

DOI: 10.15593/2224-9982/2017.51.02

УДК 621.452::62-713.2

И.В. Ардашкин^{1, 2}, Е.А. Борисов^{1, 2}

¹ АО «ОДК-Авиадвигатель», Пермь, Россия

² Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ И НАПРАВЛЕНИЯ МАСЛЯНОЙ СТРУИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ МАСЛОЗАХВАТА В СИСТЕМЕ ПОДВОДА МАСЛА К ПОДШИПНИКАМ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Надежная и долгосрочная работа подшипников в опорах газотурбинных двигателей невозможна без подвода к ним достаточного количества масла, которое обеспечивает не только смазку, но и охлаждение элементов подшипника. При подводе недостаточного количества масла к подшипнику возможен его перегрев и разрушение. Для повышения эффективности охлаждения и смазки подшипников с большим значением коэффициента быстроходности применяют подвод масла через внутреннюю обойму. Одним из способов реализации данного подхода является применение маслозахвата. Однако влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на эффективность работы маслозахвата недостаточно изучено.

В ходе исследования работы были проанализированы условия работы маслозахвата и определены основные факторы, влияющие на эффективность его работы. Для определения степени влияния этих факторов на эффективность работы маслозахвата была разработана и изготовлена специальная установка, позволяющая управлять некоторыми эксплуатационными и конструктивными факторами. По результатам экспериментального исследования на установке были получены зависимости эффективности работы маслозахвата от относительной скорости струи масла для различных направлений струй. Определены направления струй масла, обеспечивающие наибольшую и наименьшую эффективность работы маслозахвата. Обнаружено значительное влияние траектории движения масла относительно маслозахвата на эффективность его работы.

Ключевые слова: маслозахват, подшипник, газотурбинный двигатель, скорость струи масла, направление струи масла, эффективность, экспериментальное исследование, экспериментальная установка, траектория движения масла, подвод масла.

I.V. Ardashkin^{1, 2}, E.A. Borisov^{1, 2}

¹ JSC "UEC-Aviadvigatel", Perm, Russian Federation

² Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF THE SPEED AND DIRECTION OF THE OIL JET ON THE EFFICIENCY OF THE OIL SCOOP OPERATION IN THE OIL SUPPLY SYSTEM TO THE BEARINGS OF THE GAS TURBINE ENGINE

Reliable and long-term operation of bearings in the supports of gas turbine engines is impossible without the supply of sufficient oil to them. Oil not only provides lubrication, but also cooling of the bearing elements. When supplying an insufficient amount of oil to the bearing, it can be overheated and destroyed. The under-race lubrication of the bearing is used to increase the efficiency of cooling and lubrication of bearings with a high speed coefficient. One way to implement this approach is to use an oil scoop. However, the influence of constructive and operational factors on the efficiency of the oil gripping operation has not been sufficiently studied.

In the course of the research work the conditions of the oil scoop operation were analyzed and the main factors that influence on the efficiency of its work were determined. To determine the degree of influence of these factors on the efficiency of the oil scoop operation, a special experimental rig was developed and manufactured. This experimental rig allows controlling some operational and constructive factors. According to the results of the experimental study at the experimental rig, the dependences of the efficiency of the oil scoop operation on the relative velocity of the oil jet for different directions of the jets were obtained. The directions of the oil jets which ensure the greatest and the least efficiency of the oil scoop operation were determined. A significant influence of the trajectory of the oil movement relative to the oil gripping on the efficiency of its operation was revealed.

Keywords: oil scoop, bearing, gas-turbine engine, oil jet speed, oil jet direction, efficiency, experimental investigation, experimental rig, oil trajectory, oil supply.

Введение

Важными элементами газотурбинного двигателя являются подшипники опор роторов, от надежности их работы зависит работоспособность всего двигателя, поэтому к условиям работы подшипников предъявляются высокие требования. Одной из проблем, связанных с условиями работы подшипника, является повышение его температуры. Из-за этого происходит тепловое расширение деталей подшипника, увеличение натяга и контактных напряжений, что может привести к выкрашиванию материала тел качения [1–4] и выходу подшипника из строя. К нагреву подшипников приводят тепловые потоки от горячих частей двигателя (камеры сгорания, проточной части) и трение, возникающее в подшипниках при работе. Суммарная величина тепловыделения в подшипнике ($\sum Q$), вызванная его вращением, определяется по следующей зависимости [5]:

$$\sum Q = C m \rho l^2 u^3,$$

где C – суммарный коэффициент сопротивлений в подшипнике; m – количество тел качения в подшипнике, шт.; ρ – плотность масла, кг/м³; l – длина ролика подшипника, м; u – окружная скорость сепаратора подшипника, м/с.

Для смазки и охлаждения к подшипникам подводят большое количество масла. В настоящее время есть два основных способа подвода масла к подшипникам [1, 6, 7]:

1. Подвод масла в виде струек через зазор между внутренним кольцом подшипника и сепаратором с помощью системы струйных форсунок (жиклеров). Этот способ применяется на двигателях ПС-90А, РД-33, Д-30, Д-36, НК-36СТ (рис. 1).

2. Подвод масла через вал и внутреннее кольцо подшипника. При этом в валу и внутреннем кольце имеются радиальные отверстия, по которым под действием центробежных сил масло подается на тела качения (применяется на двигателях ПС-90А, CFM-56, PW-6000, TRENT, АЛ-31) (рис. 2).

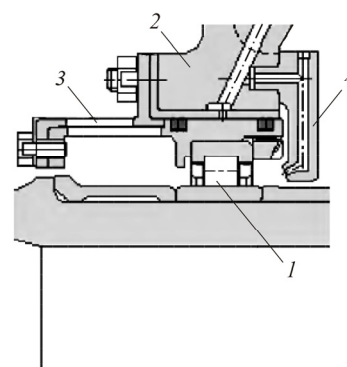


Рис. 1. Подача масла между внутренним кольцом подшипника и сепаратором: 1 – ролик-подшипник; 2 – корпус; 3 – упруго-демпферная опора; 4 – форсунка

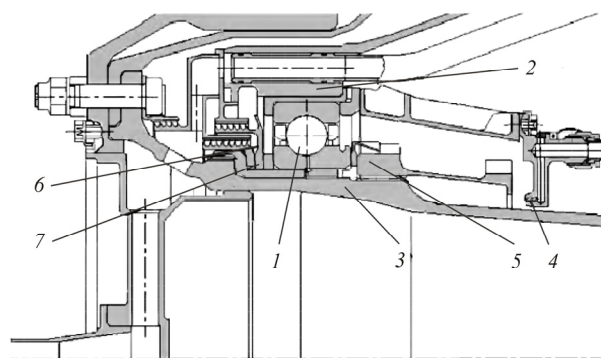


Рис. 2. Подача масла через внутреннее кольцо подшипника: 1 – радиально-упорный подшипник; 2 – корпус; 3 – вал ротора; 4 – форсунка; 5 – втулка; 6, 7 – лабиринты

Следует отметить, что при коэффициенте быстроходности $d_m \cdot n > 2,2 \cdot 10^6$ (d_m – средний диаметр подшипника, мм; n – частота вращения вала, об/мин) масло, подаваемое через струйные форсунки (жиклеры), не может достичь всей поверхности тел качения, поэтому обеспечить

качественную подачу масла, используя только лишь струйные форсунки, невозможно. А при $d_m \cdot n > 3,5 \cdot 10^6$ подача масла на подшипник сбоку через форсунки (жиклеры) не имеет смысла, так как в этом случае будут охлаждаться только боковые поверхности тел качения и колец подшипника [6].

При охлаждении подшипника следует обращать внимание не только на общее снижение температуры его элементов, но и на обеспечение минимального градиента температуры между внутренним и наружным кольцами подшипника. Поскольку внутреннее кольцо подшипника имеет тенденцию к более сильному нагреву, чем наружное [1, 2, 8], то именно его и нужно охлаждать сильнее всего. Для этого лучше использовать подвод масла через внутреннее кольцо подшипника [9]. Однако этот способ конструктивно сложен, так как не всегда есть возможность обеспечить подвод масла под внутреннюю обойму подшипника с помощью конического канала (рис. 2) или через отверстия в валу (при расположении вала ротора низкого давления внутри ротора высокого давления). В таком случае решением может стать использование маслозахвата [7, 10]. Маслозахват представляет собой кольцо с наклонными каналами, направляющими масло от наружного диаметра к внутреннему. Кроме того, в одном или двух торцах маслозахвата расположены каналы, через которые масло подается под внутреннюю обойму подшипника (рис. 3, 4).

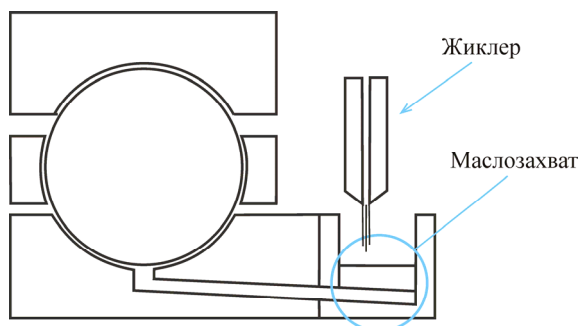


Рис. 3. Схема подачи масла под подшипник с использованием маслозахвата (General Electric Company)

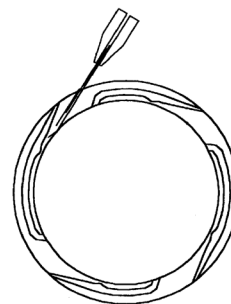


Рис. 4. Маслозахват General Electric Company

Анализ условий работы маслозахвата

Функцией маслозахвата является подвод масла под внутреннюю обойму подшипника, поэтому параметром, который определяет эффективность работы маслозахвата, является относительный массовый расход масла через маслозахват:

$$\bar{G} = \frac{G_{M_{M/3}}}{G_{M_{ж}}} \cdot 100 \%,$$

где $G_{M_{M/3}}$ – массовый расход масла, прошедшего через маслозахват к подшипнику, кг/мин;
 $G_{M_{ж}}$ – массовый расход масла, поданного через жиклеры на маслозахват, кг/мин.

Из этого следует вывод, что при проведении экспериментов необходимо реализовать возможность измерения массовых расходов масла, прошедших через маслозахват и через жиклеры.

Количество масла, которое пройдет через маслозахват к подшипнику, определяется траекторией масла в свободном движении, разбрызгиванием масла после столкновения с элементами маслозахвата и траекторией движения масла после столкновения с элементами маслозахвата. Последние два фактора, в свою очередь, зависят от траектории свободного движения масла. Траектория движения масла определяется следующими условиями:

- 1) частотой вращения маслозахвата n , об/мин;
- 2) скоростью струи масла v , м/с;
- 3) направлением струи масла α , град.

Влияние частоты вращения на эффективность работы маслозахвата было рассмотрено в работах [11, 12], однако полученные в этих работах данные о зависимости эффективности работы маслозахвата от частоты вращения противоречат друг другу.

Траектория масла в абсолютном движении до столкновения является прямой, однако эффективность работы маслозахвата определяет траектория движения масла относительно маслозахвата, т.е. траектория в относительном движении, которая является спиралью.

При движении масло приближается к центру маслозахвата, поэтому окружная скорость u уменьшается, а следовательно, уменьшается относительная скорость w и угол ψ , поэтому форма треугольника скоростей (рис. 5) в момент столкновения масла с маслозахватом будет отличаться от треугольника скоростей в момент выхода масла из жиклера.

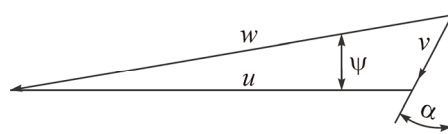


Рис. 5. Треугольник скоростей для струи масла при движении относительно маслозахвата: u – окружная скорость, м/с; v – абсолютная скорость струи масла, м/с; w – относительная скорость; α – угол наклона абсолютной скорости относительно вертикали, град; ψ – угол наклона относительной скорости к горизонтали, град

На рис. 6 представлены теоретические траектории движения масла относительно маслозахвата при различных скоростях. Увеличение горизонтальной составляющей скорости, как и уменьшение угла α (при направлении струи масла по вращению маслозахвата угол будет отрицательным), увеличивает крутизну траектории. При слишком крутой траектории масло будет сталкиваться со спинкой захватов и разбрызгиваться без улавливания или будет улавливаться, но со значительными потерями. При слишком пологой траектории масло будет сталкиваться с внутренней поверхностью захватов под недостаточно острым углом, что приведет к повышенному разбрызгиванию и уменьшению количества улавливаемого масла. Кроме того, при движении масла по пологой траектории оно будет попадать в периферийную часть маслозахвата, и ему придется преодолеть большее расстояние до внутреннего канала по сравнению с маслом, движущимся по более крутой траектории. Увеличение расстояния, которое необходимо преодолеть для попадания во внутренний канал, приводит к увеличению времени, в течение которого масло движется против направления действия центробежных сил. Из-за этого увеличивается доля масла, отбрасываемого этими центробежными силами из маслозахвата.

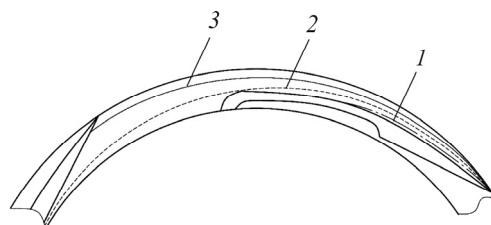


Рис. 6. Траектории движения масла относительно маслозахвата: траектории 1, 2 и 3 для скоростей струи масла v_1 , v_2 и v_3 соответственно, $v_1 < v_2 < v_3$

Таким образом, ожидается, что при увеличении абсолютной скорости струи масла v относительный расход масла через маслозахват будет сначала расти, а после увеличения скорости выше некоторого оптимального значения начнет снижаться.

Экспериментальное исследование

Для исследования работы маслозахвата была разработана специальная установка, позволяющая обеспечить частоту вращения маслозахвата, соответствующую частоте вращения ротора газотурбинного двигателя. Кроме того, на установке реализована возможность изменения направления струи масла. Скорость струи масла регулируется с помощью задания определенного перепада давления на жиклере.

Установка, разработанная для проведения экспериментального исследования, имеет три полости с собственными сливными отверстиями измерения массового расхода масла через каждую из них (рис. 7). Данная конструкция аналогична другим установкам по исследованию систем смазки подшипников газотурбинных двигателей [13, 14].

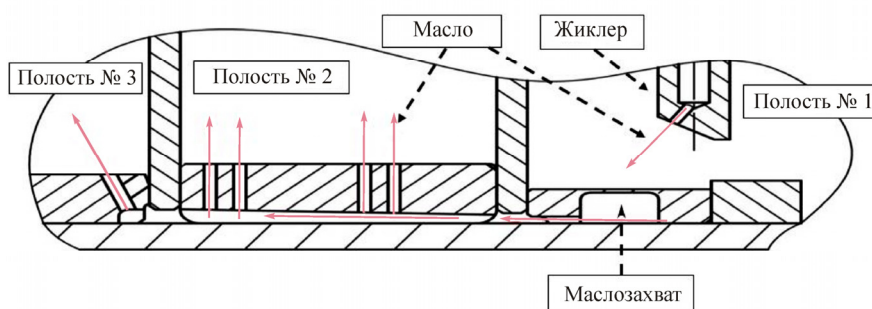


Рис. 7. Направление движения масла по полостям (струя из жиклера направлена вдоль вала)

Массовые расходы масла через каждую полость определяются весовым способом по следующей формуле:

$$G = \frac{m_m}{t},$$

где m_m – масса масла в баке, кг; t – время проведения замера для одного из перепадов давления, мин.

Относительный массовый расход масла через маслозахват вычисляется по формуле

$$\bar{G} = \frac{G_2 + G_3}{G_1 + G_2 + G_3} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где G_1 – массовый расход масла через полость маслозахвата № 1, кг/мин; G_2 – массовый расход масла через полость подшипника № 2, кг/мин; G_3 – массовый расход масла через полость за подшипником № 3, кг/мин.

В ходе экспериментов изменение скорости струи масла производилось посредством изменения перепада давления масла на жиклерах. Чтобы иметь возможность настраивать давление масла перед началом эксперимента, установка оснащена байпасной линией с имитатором жиклера. Скорость струи масла вычислялась при обработке результатов экспериментов.

При обработке экспериментальных данных выяснилось, что значение теоретической скорости струи, определяемое по формуле (1), полученной из уравнения Бернулли [15], не соответствует скорости, вычисляемой через массовый расход масла и площадь поперечного сечения выходного отверстия жиклера ($F_{отв}$):

$$v = \varphi \sqrt{2 \frac{p_1 - p_0}{\rho}}, \quad (2)$$

где φ – коэффициент скорости; p_1 – давление масла перед жиклером, Па; p_0 – давление воздуха в масляной полости, Па; ρ – плотность масла, кг/м³.

$$v = \frac{G}{\rho F_{\text{отв}}} . \quad (3)$$

Использование при вычислении скорости струи по формуле (2) табличных значений коэффициентов скорости приводит к получению неверных значений скорости струи. Это вызвано тем, что геометрия внутренних каналов жиклеров сложна и для использования формулы (2) необходимо производить дополнительные исследования по определению коэффициента скорости для жиклеров. В связи с этим при обработке экспериментальных данных скорость вычислялась по формуле (3).

В ходе экспериментов исследовались четыре направления струй масла (рис. 8): против вращения маслозахвата; радиально в центр маслозахвата; по вращению маслозахвата и вдоль вала, в сторону подшипника.

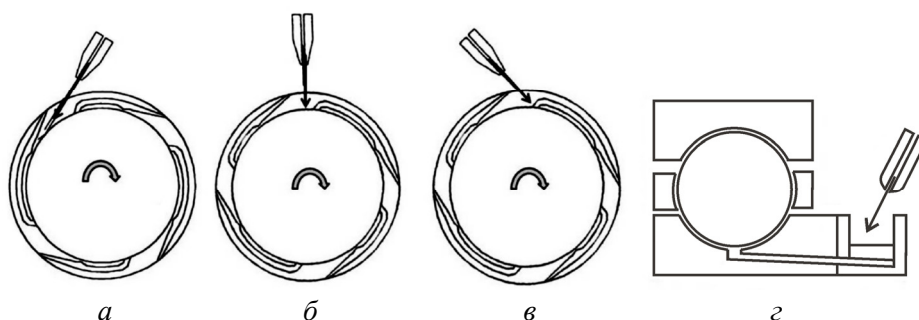


Рис. 8. Направления струй масла относительно маслозахвата: *а* – против вращения; *б* – радиально к центру маслозахвата; *в* – по вращению маслозахвата; *г* – вдоль вала (в сторону подшипника)

Анализ экспериментальных данных

Скоростная видеосъемка (рис. 9 и 10) позволила подтвердить предположение о том, что самые значительные потери происходят при столкновении струи масла со спинками захватов. Как видно на рис. 10, при этом происходит сильное разбрызгивание масла. Это масло уже не может попасть в маслозахват и к подшипнику. Из этого следует, что при проектировании маслозахвата следует создавать такую конструкцию, а также выбирать такие скорости и направления струй масла, чтобы минимизировать попадание струи масла на спинки захватов. Для этого необходимо вычислить траектории движения масла относительно маслозахвата при различных направлениях и скоростях, а на основе этих данных разрабатывать новую конструкцию маслозахвата.



Рис. 9. Кадр скоростной видеосъемки. Струя попадает в канал между захватами



Рис. 10. Кадр скоростной видеосъемки. Струя попадает на спинку одного из захватов

По экспериментальным данным были построены зависимости эффективности (относительного массового расхода масла через маслозахват) от относительной скорости (отношение скорости струи в данном замере к максимальной скорости из всех замеров) масляной струи (рис. 11). Зависимости были аппроксимированы уравнениями второй степени, при этом были получены следующие коэффициенты детерминации: $R^2 = 0,91$ для направления струи против вращения маслозахвата, $R^2 = 0,89$ для направления струи вдоль вала, $R^2 = 0,99$ для направления струи радиально к центру маслозахвата, $R^2 = 0,99$ для направления струи по вращению маслозахвата. Данные коэффициенты говорят о том, что имеется квадратичная зависимость между эффективностью работы маслозахвата и относительной скоростью масляной струи, а следовательно, и абсолютной скоростью масляной струи. Для каждого из исследованных направлений струи масла существует оптимальная скорость струи, при которой достигается максимальный относительный массовый расход масла через маслозахват (таблица).

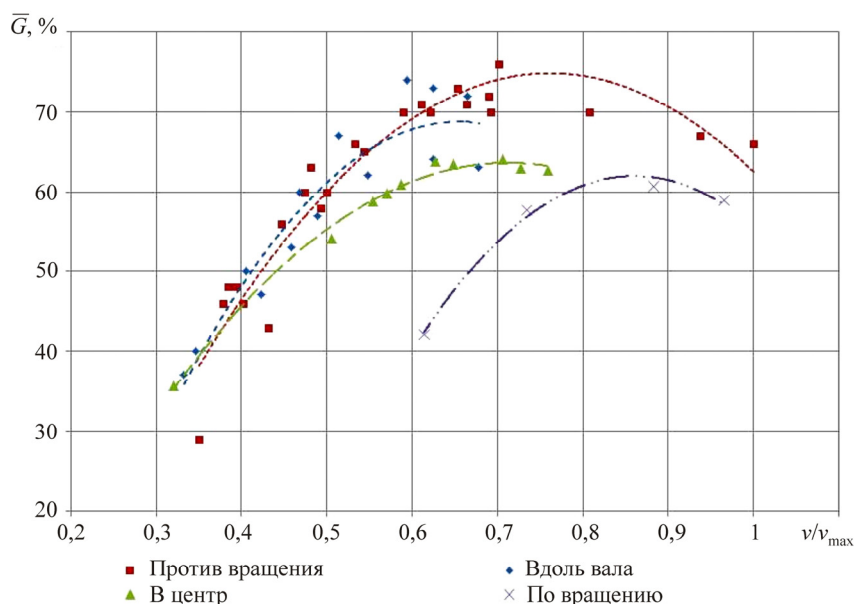


Рис. 11. Зависимости относительного массового расхода масла через маслозахват от относительной скорости струи для различных направлений струи масла

Оптимальные относительные скорости струи для различных направлений струи масла

Направление струи масла	$(v/v_{\max})_{\text{опт}}$	$\bar{G}_{\max}, \%$
Против вращения	0,70	76
Вдоль вала	0,59	74
В центр	0,71	64
По вращению	0,88	61

В ходе исследования было выявлено, что увеличение скорости струи масла приводит к увеличению эффективности работы маслозахвата, однако после превышения некоторого значения скорости струи масла относительный массовый расход начинает снижаться. При низких скоростях струи масла различия в эффективности работы маслозахвата между разными направлениями струи масла: вдоль вала, радиально в центр или против вращения – незначительны. Однако при увеличении скорости струи масла увеличиваются и различия в эффективности. Максимальная эффективность для направления струи против вращения составила 76 %, вдоль вала – 74 %, радиально в центр маслозахвата – 64 %, по вращению – 61 %. Эффективность работы маслозахвата при направлении струи вдоль вала близок к эффективности при направлении струи против вращения. Это обусловлено тем, что при направлении струи масла вдоль вала уменьшается угол падения струи масла на элементы маслозахвата (по сравнению с направлением радиально в центр), что уменьшает разбрызгивание масла и, следовательно, повышает эффективность работы маслозахвата.

Заключение

В ходе исследования выявлена квадратичная зависимость эффективности работы маслозахвата от скорости струи масла и наличие оптимальной скорости струи масла для каждого из исследованных направления струй.

Обнаружено, что максимальной эффективности работы маслозахвата (76 %) позволяет достичь направление струи масла против вращения маслозахвата. В свою очередь, направление струи масла по вращению маслозахвата является наихудшим из рассмотренных вариантов, максимальная эффективность при таком направлении составляет 61 %.

Выявлено, что наибольшие потери масла происходят при попадании струи масла на спинку захватов. В связи с этим сделан вывод о том, что разрабатывать конструкцию маслозахвата следует на основе заранее вычисленных траекторий движения масла относительно маслозахвата.

В дальнейшем необходимо исследовать влияние частоты вращения, температуры масла и конструкции маслозахвата (количество захватов и угол наклона их внутренней стенки) на относительный массовый расход масла.

Библиографический список

1. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандарцкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: учебник. – М.: Машиностроение, 2008. – Т. 1. – 201 с. – (Газотурбинные двигатели).
2. Беломытцев О.М., Пищальников А.Б. О влиянии натяга и контактных напряжений от натяга на проскальзывание в цилиндрических роликоподшипниках в опорах газотурбинных двигателей // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2014. – № 5(47), ч. 2. – С. 182–188.
3. Безъязычный В.Ф., Шеховцева Е.В. Конструкция опоры вала ГТД с повышенной интенсивностью смазки // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. – М., 2013. – № 11. – С. 17–22.
4. Шеховцева Е.В. Усовершенствование смазки подшипниковой опоры вала // Вестник МГТУ. – 2016. – Т. 19, № 4. – С. 813–821. – DOI: 10.21443/1560-9278-2016-4-813-82

5. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М., Машиностроение, 1978. – 172 с.

6. Фалалеев С.В., Старцев Н.И., Новиков Д.К. Конструирование основных узлов и систем авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный курс]: электрон. учеб. пособие / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (Нац. исслед. ун-т). – Самара, 2011. – URL: http://www.ssau.ru/files/education/uch_posob/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%81%D1%82%D1%80%D1%83%D0%B8%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D0%B5%20%D0%BE%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%BD%D1%8B%D1%85%D0%A4%D0%B0%D0%BB%D0%B0%D0%BB%D0%B5%D0%B5%D0%B2%20%D0%A1%D0%92.pdf (дата обращения: 15.09.2017).

7. Боев А.А., Петрухин А.Г., Шкловец А.О. О перспективном методе подвода масла к подшипниковому узлу ГТД // Известия Самар. науч. центра РАН. – 2013. – Т. 15, № 6(4). – С. 1022–1026.

8. Петров Н.И. Экспериментальные исследования по обеспечению оптимального теплового состояния межроторных подшипников [Электронный ресурс] // Авиадвигатели XXI века: материалы конф. – Электрон. дан. – М.: ЦИАМ, 2010. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – С. 574–577.

9. Кикоть Н.В. Исследование работоспособности и теплового состояния межроторного роликоподшипника / Н.В. Кикоть, Г.И. Колобов, Н.Э. Абашкина, О.Н. Фомина, Н.И. Петров, Г.М. Косинов, Н.В. Цыкунов // Конверсия в машиностроении. – М., 2007. – № 4–5. – С. 35–40.

10. Боев А.А., Петрухин А.Г., Михайлов А.А. Испытание подвода масла к подшипниковому узлу газотурбинного двигателя через маслозахватное кольцо // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2015. – Т. 14, № 3. – Ч. 2. – С. 460–466. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-460-466

11. Prediction of gas turbine oil scoop capture efficiency / S.K. Prasad, O. Buyukisik, P. Sangli, D. Pugh // ASME 2014 Gas Turbine India Conference. – Paper № GTINDIA2014-8329. – P. V001T05A004. – 8 p. DOI:10.1115/GTINDIA2014-8329

12. Oil scoop simulation and analysis using cfd and sph / E. Korsukova, A. Kruisbrink, H. Morvan, P.P. Cagiao, K. Simmons // Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016, June 13–17, 2016, Seoul. – GT2016-57554. – 8 p.

13. Factors affecting the behaviour and efficiency of a targeted jet delivering oil to a bearing lubrication system / C.W. Lee, G.R. Johnson, P.C. Palma, K. Simmons, S.J. Pickering // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air June 14–17, 2004, Vienna. – GT2004-53606. – 9 p.

14. Experimental investigation into the efficiency of an aero engine oil jet supply system / M.B. Krug, D. Peduto, W. Kurz, H.-J. Bauer // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition June 16–20, 2014, Düsseldorf. – GT2014-26208. – 10 p.

15. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Изд-во лит-ры по строит-ву, 1965. – 270 с.

References

1. Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandartskiy V.L. Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. – Moscow: Mashinostroyeniye, 2008, T. 1. – 201 s.; il.

2. Belomytsev O.M., Pishchal'nikov A.B. O vliyaniy natyaga i kontaknykh napryazheniy ot natyaga na proskal'zyvaniye v tsilindricheskikh rolikopodshipnikakh v oporakh gazoturbinnnykh dvigateley. *Vestnik Samarского gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2014, no. 5(47), part 2, pp. 182-188.

3. Bezyazychnyy V.F., Shekhovtseva E.V. Konstruktsiya opory vala GTD s povyshennoy intensivnost'yu smazki. *Polet. Obshcherossiyskiy nauchno-tekhnicheskiiy zhurnal*, 2013, no. 11, pp. 17-22.

4. Shekhovtseva E.V. Uovershenstvovaniye smazki podshipnikovoy opory vala. *Vestnik MGTU*, 2016, T. 19, no. 4, pp. 813-821. DOI: 10.21443/1560-9278-2016-4-813-82

5. Demidovich V.M. Issledovaniye teplovogo rezhima podshipnikov GTD. Moscow: Mashinostroyeniye, 1978. 172 p.

6. Falaleyev S.V., Startsev N.I., Novikov D.K. Konstruirovaniye osnovnykh uzlov i sistem aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok. URL: http://www.ssau.ru/files/education/uch_posob/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%81%D1%82%D1%80%D1%83%D0%B8%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%B8%D0%B5%20%D0%BE%D1%81%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%BD%D1%8B%D1%85%D0%A4%D0%B0%D0%BB%D0%B0%D0%BB%D0%B5%D0%B5%D0%B2%20%D0%A1%D0%92.pdf (accessed 15 September 2017)

7. Boyev A.A., Petrukhin A.G., SHklovets A.O. O perspektivnom metode podvoda masla k podshipnikovomu uzlu GTD. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2013, vol. 15, no. 6(4), pp. 1022-1026.

8. Petrov N.I. Eksperimental'nyye issledovaniya po obespecheniyu optimal'nogo teplovogo sostoyaniya mezhrotornykh podshipnikov. *Aviadvigateli XXI veka* (CD-ROM). Moscow, 2010. 1696 p.

9. Kikot N.V., Kolobov G.I., Abashkina N.E., Fomina O.N., Petrov N.I., Kosinov G.M., Tsykunov N.V. Issledovaniye rabotosposobnosti i teplovogo sostoyaniya mezhrotornogo rolikopodshipnika. *Konversiya v mashinostroyeni*, 2007, no. 4-5, pp. 35-40.

10. Boyev A.A., Petrukhin A.G., Mikhaylov A.A. Ispytaniye podvoda masla k podshipnikovomu uzlu gazoturbinnogo dvigatelya cherez maslozakhvatnoye kol'tso. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2015, vol. 14, no. 3, part. 2, pp. 460-466. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-460-466.

11. Prasad S.K., Buyukisik O., Sangli P., Pugh D. Prediction of gas turbine oil scoop capture efficiency. *ASME 2014 Gas Turbine India Conference*. Paper No. GTINDIA2014-8329, pp. V001T05A004. 8 p. DOI: 10.1115/GTINDIA2014-8329

12. Korsukova E., Kruisbrink A., Morvan H., Cageao P.P., Simmons K. Oil scoop simulation and analysis using cfd and sph. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016*. June 13-17, 2016, Seoul, South Korea, GT2016-57554, 8 p.

13. Lee C.W., G.R. Johnson, P.C. Palma, Simmons K., Pickering S.J. Factors affecting the behaviour and efficiency of a targetted jet delivering oil to a bearing lubrication system. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004 Power for Land, Sea, and Air*, June 14-17, 2004, Vienna, Austria, GT2004-53606, 9 p.

14. Krug M.B., Peduto D., Kurz W., Bauer H-J. Experimental investigation into the efficiency of an aero engine oil jet supply system. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, June 16-20, 2014, Düsseldorf, Germany, GT2014-26208, 10 p.

15. Altshchul A.D., Kiselev P.G. *Gidravlika i aerodinamika*. Moscow, 1965. 270 p.

Об авторах

Ардашкин Илья Викторович (Пермь, Россия) – инженер-конструктор отдела турбин АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93, e-mail: ardaskin-iv@avid.ru), аспирант кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29).

Борисов Евгений Алексеевич (Пермь, Россия) – инженер-конструктор отдела турбин АО «ОДК-Авиадвигатель» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 93, e-mail: borisov-ea@avid.ru), аспирант кафедры «Авиационные двигатели» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29).

About the authors

Ilya V. Ardashkin (Perm, Russian Federation) – Design Engineer, Turbine Department, JSC “UEC-Aviadvigatel” (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: ardaskin-iv@avid.ru), Postgraduate Student, Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: ardaskin-iv@avid.ru)

Evgeniy A. Borisov (Perm, Russian Federation) – Design Engineer, Turbine Department, JSC “UEC-Aviadvigatel” (93, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: borisov-ea@avid.ru), Postgraduate Student, Aircraft Engines Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation).

Получено 17.03.2017