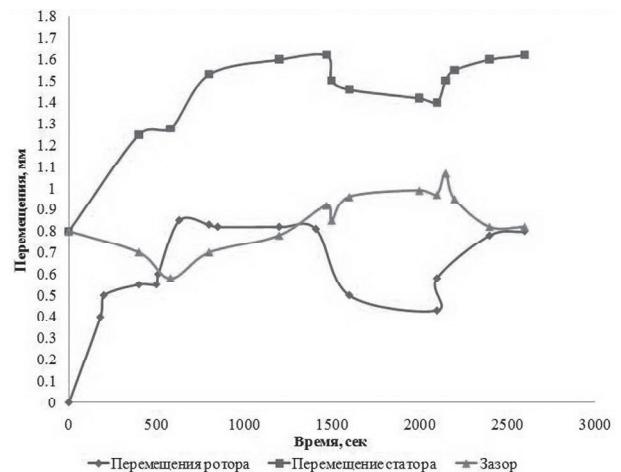


Рис. 10. Изменение зазора при запуске, выходе на земной малый газ

ющего запорное давление, превышающее давление уплотняемой среды. В малорасходном уплотнении давление уплотняемой среды и используется как запорное для наддува газостатического уплотнения, которое располагается после лабиринтного (однозубого), где давление ниже, чем в уплотняемой среде. Перепад давлений, возникающий на однозубом уплотнении используется также для автоматического подсасывания подвижной в осевом направлении статорной части уплотнения к роторной до получения расчетного торцевого зазора d_t между ними.

На рис. 11 показано малорасходное уплотнение, испытываемое для GE Stein Seal.

Утечка воздуха через описанное торцевое уплотнение в основном является по сути расходом, необходимым для питания газостатического подшипника. Этот расход (утечка) тем меньше, чем меньше торцевой зазор d_t в уплотнении, который на рис. 11 показан условно.

Работает уплотнение так:

- на неработающем двигателе давление везде равно атмосферному и статорное кольцо 1 отведено от торцевой поверхности ротора в осевом направлении пружинами 4 на несколько миллиметров (2...6 мм),

- после запуска двигателя появляется давление газового тракта перед зубом аспиратора "а" и течение воздуха через зазор δ_R . Возникающий на зубе а, перепад давлений воздуха действует на кольцо 1 и начинает подсасывать (поддвигать) кольцо 1 к ротору, преодолевая усилия пружин 9.

- приближение кольца 1 к ротору, и образование щели (с зазором δ_t) между ним и ротором сопровождается нарастанием давления в этой щели (в газостатическом подшипнике 1_g), питаемой по жиклерным каналам с воздухом с давлением P_0 .

- уже на режиме малого газа и далее на всех режимах кольцо 1 достигает рабочего положе-

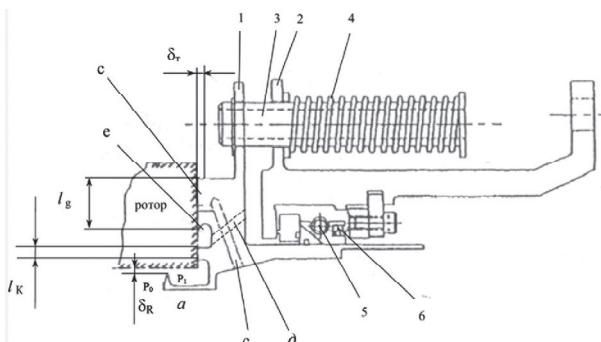


Рис. 11. Конструкция малорасходного уплотнения

ния, т.е. останавливается у ротора при маленьком зазоре δ_r , равном 30...60 мкм в положении статического равновесия, когда силы от перепада давлений на кольцо, действующие справа налево, автоматически уравновешиваются силой, возникшей в гидростатическом подшипнике и действующей слева направо.

В окончательном варианте конструкции уплотнения Stein Seal [2] получен физический зазор $\delta_r = 60$ мкм, что при полученным коэффициенте расхода $\mu = 0,75$ соответствует неплохому эффективному зазору $\delta_{\phi} = \mu \cdot \delta_r = 45$ мкм. И относительный эффективный зазор равен:

$$\overline{\delta}_{\phi} = \frac{\delta_{\phi}}{D} = 0,0492 \cdot 10^{-3}.$$

Необходимо заметить, что надежность уплотнения, несмотря на то, что оно задумано как бесконтактное, все же будет зависеть от возможных торцевых контактов кольца 1 и ротора. Такие, хотя и очень кратковременные, контакты возможны вследствие перегрузок, при перемене режимов работы, газодинамических неустойчивостях двигателя, когда возможна пульсации давления в газовом тракте и т.п. Эти контакты не должны приводить к повреждению уплотне-

ния. Поэтому в уплотнении должны быть подобраны контактирующие со скольжением материалы (или покрытия) обладающие хорошими трибологическими характеристиками в условиях работы уплотнения (главными из которых являются температура и скорость скольжения).

Применение данного подхода проектирования уплотнения позволит не только скорректировать его параметры по режимам, но и сделает возможным применения перспективных бесконтактных уплотнений не только в опорах, но и в проточной части АД и ЭУ [2, 4, 5].

Уменьшение влияния уплотнения в системе герметизации турбин на параметры системы наддува уплотнений масляных полостей при увеличенном значении зазора можно достичь путем “открывания” буферной полости и создания в ней более низкого давления. С другой стороны это приведет к повышенным утечкам из предмасляной полости и созданию, тем самым, в ней более низкого давления. Так же увеличатся утечки из полости герметизации, в которую при этом может просочиться горячий газ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. The jet engine. The Technical Publication department. Derby, England, 1996. 292 с.
2. Газотурбинные двигатели. Учебник для вузов в 5-ти т./ А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрецкий. М.: Машиностроение, 2008.
3. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений врачающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учебное пособие. Куйбышев: КуАИ, 1989. 104 с.
4. Muller Y. Secondary air system model for integrated thermomechanical analysis of jet engine // Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea And Air / MTU Aero Engines GmbH. 2008. GT2008-50078.
5. Wiseman M.W., Guo T. An investigation of life extending control techniques for gas turbine engines // Proceedings of the American Control Conference / Arlington, VA. 2001.

COMPLEX SEAL DESIGNING AS ELEMENT OF AIR SECONDARY SYSTEM IN AIRCRAFT ENGINE

© 2011 A.S. Vinogradov, A.S. Myatlev, A.Y. Tisarev

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev
(National Research University)

In article the algorithm of seal designing as element in common air secondary system of the engine is considered. The algorithm combines accounts of hydraulic resistance, thermal condition, stress and deformation condition, aircraft engines parameters in different program complexes.

Key words: air secondary system, seal, leakage, efficiency, technique, algorithm.

Alexander Vinogradov, Candidate of Technics, Associate Professor. E-mail: a.s.vinogradov@list.ru.

Alexander Myatlev, Post-Graduate Student.
E-mail: kipdla@ssau.ru.

Andrey Tisarev, Post-Graduate Student.