

Усовершенствование смазки подшипниковой опоры вала

Подшипниковые опоры вала газотурбинного двигателя играют важную роль в обеспечении работоспособности продукции общего и специального двигателестроения. В связи с этим предпринимаются активные попытки повышения работоспособности подшипниковой опоры вала. Такие попытки обусловлены общей тенденцией развития техники, диктующей стремление к компактным машинам и агрегатам, обладающим повышенной надежностью и долговечностью. С этой целью выполнены исследования по выявлению несоответствий в эксплуатации подшипниковых опор валов. Изучены причины возникновения выкрашивания на беговых дорожках наружной обоймы подшипниковых опор вала на разных этапах развития повреждения рабочей поверхности. Рассмотрены основные конструкции подшипниковых опор валов авиационных газотурбинных двигателей и способы их смазки. Отмечены недостатки существующих методов смазки подшипниковых опор вала. Предложена усовершенствованная конструкция узла подшипниковой опоры вала газотурбинного двигателя, которая позволяет улучшить условия смазки и охлаждения подшипниковой опоры вала в результате равномерного подвода масла к зонам контакта наружного кольца подшипника и тел качения с принудительным отводом масла из зоны контакта внутреннего кольца подшипника и тел качения. Дополнительно решена задача улучшения условия подвода смазки к внутренней обойме подшипниковой опоры вала. Разработанная конструкция позволяет применить нетрадиционный способ смазки и охлаждения подшипниковой опоры вала. При этом рекомендуется использовать процесс регулирования микрорельефа на рабочих поверхностях подшипниковой опоры в период притирки. Это позволит улучшить этап приработки и повысить работоспособность и долговечность подшипниковой опоры вала.

Ключевые слова: опора вала, подшипник, подвод и отвод смазки, наружная и внутренняя обойма подшипника, выкрашивание (питтинг), беговая дорожка подшипника.

Введение

Подшипниковые опоры газотурбинных двигателей (ГТД) считаются одними из ответственных узлов, отвечающих за надежность и ресурс двигателя, и используются на протяжении всей истории развития техники. За это время выявился основной вид повреждения деталей опор, являющийся причиной выхода из строя подшипников или приводящий к резкому изменению условий эксплуатации и способствующий в конечном счете разрушению подшипниковой опоры ГТД. Основной причиной выхода из строя опор ГТД являются дефекты, возникающие в результате контактной усталости. *Контактная усталость (питтинг)* – вид повреждений, развивающихся под действием поверхностных и подповерхностных напряжений, многократно возникающих в процессе контактного взаимодействия пар качения подшипника ротора турбины, компрессора или редуктора ГТД. Повреждения характеризуются удалением металла и образованием раковин на поверхностях пар качения.

Материалы и методы

Поверхностное усталостное выкрашивание возникает при повторных воздействиях контактных напряжений. В процессе эксплуатации происходит зарождение и рост усталостных микротрещин на поверхности или на небольшой глубине под поверхностью. Появление трещин обусловлено недостаточной толщиной смазочного слоя и контактом отдельных выступов металлических поверхностей пар качения, а также концентраторов напряжений в виде отдельных следов режущего инструмента. Трещины могут зарождаться от неметаллических включений, содержащихся в материалах тел качения и обойм подшипника, или дефектов упрочняющей обработки. Отдельные начальные раковины выкрашивания располагаются преимущественно вдоль одной наиболее нагруженной прямой линии беговой дорожки. Затем появляются отдельные раковины вдоль другой линии, отстоящей от первой на определенном расстоянии. Дальнейший рост раковин сопровождается их слиянием и увеличением площади поврежденной поверхности, охватывающей в конечном счете все пространство между указанными линиями (рис. 1).



Рис. 1. Питтинг беговой дорожки обоймы подшипника
Fig. 1. Pitting of bearing race

Использование повышенной чистоты контактных поверхностей пар качения, а также обильной подачи чистого охлажденного смазочного материала со значительным коэффициентом вязкости обеспечивает получение масляной пленки достаточной толщины, что замедляет процесс развития питтинга.

Существует несколько этапов развития питтинга: микровыкрашивание, начальное и прогрессирующее выкрашивание.

Этап *микровыкрашивания* представляет собой поверхностное усталостное выкрашивание, вызываемое циклическими контактными напряжениями и пластической деформацией микронеровностей контактирующих поверхностей в процессе притирки пар качения. Микровыкрашивание начинается в выступающих контактирующих поверхностях (гребни, следы от инструмента, в местах поверхностных дефектов). В первые сотни циклов нагружения имеет место инкубационный процесс развития микровыкрашивания, в течение которого происходит пластическая деформация микровыступов под действием касательных напряжений. При этом под микровыступами образуются микропустоты, в которых зарождаются подповерхностные усталостные трещины. При дальнейшем увеличении числа циклов нагружения происходит зарождение, быстрый рост усталостных микротрещин под поверхностью, их последующее слияние и выход на поверхность с образованием микрораковины или рисок (рис. 2). Частицы, отделившиеся от поверхности, имеют размер порядка 1 мкм. Их наличие в контакте вызывает дополнительно развитие полирования рабочих поверхностей. Само по себе развитие микровыкрашивания не вызывает катастрофического повреждения пар качения и может исчезнуть в процессе притирки.

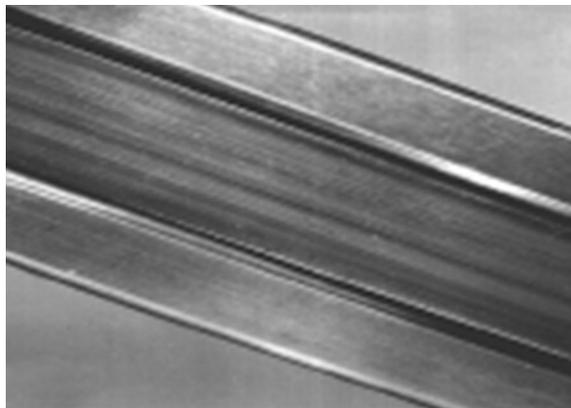


Рис. 2. Микровыкрашивание (риски) на беговой дорожке наружной обоймы подшипника

Fig. 2. Micropitting (marks) on the external bearing race

Критическим параметром, определяющим развитие микровыкрашивания, является относительная толщина смазочной пленки, представляющая отношение толщины пленки к сумме микронеровностей контактирующих поверхностей. Недостаточная вязкость масла вызывает уменьшение толщины смазочной пленки и способствует развитию микровыкрашивания. Увеличение вязкости масла оказывает положительное влияние на толщину масляной пленки и сопротивление развитию микровыкрашивания. Однако избыточная вязкость масла вызывает значительные потери энергии и существенное повышение рабочей температуры.

Затем можно отметить этап *начального выкрашивания*, который характеризуется появлением мелких раковин диаметром менее 1 мм, глубиной не более $0,7bVHV$ ($bVHV$ – полуширина площадки контакта). Начальное выкрашивание происходит в результате неравномерного распределения нагрузки по длине контактной линии, в зоне расположения дефектов металла или упрочняющих обработок.

Обычно отдельные начальные раковины выкрашивания располагаются вдоль прямой линии в одной локализованной зоне на беговой дорожке (рис. 3). Часто в случае устранения неравномерности контакта и более равномерного распределения нагрузки никакого дальнейшего роста выкрашивания не происходит. Ямки выкрашивания, развитие которых было приостановлено после приработки (сглаживание вершин гребней шероховатости), не получают дальнейшего развития в связи с более равномерным распределением нагрузки.

Прогрессирующее выкрашивание продолжает развиваться по мере увеличения срока службы подшипника. Оно характеризуется непрерывным увеличением степени повреждения активных поверхностей пар качения, уменьшением фактических размеров контактных площадок и значительным увеличением нагрузки на сохранившиеся участки. Далее при образовании единичных ямок выкрашивания при эксплуатации происходит интенсивное развитие повреждений, что приводит к выходу из строя подшипниковой опоры. Прогрессирующее выкрашивание характеризуется двумя параметрами – относительной площадью повреждений и глубиной ямок выкрашивания, которая определяется из условия $h > 0,8bVHV$. Если питтинг вызван перекасами

в процессе эксплуатации, существенными погрешностями сборки и др., то начальное выкрашивание может очень быстро перейти в прогрессирующее (рис. 4) и привести к разрушению опоры ротора двигателя.

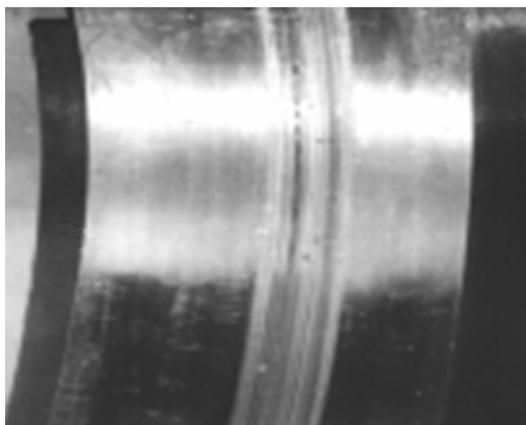


Рис. 3. Начальное выкрашивание на беговой дорожке внутренней обоймы подшипника
Fig. 3. The initial pitting on the internal bearing race

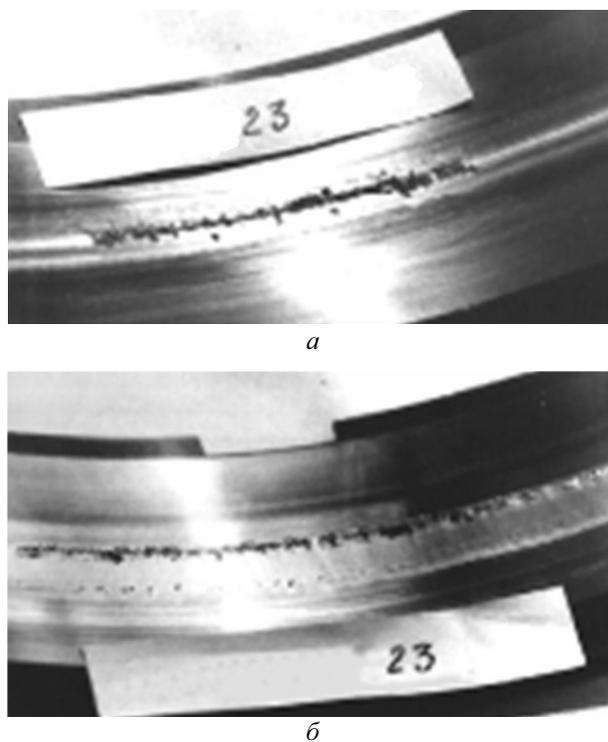


Рис. 4. Прогрессирующее выкрашивание по всей контактной поверхности беговой дорожки
Fig. 4. Progressive pitting on the entire contact surface of the race

Таким образом, можно сказать, что появление и развитие питтинга зависит от ряда факторов:

- зарождение микротрещин на глубине действия наибольших касательных напряжений с возникновением питтинга при циклическом воздействии контактных нагрузок в узлах качения;
- развитие трещин с последующим выкрашиванием крупных частиц материала непосредственно с поверхности, имеющей дефекты изготовления, сборки или эксплуатации;
- приработка деталей качения благоприятно сказывается на повышении питтингоустойчивости;
- условия смазки значительно влияют на контактную прочность пар качения.

Особо следует отметить существенную роль смазки в процессе появления и развития усталостного выкрашивания. Смазка, проникая в микротрещины, возникающие на поврежденной поверхности в результате усталости, углубляет их, и частицы материала откалываются. Поверхность беговой дорожки становится неровной, что ведет к возрастанию удельных давлений и к дальнейшему разрушению поверхности. С увеличением вязкости масла повышается сопротивляемость поверхностного слоя деталей в зоне контакта деталей, так как уменьшается трение, и вязкой смазке труднее проникать в микротрещины.

В связи с повышением надежности работы подшипникового узла ГТД в области уменьшения появления усталостных дефектов проведены исследования метода подвода смазки в зоны контакта тел качения с обоймами подшипника и ее отвода.

Самым распространенным способом подачи смазки в зону контакта в подшипнике является подвод масла через форсунку к нижней обойме подшипника в зону ее контакта с телами качения (рис. 5) [1–3].

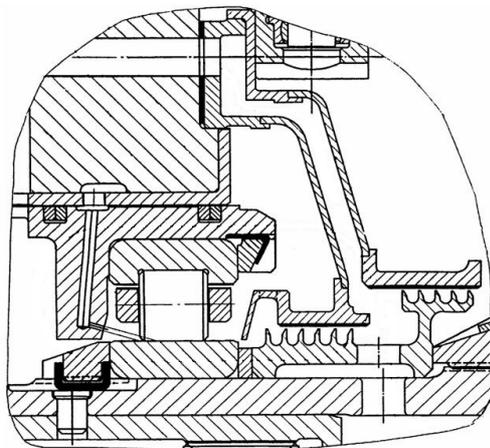


Рис. 5. Подвод смазки к опоре ГТД через форсунку в зону контакта тел качения с нижней обоймой подшипника

Fig. 5. The lubricant supply to gas turbine engine support through a sprayer in the rolling element contact area to the lower bearing race

Недостатки данного метода подвода смазки:

- масло к наружной обойме подшипника не поступает, что приводит к быстрому разрушению беговой дорожки наружной обоймы опоры;
- имеют значение габариты конструкции, так как необходимо обеспечить постановку форсунки;
- отвод масла осуществляется центробежными силами.

Другой вариант подвода смазки – через внутреннюю обойму подшипника в зону ее контакта с телами качения (рис. 6) [4; 5]. Недостаток этого метода подачи смазки – масляное голодание в зоне контакта наружной обоймы и тел качения подшипника, и как результат – усталостное выкрашивание с последующим разрушением беговой дорожки наружной обоймы подшипника.

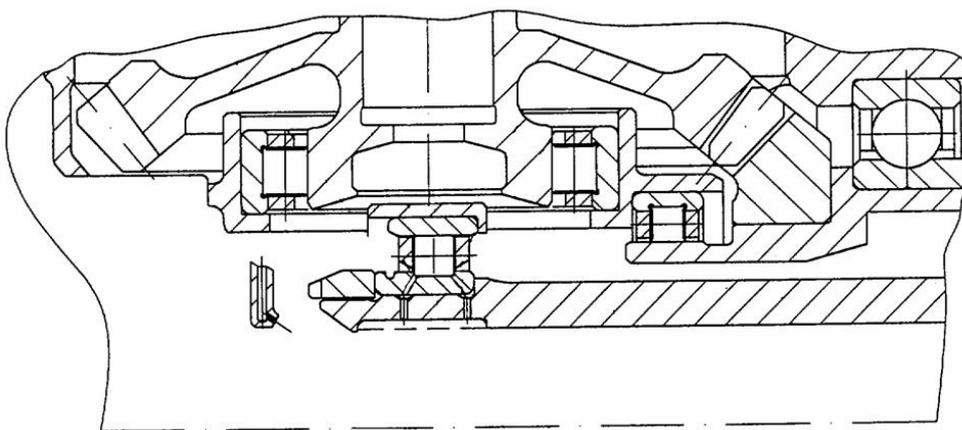


Рис. 6. Подвод масла к опоре вала ГТД через форсунку и внутреннюю обойму подшипника

Fig. 6. The lubricant supply to gas turbine engine support through the sprayer and internal bearing race

Третий вариант подвода смазки – через наружную обойму подшипника (рис. 7).

Конструктивно опора ротора компрессора ГТД [6] (рис. 7, а) включает вал, корпус, где с гарантированным зазором установлена наружная обойма подшипника, сепаратор, в гнездах которого установлены тела качения, и маслоподводящие каналы, выполненные в корпусе и наружной обойме подшипника. Оси маслоподводящих каналов в корпусе и наружной обойме подшипника выполнены в радиальном направлении.

Более оптимальной конструкцией является подшипниковая опора ГТД [7] (рис. 7, б), содержащая вал, корпус, в котором с гарантированным зазором установлена наружная обойма подшипника, сепаратор

с гнездами, где установлены тела качения, и маслоподводящие каналы, выполненные в корпусе и наружной обойме подшипника, при этом маслоподводящие каналы в наружной обойме подшипника выполнены в направлении вращения ротора.

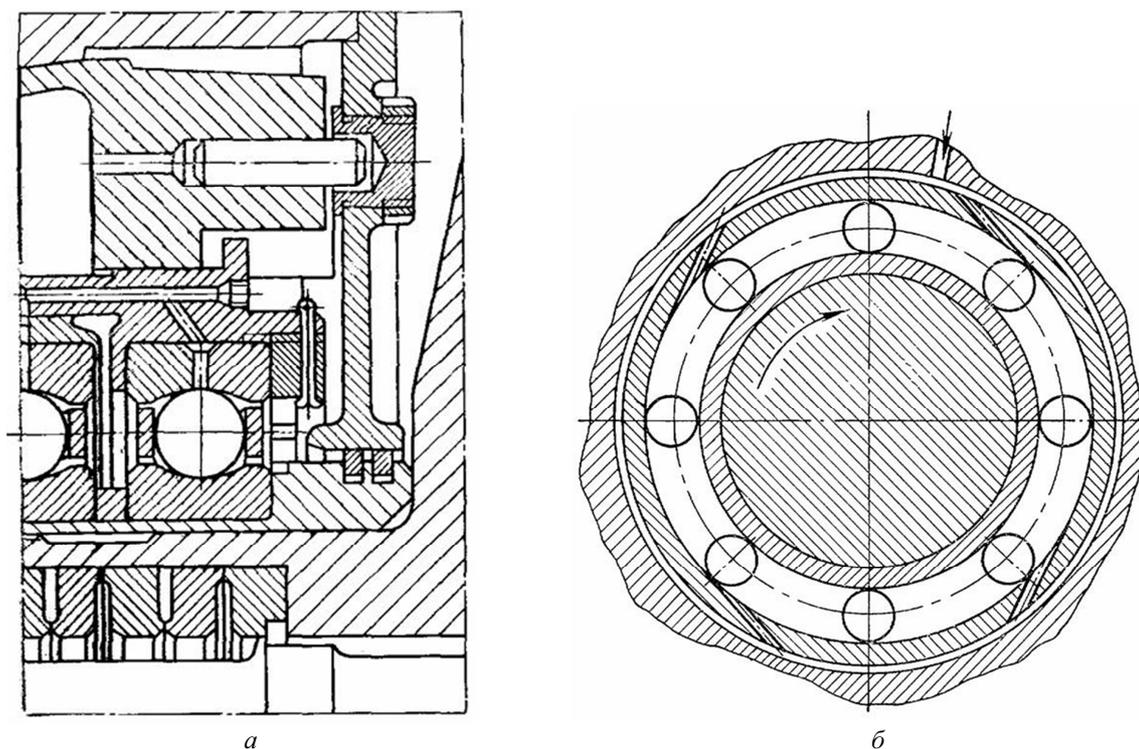


Рис. 7. Подвод смазки через наружную обойму подшипника:
a – к опоре ротора компрессора ГТД; *б* – к опоре высокооборотного ротора

Fig. 7. The lubricant supply through the external bearing race:
a – to the support of the compressor rotor in a gas turbine engine; *b* – to the support of the high speed rotor

Недостатками опор тел вращения ГТД, представленных на рис. 7, являются:

- подвод смазки осуществляется сверху через наружную обойму подшипника, т. е. смазка практически не поступает в зону контакта тел качения и нижней обоймы подшипника;
- отвод масла в маслокартер осуществляется только за счет действия центробежных сил через зазоры между сепаратором и наружным кольцом.

Кроме того, данный метод подачи смазки через наружную обойму подшипника имеет ограниченный подвод масла к внутреннему кольцу подшипника, так как смазка для охлаждения через сепаратор в зону контакта практически не поступает из-за малого зазора между телом качения и сепаратором и из-за радиального расположения пазов в сепараторе, что приводит к появлению питтинга на нижней обойме опоры.

Результаты и обсуждение

В процессе усовершенствования конструкции подшипникового узла ГТД решаются задачи повышения надежности и долговечности работы опоры ГТД и следовательно, всего двигателя посредством улучшения условий смазки и усиления охлаждения подшипника за счет обеспечения равномерного подвода смазки к зонам контакта наружной обоймы подшипника и тел качения и принудительного отвода смазки из зоны контакта внутренней обоймы подшипника и тел качения.

Дополнительно стоит задача улучшить условия подвода смазки к внутренней обойме подшипника.

Для повышения работоспособности подшипникового узла и для устранения вышеназванных недостатков спроектирована опора вала ГТД (рис. 8) [8]. Подшипниковая опора ГТД (рис. 8) содержит вал 1, подшипник с внутренним 2 и наружным 3 кольцами, сепаратором 4, в гнезда 5 которого установлены тела качения 6, и корпус 7 (или втулка), где с гарантированным зазором установлено наружное 3 кольцо подшипника. В корпусе 7 и наружном 3 кольце подшипника выполнены соосные маслоподводящие каналы 9 и 10, соответственно, при этом их оси наклонены в направлении вращения вала 1.

Также на валу 1 с боковых торцов подшипника установлены два центробежных колеса 8 с элементами 12 отвода масла. Элементы 12 отвода масла выполнены, например, в виде лопаток или выборок и наклонены в направлении вращения вала 1 (рис. 9).

Боковые поверхности 11 гнезд 5 сепаратора выполнены наклонными в направлении вращения тел качения 6 (рис. 8). При этом ширина a гнезда 5 сепаратора 4 может превышать диаметр d тела качения, за счет чего образуются полости 13, которые в сепараторе 4 могут быть выполнены в шахматном порядке относительно друг друга (рис. 10).

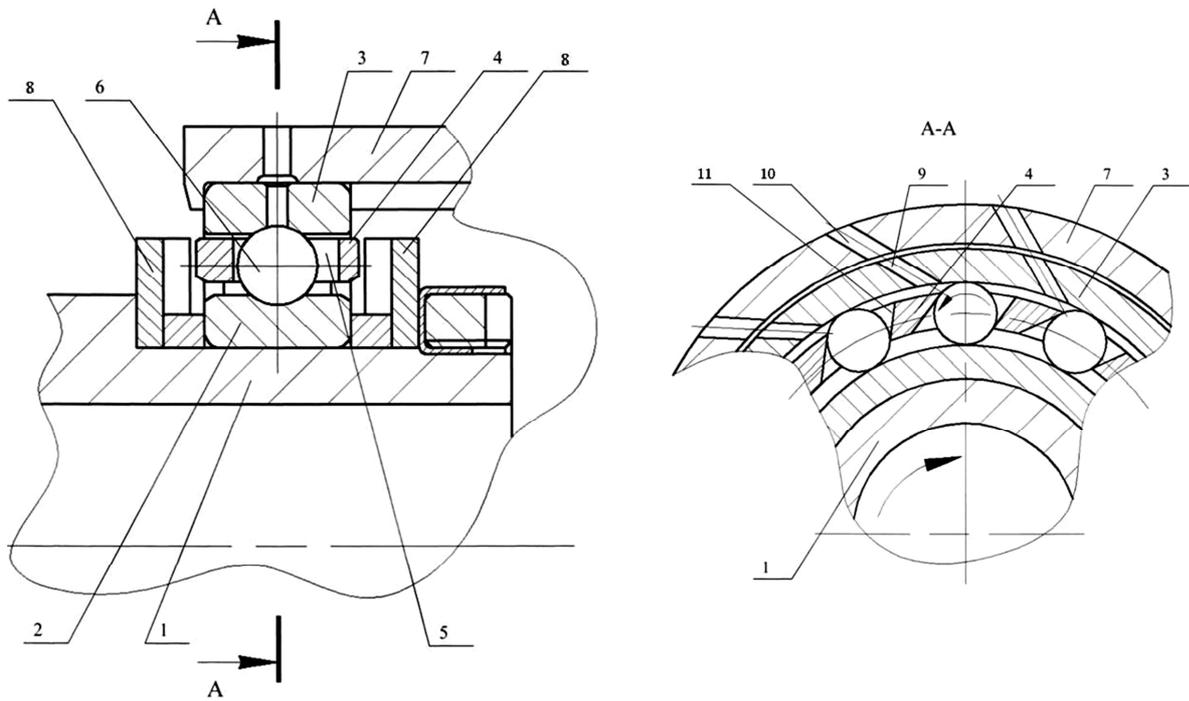


Рис. 8. Подшипниковая опора вала ГТД
Fig. 8. The bearing support of the shaft in a gas turbine engine

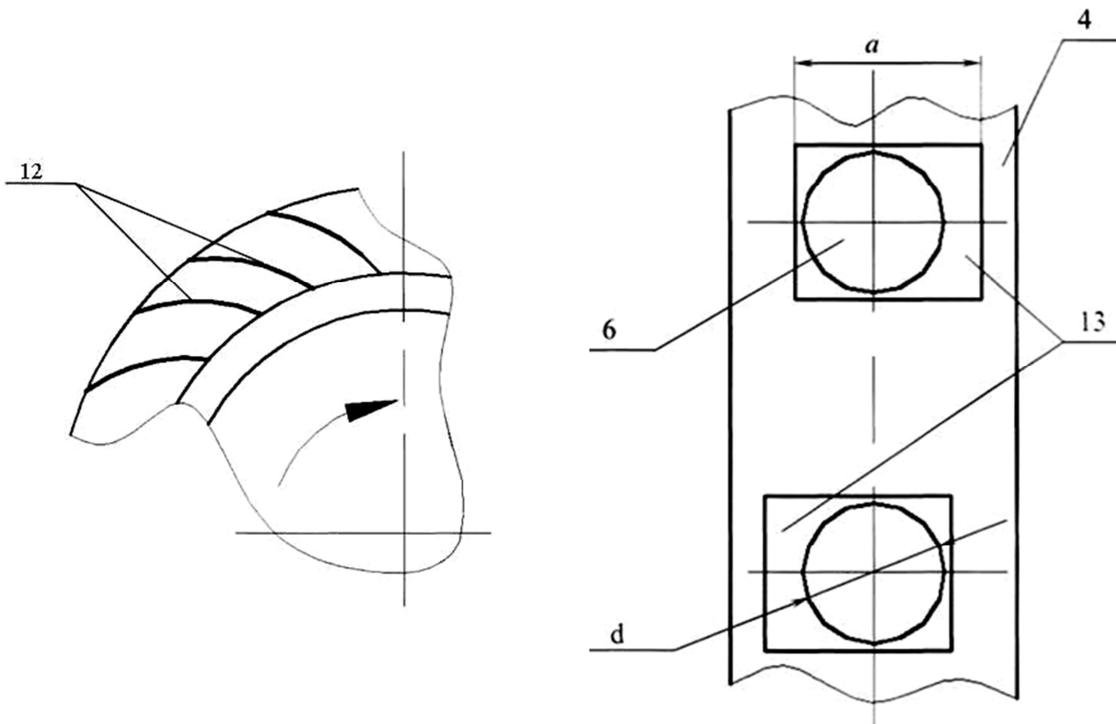


Рис. 9. Центробежное колесо с элементами отвода масла
Fig. 9. The centrifugal wheel with oil return elements

Рис. 10. Сепаратор с пазами
Fig. 10. The separator with grooves

Сравнив конструкции опор валов ГТД [7] на рис. 7, б и на рис. 8–10 [8], можно отметить, что общими для обеих конструкций являются вал, корпус, где с гарантированным зазором установлена наружная обойма подшипника, сепаратор с гнездами, в которые установлены тела качения, и маслоподводящие каналы, выполненные в корпусе и наружной обойме подшипника, при этом маслоподводящие каналы в наружной обойме подшипника выполнены в направлении вращения вала. Отличительной чертой спроектированной конструкции является то, что предложенная опора вала ГТД содержит два центробежных колеса с элементами отвода масла, установленных на валу с торцов подшипника, элементы отвода масла которого наклонены в направлении вращения вала, при этом маслоподводящие каналы в корпусе также наклонены в направлении вращения вала и соосны маслоподводящим каналам в наружной обойме подшипника. При этом боковые поверхности гнезд сепаратора выполнены наклонными в направлении вращения тел качения; ширина гнезда сепаратора превышает диаметр тела качения; гнезда сепаратора выполнены в шахматном порядке относительно друг друга; элементы отвода масла выполнены в виде лопаток или выборок.

Для улучшения подвода масла к внутренней обойме подшипника боковые поверхности гнезд сепаратора могут быть выполнены наклонными в направлении вращения тел качения, при этом ширина гнезда сепаратора может превышать диаметр тела качения. Для фиксации сепаратора в подшипнике в осевом направлении гнезда сепаратора могут быть выполнены в шахматном порядке относительно друг друга.

Предложенный узел опоры функционирует следующим образом. При работе двигателя масло под давлением подается в каналы 8 корпуса 7 и далее по каналам 9 в наружном 3 кольце подшипника в полость между наружным кольцом и сепаратором 4. По гнездам 5 сепаратора масло переходит в полость между сепаратором 4 и внутренним 2 кольцом подшипника, из которой центробежными силами, созданными элементами 11 отвода масла центробежных колес 10, выбрасывается в маслокarter опоры вала (рис. 8–10).

Выводы

Проанализировав результаты проведенного исследования, можно сделать следующие выводы:

1. При проектировании подшипниковой опоры вала ГТД необходимо применять нетрадиционные, а улучшенные условия смазки и усиления охлаждения подшипника, т. е. использовать процесс регулирования микрорельефа на рабочих поверхностях в период притирки, чтобы исключить приработочный этап.
2. Спроектированная конструкция подшипниковой опоры ГТД создает более благоприятные условия для смазки. Интенсивность предложенного способа смазки позволяет уменьшить тепловыделение в зонах контакта тел качения с наружной и внутренней обоймами подшипника, что приведет к увеличению КПД опоры ГТД за счет равномерного подвода масла в зону контакта и его принудительного отвода из опоры качения, тем самым повышается контактная прочность деталей.

Библиографический список

1. Турбомашина : пат. 2482282 Рос. Федерация / Зыкунов Ю. И., Канахин Ю. А., Кирюхин В. В. [и др.]. № 2012107592/06 ; заявл. 29.02.2012.
2. Опора газотурбинного двигателя : пат. 2189475 Рос. Федерация / Кузнецов В. А., Тункин А. И., Колесников Ю. К. № 2000126920/06 ; заявл. 26.10.2000 ; опубл. 20.09.2002.
3. Подшипниковый узел двигателя : пат. 2395702 Рос. Федерация / Сергеев В. Б., Жорник И. В. № 2008143838/06 ; заявл. 05.11.2008 ; опубл. 06.11.2011.
4. Узел межвальной опоры газотурбинного двигателя : пат. 2303148 Рос. Федерация / Зенкова Л. Ф., Кикоть Н. В., Колобов Г. И. [и др.]. № 2005138154/06 ; заявл. 08.12.2005 ; опубл. 20.07.2007.
5. Передняя опора турбины низкого давления газотурбинного двигателя : пат. 2312997 Рос. Федерация / Зенкова Л. Ф., Кикоть Н. В., Колобов Г. И. [и др.]. № 2004122469/06 ; заявл. 23.07.2004 ; опубл. 20.12.2007.
6. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М. : Машиностроение, 1974. 540 с.
7. Подшипник качения для высокооборотного ротора турбомшины : а. с. № 377571 / Честнов М. А., Башмаков И. М. № 1606146/24-6 ; заявл. 30.12.1970 ; опубл. 29.06.1973.
8. Узел опоры газотурбинного двигателя : пат. 126056 Рос. Федерация / Никифоров В. А., Шеховцева Е. В. № 2012140819/11 ; заявл. 24.09.2012 ; опубл. 20.02.2013.

References

1. Turbomashina [The turbomachine] : pat. 2482282 Ros. Federatsiya / Zykunov Yu. I., Kanahin Yu. A., Kiryuhin V. V. [i dr.]. N 2012107592/06 ; zayavl. 29.02.2012.
2. Opora gazoturbinnogo dvigatelya [Bearing of gas-turbine engine] : pat. 2189475 Ros. Federatsiya / Kuznetsov V. A., Tunkin A. I., Kolesnikov Yu. K. N 2000126920/06 ; zayavl. 26.10.2000 ; opubl. 20.09.2002.
3. Podshipnikovyi uzul dvigatelya [Bearing unit of engine] : pat. 2395702 Ros. Federatsiya / Sergeev V. B., Zhornik I. V. N 2008143838/06 ; zayavl. 05.11.2008 ; opubl. 06.11.2011.

4. Uzel mezhvalnoy opory gazoturbinnogo dvigatelya [Unit of bearing between shafts in a gas-turbine engine] : pat. 2303148 Ros. Federatsiya / Zenkova L. F., Kikot N. V., Kolobov G. I. [i dr.]. N 2005138154/06 ; zayavl. 08.12.2005 ; opubl. 20.07.2007.

5. Perednyaya opora turbiny nizkogo davleniya gazoturbinnogo dvigatelya [Entry way bearing of low-pressure turbine in a gas-turbine engine] : pat. 2312997 Ros. Federatsiya / Zenkova L. F., Kikot N. V., Kolobov G. I. [i dr.]. N 2004122469/06 ; zayavl. 23.07.2004 ; opubl. 20.12.2007.

6. Skubachevskiy G. S. Aviatsionnye gazoturbinnye dvigateli. Konstruktsiya i raschet detaley [Aviation gas-turbine engines. Structure and calculation of details]. M. : Mashinostroenie, 1974. 540 p.

7. Podshipnik kacheniya dlya vysokooborotnogo rotora turbomashiny [Rolling bearing for high-speed rotor of turbomachine] : a. s. N 377571 / Chestnov M. A., Bashmakov I. M. N 1606146/24-6 ; zayavl. 30.12.1970 ; opubl. 29.06.1973.

8. Uzel opory gazoturbinnogo dvigatelya [Unit of bearing in a gas-turbine engine] : pat. 126056 Ros. Federatsiya / Nikiforov V. A., Shehovtseva E. V. N 2012140819/11 ; zayavl. 24.09.2012 ; opubl. 20.02.2013.

Сведения об авторе

Шеховцева Евгения Владимировна – пр. Ленина, 163, г. Рыбинск, Ярославская область, Россия, 152903; ОАО «Научно-производственное объединение "Сатурн"», опытно-конструкторское бюро, канд. техн. наук, вед. инженер-конструктор; e-mail: janevsh@mail.ru

Shehovtseva E. V. – 163, Lenin Avenue, Rybinsk, Yaroslavl Region, Russia, 152903; PC «Scientific and Production Association "SATURN"», Design Department, Cand. of Tech. Sci., Leader Engineer-Designer; e-mail: janevsh@mail.ru

E. V. Shehovtseva

Improvement of bearing support lubrication

Gas turbine engine bearing supports is an important part in providing product efficiency of general and special-purpose engineering industry. Attempts are being made to increase efficiency of bearing support. Such attempts are caused by the modern tendency of the development of engineering striving for compact machines and units possessing increased reliability and durability. Researches on finding discrepancies in operation of support for this purpose have been executed. The reasons of occurrence the fatigue crumbling on external bearing races at different stages development of working surface damage have been investigated. The basic constructions of support of shaft for the aviation gas turbine engine and methods of their lubrication have been considered. Shortcomings of existing methods of lubrication of bearing supports have been marked. The upgraded construction of the module of gas turbine bearing shaft, which allows to improve conditions of lubrication and bearing cooling as a result of a uniform oil feed to the contact zones of outside bearing race and rolling elements and forced oil removal from contact zones of inside bearing race and rolling elements has been suggested. The task of improving conditions of lubrication supply to an internal holder of the bearing has been solved. The developed design allows applying unconventional methods of lubrication and cooling of a bearing support. Thus it is recommended to use process of regulation of a microrough on working surfaces bearing support during grinding-in. It will allow to improve a stage grinding-in and to increase reliability and durability of bearing support.

Key words: shaft bearing, bearing, oil-air lubrication supply and oil-air lubrication return, external and internal bearing races, crumbling or fatigue spalling (pitting), bearing treadmill.