

# Моделирование подвода смазки к роторным подшипникам газотурбинных двигателей через маслозахватное кольцо

Фалалеев С.В.<sup>1</sup>, Боев А.А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Самарский национальный исследовательский университет им. академика С.П. Королева, г. Самара

<sup>2</sup> ПАО «ОДК-Кузнецов», г. Самара

e-mail: falaleev.sv@ssau.ru

Проведено исследование влияния конструктивных и эксплуатационных параметров на прокачку масла при его подводе к подшипнику через маслозахватное кольцо. Выбраны геометрические параметры, обеспечивающие наибольшую прокачку масла, и определены их допустимые технологические отклонения. Проведенные стендовые испытания, а также эксплуатация маслозахватных колец в составе двигателей подтвердили их эффективность и достоверность численных исследований.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, подвод масла, маслозахватное кольцо, шариковый подшипник, моделирование течения.

## Simulation of an oil supply through the oil catching ring to the gas turbine engine bearings

Falaleev S.V.<sup>1</sup>, Boev A.A.<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Samara National Research University, Samara

<sup>2</sup> PJSC «UEC-Kuznetsov», Samara

The article presents a study of the influence of oil catching ring design and operational parameters on an oil mass flow rate through the bearings. Geometrical parameters which provide the greatest oil mass flow rate were selected and permissible technological deviations for these parameters were determined. Conducted experiments, as well as the operation of oil catching rings in the engines, confirmed their effectiveness and reliability of numerical studies.

**Keywords:** gas turbine engine, oil supply, oil catching ring, ball bearing, CFD.

### Введение

Совершенствование конструкции газотурбинных двигателей (ГТД) влечет за собой изменение их рабочих параметров: рост давления и температуры рабочего тела, частоты вращения роторов и т.д. Однако масляные системы двигателей существенно не изменяются [1–4].

Ужесточение эксплуатационных норм для газоперекачивающих агрегатов, повышенные требования к их надежности и экономичности выявили ряд проблем при эксплуатации масляных систем конвертированных ГТД, для решения которых необходимо снизить прокачку масла через опоры двигателя, его расход, а также

обеспечить удовлетворительное тепловое состояние опор, чтобы гарантировать требуемый ресурс двигателя.

Поскольку недостатки роторных подшипников характерны для большинства конвертируемых авиадвигателей [5], их ресурс оказывается ниже требуемого [6]. Возникают проблемы с обеспечением ресурса высоконагруженного радиально-упорного подшипника, установленного в компрессоре высокого давления (КВД). Особенности условий его эксплуатации: значительные осевое и радиальное усилия; высокая частота вращения; градиент температуры, вызванный различием в охлаждении наружной и внутренней обойм подшипника. При традиционном подводе масла через форсунки беговая дорожка во внутренней обойме

охлаждается слабо. Также в пространство между валами обычно подводится воздух, отбираемый из компрессора для охлаждения турбины, температура которого выше температуры в масляной полости, что вызывает дополнительный разогрев внутренней обоймы. Повысить ресурс подшипников можно за счет подвода масла непосредственно в зону трения с использованием маслозахватов [7]. В двигателе P11Ф-300, а также в ряде двигателей фирмы GE реализованы подобные конструктивные решения [8].

В работах [9; 10] применяется CFD-моделирование течения смазки в элементах подшипника. Целесообразно провести численное исследование подвода масла в зону контакта подшипникового узла ГТД через маслозахватное кольцо с последующим подтверждением результатов при испытании опытных образцов на стенде и в составе двигателя. Результаты таких исследований позволят усовершенствовать масляные системы ГТД.

## Постановка задачи

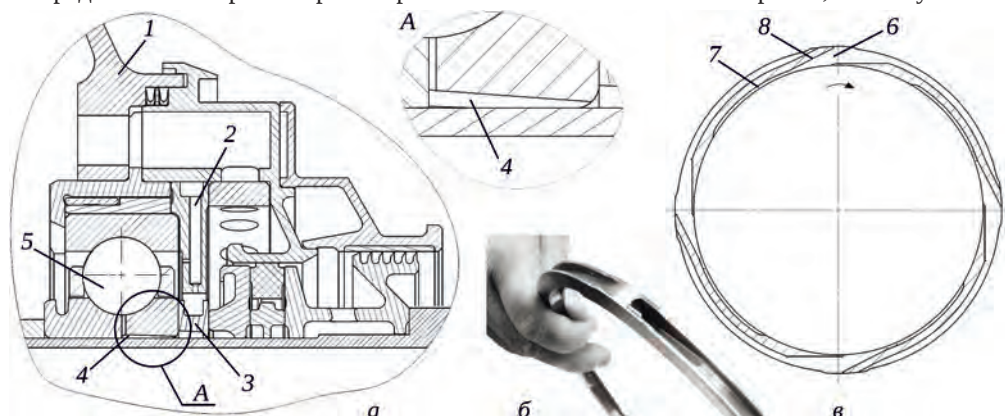
Наиболее распространены два способа подвода масла к подшипникам качения ГТД:

- в зазор между внутренним кольцом подшипника и сепаратором;
- через вал и выполненные во внутренней обойме подшипника каналы.

Для подачи масла в зазор между внутренним кольцом подшипника и сепаратором используется форсуночное кольцо с несколькими струйными форсунками, расположенными равномерно по окружности во избежание градиента температур во внутреннем кольце подшипника. Однако при малой потребной прокачке масла, например в опоре КВД малоразмерного двигателя DGEN 380, применяют только одну форсунку. Для получения наибольшего эффекта ось сопла форсунки должна быть определенным образом ориентирована.

При высокой частоте вращения вала либо большой нагруженности подшипника масло подается за счет центробежных сил из масляной ванны, созданной на внутренней стороне вала под подшипником. Внутрь вала масло впрыскивается струйными форсунками. Этот способ реализован в концевых опорах. Однако не всегда возможно осуществить подвод масла через вал КВД из-за прочностных ограничений и трудностей конструктивной реализации. Поэтому целесообразно применить подвод масла через маслозахватное кольцо и выполненные во внутренней обойме подшипника каналы (рис. 1).

Маслозахватное кольцо установлено встык к подшипнику, весь пакет в осевом направлении стянут гайкой. Особенность такой схемы – совмещение преимуществ схем бокового подвода и подвода через вал, что обеспечивает высокий коэффициент быстроходности за счет подачи масла через внутреннюю обойму подшипника и малые габариты подшипникового узла. В маслозахватном кольце (рис. 1, в), имеющем захваты (стрелкой показано направление вращения кольца), выполнены пазы с наклоном в сторону внутреннего диаметра против направления вращения. На внутреннем диаметре пазы переходят в раскрывающиеся в сторону подшипника канавки. Струя масла из форсунки подается в маслозахватное кольцо, захватывается пазами и проталкивается в канавку. Количество прокачиваемого через подшипник масла зависит от частоты вращения ротора, скорости истечения масла из форсунки, количества и геометрических параметров пазов. Однако следует учесть, что значительная часть масла отражается от кольца и отбрасывается обратно в масляную полость. Преимущество такого способа – подача масла непосредственно в зону контакта тел качения и беговой дорожки внутренней обоймы подшипника, что уменьшает в нем тепловыделение. Модернизация подшипникового узла не требует изменения его габаритов, поэтому способ можно при-



**Рис. 1.** Подшипниковый узел с маслозахватным кольцом:

а – общая схема; б – фото маслозахватного кольца; в – разрез кольца;

1 – опора компрессора; 2 – форсунка; 3 – маслозахватное кольцо; 4 – каналы во внутренней обойме подшипника; 5 – радиально-упорный подшипник; 6 – захват; 7 – канавка; 8 – паз

менять как в разрабатываемых, так и в конвертируемых авиадвигателях.

Экспериментальная доводка конструкции модернизированного узла требует значительных временных и материальных затрат, поэтому целесообразно проведение комплекса расчетных исследований с использованием его виртуальной модели. При этом численно определяют оптимальное количество пазов в маслозахватном кольце и каналов в подшипнике, а также их геометрические параметры. Для проверки полученных результатов проводят экспериментальное исследование маслозахватных колец и оценку точности численной модели. Также необходимо оценить диапазон изменения конструктивных и эксплуатационных параметров и степень их влияния на прокачку масла через подшипник.

### Создание CFD-модели подвода масла в подшипник

Для разработки виртуальной модели использовались программы Ansys CFX и Ansys ICEM (Customer ID: 627365). Из двух диаметрально расположенных невращающихся форсунок к маслозахватному кольцу подаются струи масла. Маслозахватное кольцо с пазами и внутренняя обойма подшипника с каналами для подвода масла вращаются с частотой вращения ротора (9600 об/мин). Размер сетки модели составляет 0,6 мм, размер сетки каналов форсунки – 0,2 мм. Пристеночный слой маслозахватного кольца выполнен пятью уровнями, с максимальной толщиной 0,2 мм и отношением слоев 1,2. Неструктурированная тетраэдрическая сетка с призматическим подслоем насчитывает более 1 млн узлов и 7,2 млн элементов. Был выполнен стационарный расчет, без изменения характеристик процесса во времени (steady state), рабочее тело – двухфазная среда «воздух – масло», модель турбулентности –  $k-\epsilon$ . Масло задавалось частицами диаметром 13 мкм. Давление масла на выходе из форсунки в масляной полости и в подшипнике 0,4 и 0,1 МПа соответственно. Объем форсунки неподвижен, объем маслозахватного кольца вращается, и для обеспечения проникновения масла в каждый из захватов кольца их объем объединен единой кольцевой прослойкой и контактирует через связь frozen rotor с объемом форсунки (взаимосвязь расчетных областей через frozen rotor обеспечивает передачу струи масла из одного объема в другой без осреднения по площади).

Масло подавалось через два жиклера диаметром 1,2 мм. Начальные условия в объемах – 100% воздуха. Число итераций 1–500 с критерием сходимости  $10^{-4}$ . Задавался параметр, контролирующий прокачку масла на выходе. Были созданы расчетные модели для конструкций маслозахватного кольца: количество захватов 2–12, наклон стенки 23...31°, наклон форсунки 0...60°,



Рис. 2. Распределение масла в сечении маслозахватного кольца

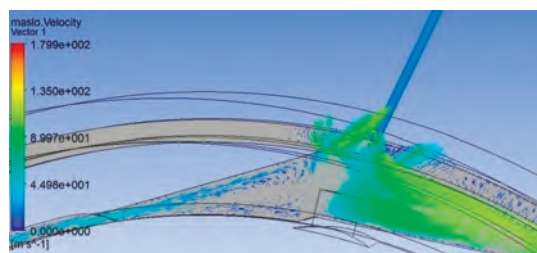


Рис. 3. Картина течения масла в кольце

ширина кольца 3...9 мм, диаметр расположения форсунки 195...215 мм, число каналов в подшипнике 3, 6 и 12, давление масла на входе 0,1...0,7 МПа, температура масла 50...150°C. Расчетные модели для всех вариантов конструкции и параметров масла подобны. На рис. 2 показано распределение масла в сечении маслозахватного кольца, на рис. 3 – направление векторов скорости масла в кольце.

### Исследование влияния конструктивных и эксплуатационных параметров на прокачку масла

Расчетное исследование с помощью CFD-модели показало, что наибольшее количество масла поступает в подшипник при наличии четырех захватов по окружности (рис. 4). Также были получены формулы для аппроксимирующих функций. (Здесь  $Q$  – прокачка масла через маслозахватное кольцо;  $k$  – количество захватов;  $b_1$ ,  $b_2$  – поправочные коэффициенты.)

На рисунке также представлены результаты упрощенного расчета, выполненного на основе уравнений движения механики и учитывающего, что центробежная сила отбрасывает 90% масла с входного участка захвата и 10% захваченного масла из паза маслозахватного кольца.

Дальнейшее исследование проводилось при числе захватов  $k = 4$ . Увеличение угла наклона форсунки ( $\varphi$ ) приводит к снижению прокачки масла, при изменении угла наклона паза ( $\beta$ ) имеется максимум величины

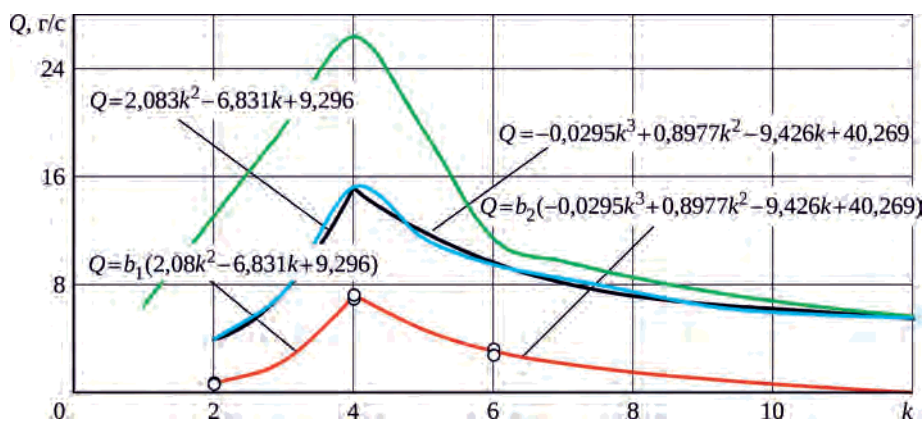


Рис. 4. Зависимость прокачки масла от количества захватов в маслозахватном кольце:

— результаты упрощенного расчета; — результаты расчета в Ansys CFX; — аппроксимация результатов расчета в Ansys CFX; ○ — экспериментальные данные; — аппроксимация экспериментальных данных

прокачки масла (рис. 5). С увеличением давления ( $p$ ) и температуры ( $T$ ) масла растет прокачка масла (рис. 6, а, б). Кроме того, она возрастает при уменьшении расстояния от форсунки до маслозахватного кольца (диаметра расположения форсунки  $d$ ) и при увеличении ширины ( $H$ ) маслозахватного кольца (рис. 6, в, г).

При проектировании конструкции для подвода масла необходимо определить рациональные параметры каналов во внутреннем кольце подшипника. Увеличение количества и размеров каналов приводит к снижению прочности внутреннего кольца подшипника, а их уменьшение — к росту гидравлического сопротивления каналов.

Исследование было проведено для моделей подшипников с тремя, шестью и двенадцатью каналами разной геометрии. Расчетный пример течения масла в канале представлен на рис. 7.

По результатам исследований выбраны параметры системы подвода масла к радиально-упорному подшипнику, обеспечивающие наибольшую прокачку масла: четыре захвата с наклоном стенки  $27^\circ$  и шириной не менее 5,5 мм, диаметр расположения форсунки не более 201,5 мм, угол наклона форсунки  $0^\circ$ , шесть наклонных каналов в подшипнике с углом раскрытия  $2^\circ$ . Оценка прокачки масла на режиме малого газа показала, что выбранные геометрические параметры обеспечат требуемую эффективность и на этом режиме работы двигателя.

## Результаты экспериментальных исследований

Для верификации расчетных данных была разработана испытательная камера динамического стенда (рис. 8), в которой измерялась прокачка масла [11].

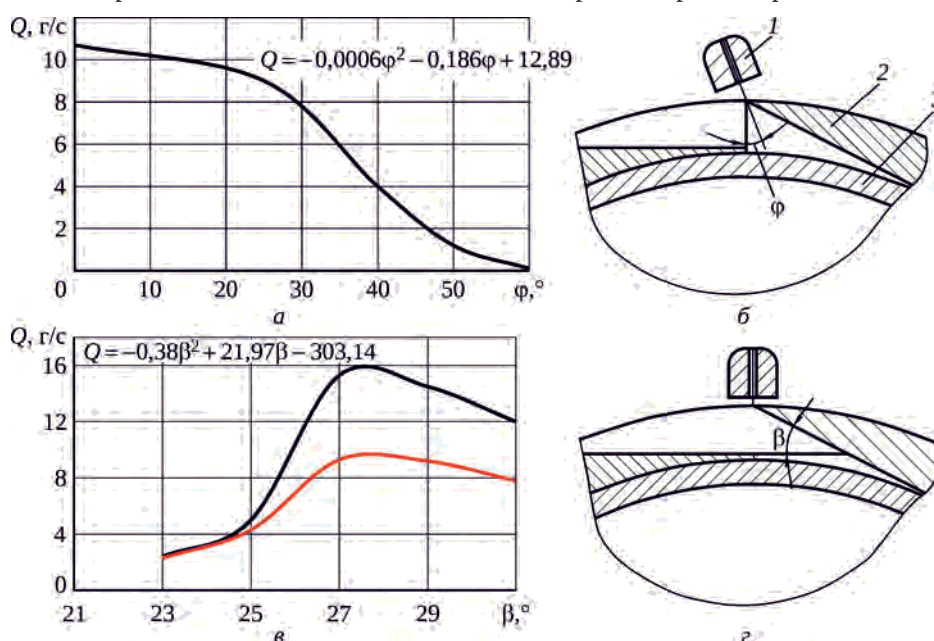


Рис. 5. Зависимость прокачки масла от углов наклона форсунки (а, б) и паза (в, г):

1 — форсунка; 2 — маслозахватное кольцо; 3 — вал; — давление масла 0,4 МПа; — давление масла 0,2 МПа

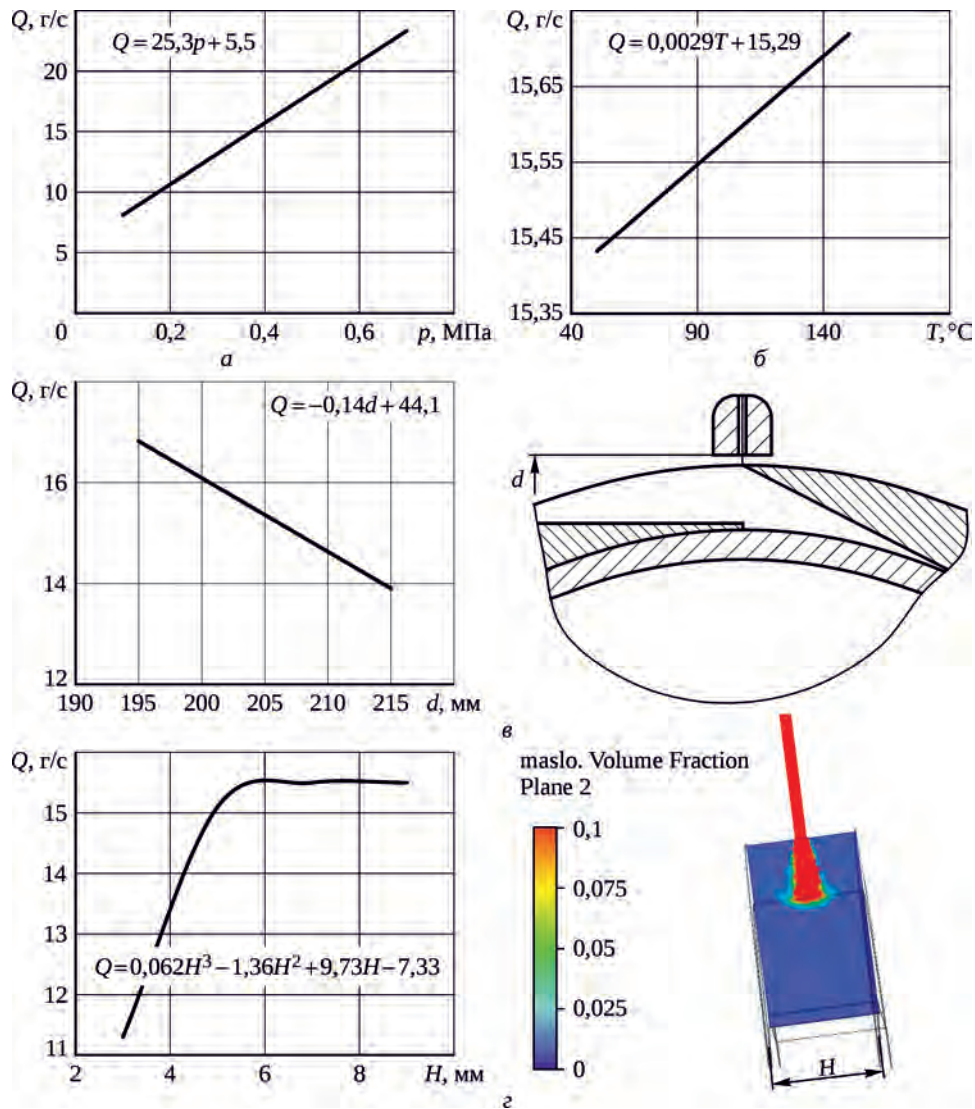


Рис. 6. Зависимость прокачки масла от давления масла (а) и его температуры (б), от диаметра расположения форсунки (в) и от ширины кольца (г)

Прокачка масла через маслозахватное кольцо с двумя захватами составила 0,625 г/с, с четырьмя захватами – 7,3 г/с, с шестью захватами – 3,3 г/с (см. рис. 4). Результаты расчетов сопоставлялись с результатами экспериментов. Погрешность эксперимента изменялась от 3%

(четыре захвата) до 15% (два захвата). К сожалению, результаты эксперимента отличаются от расчетных данных из-за ряда неучтенных эксплуатационных и технологических факторов. В частности, при моделировании течения смазки не были учтены тела качения, хотя в радиально-упорном подшипнике при действии осевой силы они контактируют с внутренней обоймой под углом  $26^\circ$  и не касаются дна канавки, куда выходят каналы подвода масла. Также не было измерено давление масла непосредственно в форсунке, а этот параметр (согласно рис. 6,а) оказывает существенное влияние на величину прокачки масла. Поэтому в аппроксимирующие зависимости (см. рис. 4) были введены поправочные коэффициенты  $b_1 = -0,119 + 0,146k$  и  $b_2 = 0,759 - 0,073k$ . Также в аппроксимирующие зависимости для прокачки масла, представленные на рис. 5 и рис. 6, необходимо добавить множитель 0,465, полученный при числе захватов  $k = 4$ .

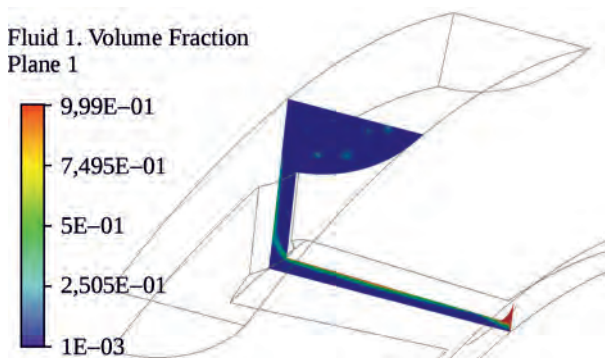


Рис. 7. Картина течения масла в каналах подшипника

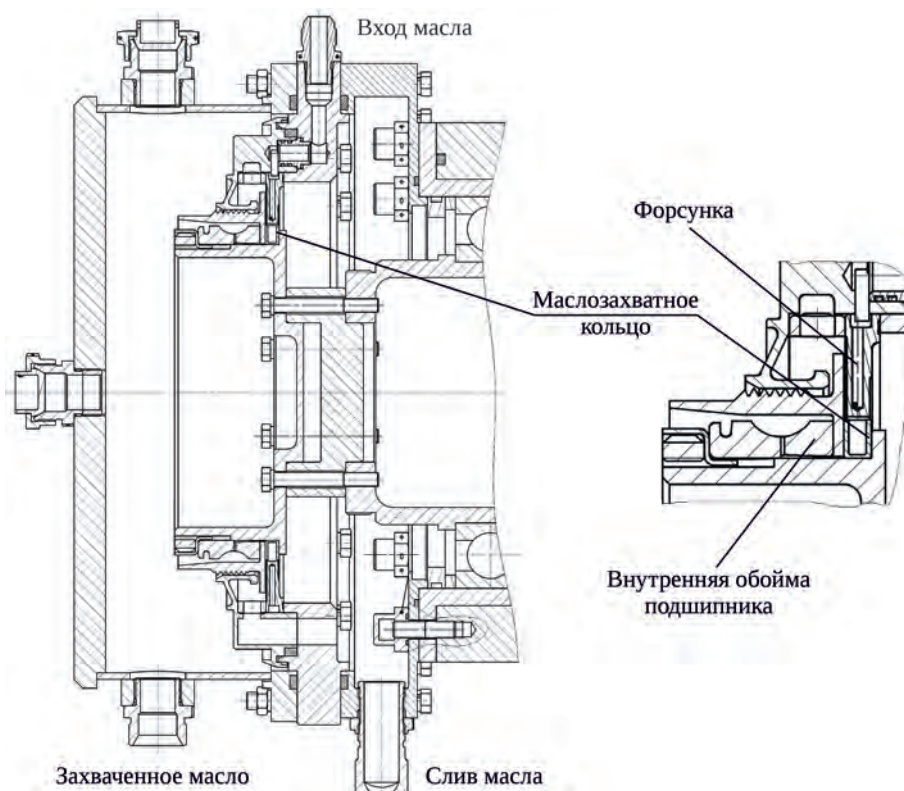


Рис. 8. Конструкция испытательной камеры стенда для испытания маслозахватных колец [11]

Модернизированные подшипники были внедрены в конструкцию двигателей НК-36СТ [11]. Суммарная наработка на пяти двигателях составляет более 20 000 ч, на одном из них – более 10 000 ч. Анализ результатов испытаний в составе двигателей показал, что температура наружного кольца подшипника снизилась на 10...15°C. Все это доказывает эффективность способа подачи масла в подшипник через маслозахватное кольцо.

Была проведена оценка влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров на прокачку масла через подшипник с маслозахватным кольцом на крейсерском режиме работы двигателя. С применением полученных ранее аппроксимирующих зависимостей (см. рис. 4 – рис. 6) были определены допустимые отклонения параметров системы подвода

**Таблица.** Рекомендуемые отклонения параметров системы прокачки масла через маслозахватное кольцо

Параметр	Рекомендуемое отклонение
$k$	0
$\varphi, ^\circ$	0...1,2
$\beta, ^\circ$	-0,1...0,2
$H, \text{ мм}$	-0,55...1,3
$p, \text{ МПа}$	-0,01...0,01
$T, ^\circ\text{C}$	-50...50
$d, \text{ мм}$	-0,5...1,7

масла. Принято допустимым отклонение прокачки масла в размере 10% (0,7 г/с). Для его обеспечения отклонение каждого из параметров не должно приводить к изменению прокачки масла более чем на 0,1 г/с. Результаты оценки представлены в таблице.

Проведенная оценка изменения прокачки масла через маслозахватное кольцо на режиме малого газа при данных отклонениях конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров показала, что ее отклонение от номинального значения составляет менее 7%.

## Заключение

Проведено исследование эффективной конструкции подвода масла в зону контакта радиально-упорного подшипника ГТД через маслозахватное кольцо. Данная схема сочетает достоинства схем бокового подвода и подвода через вал, обеспечивая при малых габаритах подшипникового узла высокий коэффициент быстроходности за счет подачи масла через внутреннюю обойму подшипника.

С помощью CFD-моделирования течения двухфазной среды определены зависимости прокачки масла от конструктивных и эксплуатационных параметров и их аппроксимирующие функции. Рекомендованы следующие геометрические параметры системы подвода масла к исследуемому радиально-упорному подшип-

нику, обеспечивающие наибольшую прокачку масла: четыре захвата с наклоном стенки  $27^\circ$  и шириной не менее 5,5 мм, диаметр расположения форсунки не более 201,5 мм, угол наклона форсунки  $0^\circ$ , шесть наклонных каналов в подшипнике с углом раскрытия  $2^\circ$ .

Проведенная оценка прокачки масла на режиме малого газа показала, что выбранные геометрические параметры обеспечат требуемую эффективность и на этом режиме работы двигателя.

Проведенные экспериментальные исследования системы подвода масла с двумя, четырьмя и шестью захватами в маслозахватном кольце показали качест-

венное согласование с результатами численных исследований. Были предложены поправочные коэффициенты для корректировки расчетных данных, полученных с помощью CFD-модели течения масла в маслозахватном кольце. С помощью аппроксимирующих функций и с учетом поправочного коэффициента выявлены допустимые отклонения конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров системы подвода масла к подшипнику через маслозахватное кольцо. Анализ испытаний двигателей с новыми подшипниками выявил снижение температуры наружного кольца подшипника на  $10...15^\circ\text{C}$  и повышение его ресурса.

## Литература

1. Щуровский Ю.М. Обзор методов расчета систем смазки ГТД // Международный форум двигателестроения. Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2018): сборник тезисов / АССАД. Т. 2. М.: Ваш успех, 2018. С. 65–68.
2. Трянов А.Е. Конструкция масляных систем авиационных двигателей: учеб. пособие / Федер. агентство по образованию, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С.П. Королева, кафедра «Конструкции и проектирование двигателей летат. аппаратов». Самара: Изд-во СГАУ, 2007. 80 с.
3. Франкштейн Л.И., Виноградов А.А. Разработка новых схем и компонентов масляной системы для авиационных газотурбинных двигателей. М.: ЦИАМ, 1994. 27 с.
4. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев, В.Е. Резник, Ю.И. Цыбизов. Самара: Самар. науч. центр РАН, 2004. 267 с.
5. Модернизация опор ротора при конвертировании газотурбинных двигателей / В.Е. Беляев, В.Н. Бесчастных, А.С. Косой, Н.Д. Роголев // Газотурбинные технологии. 2012. № 5. С. 14–18.
6. О назначении и выработке гарантийных сроков приводных ГТД авиационного и судового типов, применяемых в ГПА ОАО «Газпром» / Н.А. Калинин, В.Ф. Бандалетов, А.О. Подлозный, Г.Д. Щербаков // Газотурбинные технологии. 2012. № 10. С. 10–14.
7. Боев А.А., Петрухин А.Г., Шкловец А.О. О перспективном подводе масла к подшипниковому узлу ГТД // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, № 6 (4). С. 1022–1026.
8. Старцев Н.И. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей и приводов энергетических установок: учебник. Кн. 2. Камеры сгорания и опоры ГТД. М.: Двигатель, 2018. 288 с.
9. Численное моделирование течения маслораздушной смеси во внутренних полостях подшипника качения / Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., Данильченко А.И., Бруйка В.А. // Международный форум двигателестроения. Научно-технический конгресс по двигателестроению (НТКД-2016): сб. тезисов / АССАД. М., 2016. С. 288–291.
10. Лисицин А.Н. Повышение эффективности проектирования масляных полостей опор ГТД на основе метода численного моделирования двухфазного течения: дис. ... канд. техн. наук. Рыбинск, 2015. 128 с.
11. Боев А.А. Повышение эффективности систем смазки опор конвертированных авиационных ГТД: дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2019. 142 с.

## References

1. Shchurovskii Yu.M. Obzor metodov rascheta sistem smazki GTD [Review of Methods for Calculating GTE Lubrication Systems]. International Aero-Engine Manufacturing Forum (MFD-2018). Scientific and Technical Congress on Engine Manufacturing (NTKD-2018): Abstracts / ASSAD. Vol. 2. Moscow: Vash Uspekh, 2018. P. 65–68.
2. Trianov A.E. Konstruktsiia maslianykh sistem aviatsionnykh dvigatelei: uchebnoe posobie [Design Aircraft Engine Oil Systems: Textbook]. Federal Agency of Education, Samara State Aerospace University, Department of Aircraft Engine Design, Samara: Publishing House of SSAU, 2007. 80 p.
3. Frankshtein L.I., Vinogradov A.A. Razrabotka novykh skhem i komponentov maslianoi sistemy dlia aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei [Development of New Layouts and Oil System Components for Aircraft Gas Turbine Engines]. Moscow: CIAM, 1994. 27 p.

- 
4. Konvertirovanie aviatsionnykh GTD v gazoturbinnye ustanovki nazemnogo primeneniia [Conversion of Aircraft Gas Turbine Engines to Gas Turbine Units of Ground Application]. E.A. Gritsenko, V.P. Danil'chenko, S.V. Lukachev, V.E. Reznik, Iu.I. Tsybizov. Samara: Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2004. 267 p.
  5. Modernizatsiia opor rotora pri konvertirovanii gazoturbinnnykh dvigatelei [Modernization of Rotor Bearings during Conversion of Gas Turbine Engines]. V.E. Beliaev, V.N. Beschastnykh, A.S. Kosoi, N.D. Rogalev. Gas Turbine Technologies. 2012. No. 5. P. 14–18.
  6. O naznachenii i vyrabotke garantiinykh srokov privodnykh GTD aviatsionnogo i sudovogo tipov, primeniaemykh v GPA OAO “Gazprom” [On the Assignment and Development of Warranty Periods for Drive GTE of Aircraft and Ship Types Used in the Gas-Pumping Units of PJSC Gazprom]. N.A. Kalinin, V.F. Bandaletov, A.O. Podloznyi, G.D. Shcherbakov // Gas Turbine Technologies. 2012. No. 10. P. 10–14.
  7. Boev A.A., Petrukhin A.G., Shklovets A.O. O perspektivnom podvode masla k podshipnikovomu uzlu GTD [On the Promising Type of Oil Supply to GTE Bearing Assembly]. Bulletin of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences. 2013. Vol. 15. No. 6 (4). P. 1022–1026.
  8. Startsev N.I. Konstruktsiia i proektirovanie aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei i privodov energeticheskikh ustanovok: uchebnik [Design and Engineering of Aircraft Gas Turbine Engines and Power Plant Drives: Textbook]. Book 2. GTE Combustion Chambers and Supports. Moscow: Engine, 2018. 288 p.
  9. Chislennoe modelirovanie techeniia maslovozduшной smesi vo vnutrennikh polostiakh podshipnika kacheniiia [Numerical Simulation of Oil-Air Mixture Flow in Internal Cavities of a Rolling Bearing]. Klebanov Ia.M., Murashkin V.V., Danil'chenko A.I., Bruiaka V.A. // International Aero-Engine Manufacturing Forum (MFD-2016). Scientific and Technical Congress on Engine Manufacturing (NTKD-2016): Abstracts / ASSAD. Moscow, 2016. P. 288–291.
  10. Lisitsin A.N. Povyshenie effektivnosti proektirovaniia maslianykh polostei opor GTD na osnove metoda chislennogo modelirovaniia dvukhfaznogo techeniia [Improving Efficiency of Oil Cavities Design of GTE Supports Based on the Method of Two-Phase Flow Numerical Simulation]: PhD thesis. Rybinsk, 2015. 128 p.
  11. Boev A.A. Povyshenie effektivnosti sistem smazki opor konvertirovannykh aviatsionnykh GTD [Improving Efficiency of Lubrication Systems of Supports in Converted Aircraft GTE's]: PhD thesis. Samara, 2019. 142 p.

*Материалы получены редакцией 13.03.2020*