

МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКА В МАШИНОСТРОЕНИИ

DOI: 10.26730/1999-4125-2019-4-35-41

УДК 621.822.1

РЕСУРС ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С УЧЕТОМ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА

SLIDING BEARING RESOURCE ACCOUNTING REPAIR TECHNOLOGY

Плотников Вячеслав Алексеевич

канд. тех. наук, доцент, e-mail: plotnikovva@kuzstu.ru

Vyacheslav A. Plotnikov

C. Sc. in Engineering, Associate Professor

Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 650000, Россия,
г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, 28, Vesennyaya St., Kemerovo, 650000, Russian
Federation

Аннотация:

В статье изложен метод расчета доремонтного и полного ресурса подшипника скольжения по критериям износа при различных методах восстановления. Предлагаемый расчет основан на предположении, что процесс износа деталей подшипника установившийся, т.е. интенсивности изнашивания опорной шейки вала и вкладышей постоянны и не зависят от наработки. Необходимость определения ресурса подшипников возникает как при проектировании динамического оборудования (компрессоры, турбины, насосы и др.), так и при эксплуатации данного оборудования, например, при разработке графиков ремонта или при определении остаточного ресурса. Сущность рассматриваемого метода расчета ресурса заключается в составлении математической модели для контролируемого параметра, по которому оценивается величина дефекта подшипника. Затем по модели рассчитывается ресурс. Его величина равна наработке, при которой дефект достигнет предельной величины. В зависимости от метода восстановления подшипника в модель вводятся соответствующие параметры, например, степень восстановления ресурса, припуск на обработку опорных шеек, доля ремонтов с восстановлением шеек и др.

Ключевые слова: подшипник скольжения, критерий износа, математическая модель, ресурс.

Abstract:

The article describes a method for calculating the pre-repair and full life of a plain bearing according to wear criteria for various repair methods. The proposed calculation is based on the assumption that the process of wear of bearing parts is steady, i.e. the wear rates of the bearing shaft neck and liners are constant and do not depend on the operating time. The need to determine the life of bearings arises both when designing dynamic equipment (compressors, turbines, pumps, etc.) and when operating this equipment, for example, when developing repair schedules or when determining the residual life. The essence of the considered method of calculating the resource consists in the compilation of mathematical models for a controlled parameter, by which the magnitude of the bearing defect is estimated. Then the resource is calculated by this model. Its value is equal to the time at which the defect reaches its maximum value. Depending on the method of bearing restoration, the corresponding parameters are entered into the model, for example, the degree of resource recovery, processing allowance for supporting necks, the proportion of repairs with the restoration of necks, etc.

Key words: sliding bearing, wear criterion, mathematical model, resource.

Подшипники скольжения нашли широкое применение в машиностроении благодаря ряду достоинств [1]:

- способность воспринимать значительные динамические нагрузки, в том числе ударные;
- способность работать в широком

диапазоне скоростей вращения;

- возможность разборного исполнения с продольно-осевым разъемом, что актуально для коленчатых валов и шатунов;
- обладание хорошей ремонтпригодностью и эксплуатационной надежностью;
- бесшумность в работе, малая критичность к коррозионным свойствам среды.

Разработано большое количество конструкций подшипников скольжения, которые могут быть классифицированы по различным параметрам и признакам, например:

- по направлению действия воспринимаемой нагрузки – опорные (радиальная нагрузка), упорные (осевая нагрузка), опорно-упорные;
- по режиму трения – сухого, граничного, полужидкостного, жидкостного трения;
- по агрегатному состоянию смазочного вещества – с твердой, пластичной, жидкой, газообразной смазкой;
- по конструктивному исполнению деталей, образующих неподвижную несущую поверхность – цельные втулки и вкладыши, продольно-разъемные, сегментные и самоустанавливающиеся вкладыши.

Полная информация о классификации подшипников скольжения, а также установленная для них терминология содержится в нормативных документах [2, 3]. В настоящей работе рассматриваются радиальные подшипники скольжения с цельными втулками или разъемными вкладышами, работающие в режиме жидкостного трения. Тем не менее, изложенный материал может быть применен к любым подшипникам скольжения, для которых применимо предположение, что при стационарной эксплуатации интенсивность изнашивания вала и вкладышей изменяется незначительно и в расчетах ресурса данные параметры могут приниматься как величины постоянные.

В современных конструкциях ответственного динамического оборудования (турбины, компрессоры и насосы центробежные и поршневые и т.д.) в качестве опор ротора часто применяют подшипники скольжения, в которых жидкая смазка подается в рабочую зону под давлением. Теория, подбор подшипниковых материалов и смазки, расчет геометрических и рабочих параметров, рекомендации по проектированию таких подшипников изложены в нормативных документах и в печатных изданиях [4 - 12]. В работах [13, 14] описаны принципы и методы расчета ресурса вала и вкладышей как отдельно взятых деталей. Однако расчету ресурса (доремонтного, послеремонтного, остаточного, полного) подшипника скольжения в целом не уделено достаточного внимания, несмотря на актуальность данной задачи. Необходимость расчета ресурса подшипника скольжения возникает как при проектировании оборудования, например, при определении ремонтных нормативов и показателей

надежности, так и при эксплуатации оборудования, например, при составлении графиков ремонта или при продлении срока службы. Важно также отметить, что ресурс любого восстанавливаемого подшипника скольжения в значительной степени зависит от технологии восстановления (ремонта).

Автор настоящей публикации с апреля 2011 г. по май 2016 г. входил в состав экспертной группы, которая проводила экспертизу промышленной безопасности компрессорного оборудования, эксплуатируемого в цехах и производствах КАО «Азот» г. Кемерово. Результаты анализа ремонтной документации поршневых и центробежных компрессоров показывают, что наиболее часто предельное состояние подшипников скольжения наступает вследствие превышения радиального зазора допустимой величины, установленной для эксплуатации. Высокая скорость роста зазора объясняется интенсивным износом баббитового или иного антифрикционного слоя вкладышей и в меньшей степени износом поверхности шейки вала. Рост дефектов формы (овальность, конусность) и увеличение шероховатости рабочих поверхностей вкладышей и вала происходит с меньшей скоростью. При перегрузках и нарушениях в работе системы смазки возможно появление поверхностных дефектов: трещин, задиров, рисок. Также установлено, что величина дефектов размеров и формы деталей пары трения пропорциональна наработке подшипника. Это подтверждает предположение о стационарности процессов износа при неизменных режимах эксплуатации оборудования. Характерные дефекты, контролируемые параметры, объем и методы контроля, номинальные и предельные значения дефектов для подшипников скольжения приведены в общих технических условиях на ремонт поршневых и центробежных компрессоров [15, 16].

Практика эксплуатации компрессорного оборудования показывает, что восстановление или замену вкладышей подшипников с целью восстановления зазоров требуется выполнять почти при каждом капитальном ремонте компрессора. Для устранения поверхностных дефектов и приведения в норму овальности и конусности опорных шеек вала применяют механическую обработку, которую обычно выполняют через один капитальный ремонт. В данной работе рассмотрен аналитический метод расчета ресурса опорных подшипников скольжения при различных методах ремонта. Предполагается, что подшипник работает в режиме установившегося износа вала и втулки (или вкладышей, воспринимающих основную нагрузку). Повышенный износ деталей подшипника при пусках, остановках или смене режима эксплуатации оборудования в данной работе не рассматривается. Предполагается, что начальные и номинальные размеры вала и втулки совпадают. В аналитическом методе использованы обозначения величин:

– τ – наработка подшипника (время

полезного функционирования);

- $d_{1н}$ – начальный диаметр шейки вала;
- d_1^* – предельный диаметр шейки вала;
- $d_{2н}$ – начальный диаметр отверстия втулки (вкладышей);
- d_2^* – предельный диаметр отверстия втулки;
- δ_n – начальный диаметральный зазор между валом и втулкой;
- δ^* – предельный диаметральный зазор между валом и втулкой;
- i_1 – интенсивность износа вала;
- i_2 – интенсивность износа втулки;
- Δ_l – припуск на механическую обработку вала;
- z – число ремонтов подшипника (замен втулок или вкладышей).

1. Ресурс подшипника скольжения при ремонте методом замены втулки без ее подгонки под размер вала

Этот способ ремонта широко используется для подшипников, у которых втулка выполнена из полимерного или композитного материала. В этом случае изношенная втулка заменяется на новую, аналогичную предыдущей, а для вала никакие восстановительные мероприятия не предусмотрены. Для указанных подшипников характерно то, что скорость износа втулки значительно превышает скорость износа вала. Критерии работоспособности подшипника соответствуют системе уравнений:

$$\begin{cases} d_1(\tau) \geq d_1^* \\ d_2(\tau) \leq d_2^* \\ \delta(\tau) \leq \delta^* \end{cases} \quad (1)$$

Уравнения, определяющие геометрические размеры подшипника в доремонтный период:

$$d_1(\tau) = d_{1н} - i_1 \cdot \tau \quad (2)$$

$$d_2(\tau) = d_{2н} + i_2 \cdot \tau \quad (3)$$

$$\delta(\tau) = d_2(\tau) - d_1(\tau) = \delta_n + \tau(i_1 + i_2) \quad (4)$$

Приравняв в уравнении (4) $\delta(\tau) = \delta^*$ и решая его относительно наработки, найдем доремонтный ресурс подшипника

$$R_{1,2} = \frac{\delta^* - \delta_n}{i_1 + i_2} \quad (5)$$

Две цифры в нижнем индексе обозначения ресурса указывают на то, что определяется ресурс подшипника, включающего обе детали – вал и втулку. Диаметр шейки вала перед первым ремонтом:

$$d_1(\tau = R_{1,2}) = d_{1н} - i_1 \cdot R_{1,2} = d_{1н} - i_1 \cdot \frac{\delta^* - \delta_n}{i_1 + i_2} \quad (6)$$

Начальный зазор в подшипнике после первого ремонта

$$\delta_n^{(1)} = d_{2н}^{(1)} - d_{1н}^{(1)} = d_{2н} - \left(d_{1н} - i_1 \cdot \frac{\delta^* - \delta_n}{i_1 + i_2} \right) = \frac{i_1 \cdot \delta^* + i_2 \cdot \delta_n}{i_1 + i_2} \quad (7)$$

В формуле (7) цифры верхнего индекса (в скобках) соответствуют номеру ремонта, т.е. числу

замен втулки.

Текущий диаметр шейки вала после первого ремонта

$$d_1^{(1)}(\tau) = d_{1н} - i_1(R_{1,2} + \tau) \quad (8)$$

Текущий диаметр отверстия втулки после первого ремонта

$$d_2^{(1)}(\tau) = d_{2н} + i_2\tau \quad (9)$$

Текущий зазор в подшипнике после первого ремонта

$$\begin{aligned} \delta^{(1)}(\tau) &= d_2^{(1)}(\tau) - d_1^{(1)}(\tau) \\ &= d_{2н} + i_2\tau - (d_{1н} - i_1(R_{1,2} + \tau)) \\ &= \delta_n + (i_1 + i_2)\tau + i_1 \cdot R_{1,2} \end{aligned} \quad (10)$$

Из условия недопустимости превышения предельного зазора, что соответствует неравенству - $\delta^{(1)}(\tau) \leq \delta^*$, получим выражение для вычисления ресурса подшипника после первого ремонта:

$$R_{1,2}^{(1)} = \frac{\delta^* - \delta_n - i_1 \cdot R_{1,2}}{i_1 + i_2} \quad (11)$$

Аналогичным образом получим расчетное выражение для ресурса после второго ремонта:

$$R_{1,2}^{(2)} = \frac{\delta^* - \delta_n - i_1(R_{1,2} + R_{1,2}^{(1)})}{i_1 + i_2} \quad (12)$$

После каждого ремонта сумма, стоящая в скобках числителя выражения (12), будет увеличиваться на слагаемое, представляющее собой ресурс подшипника предыдущего ремонта. Данная формула может быть преобразована к виду, в которой ресурс подшипника представлен функцией числа выполненных ремонтов (замен втулки), обозначенного символом z .

$$R_{1,2}^{(z)} = \frac{\delta^* - \delta_n - i_1 \cdot \sum_{j=0}^z R_{1,2}^{(j)}}{i_1 + i_2} \quad (13)$$

В формуле (13) при $z = 0$ будем иметь доремонтный ресурс подшипника. Число замен втулки, которое возможно при данном методе восстановления подшипника, ограничивается тем, чтобы степень восстановления ресурса (отношение ресурса после ремонта к доремонтному ресурсу) не стала меньше нормативной величины, т. е., $r = R_{1,2}^{(z)} / R_{1,2} \geq r^*$. Как правило, нормативная степень восстановления ресурса (r^*) назначается из условия, чтобы ресурс объекта после ремонта был достаточным для обеспечения безотказной работы до планового ремонта, при котором предусмотрено его восстановление. Суммарный ресурс подшипника при ремонте указанным методом определится как сумма доремонтного ресурса и всех послеремонтных ресурсов, соответствующих заданной степени восстановления ресурса. На рис. 1 показана графическая интерпретация аналитического решения задачи, рассмотренной выше.

2. Ресурс подшипника скольжения при ремонте методом установки втулки, подогнанной под размер вала

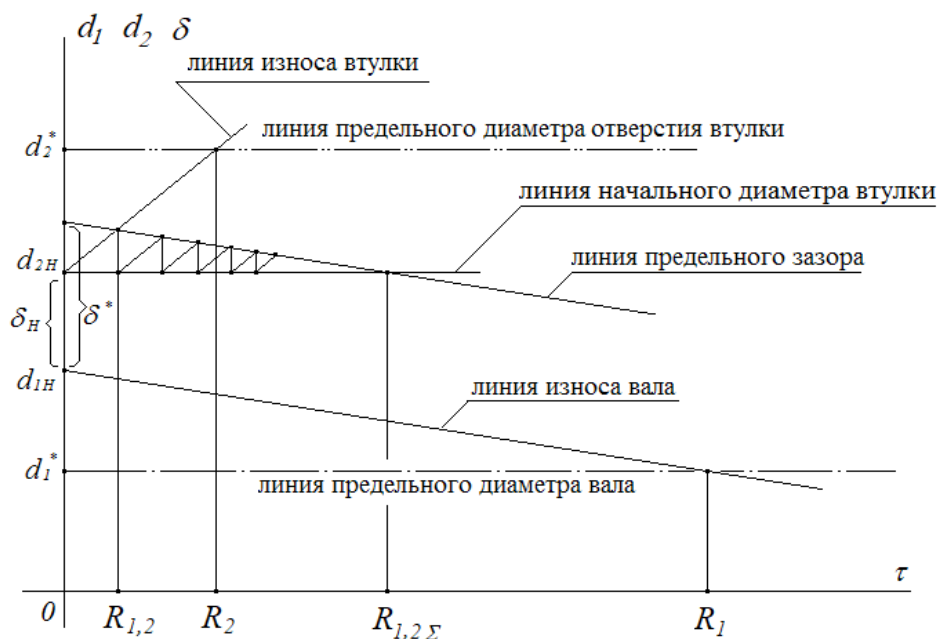


Рис. 1. График изменения размеров деталей подшипника скольжения при его восстановлении путем замены втулки без ее подгонки под размер вала

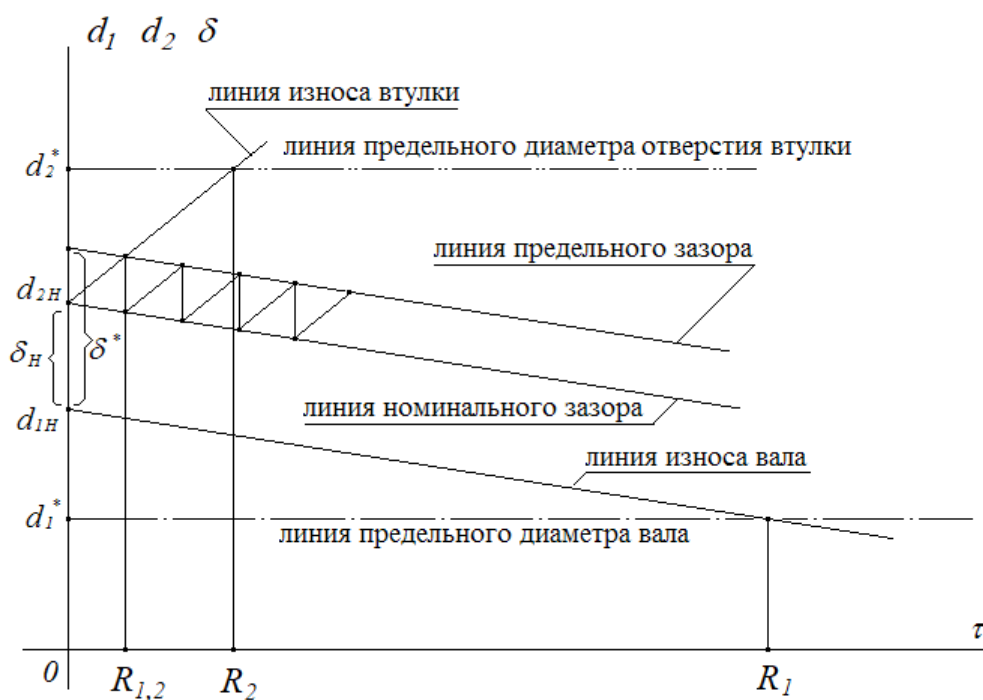


Рис. 2. График изменения размеров деталей подшипника скольжения при ремонте методом установки втулки, подогнанной под размер вала

На рис. 2 представлен график изменения размеров вала и втулки при ремонте подшипника скольжения методом замены изношенной втулки новой втулкой, подогнанной под текущий размер вала. При каждом ремонте подшипника диаметральный зазор между валом и втулкой приводится к

номинальной величине, поэтому все послеремонтные ресурсы будут одинаковыми и равными доремонтному ресурсу – $R_{1,2}$. Полный ресурс подшипника будет равен произведению доремонтного ресурса на число возможных замен втулки:

$$R_{1,2\Sigma} = R_{1,2} \cdot z \quad (14)$$

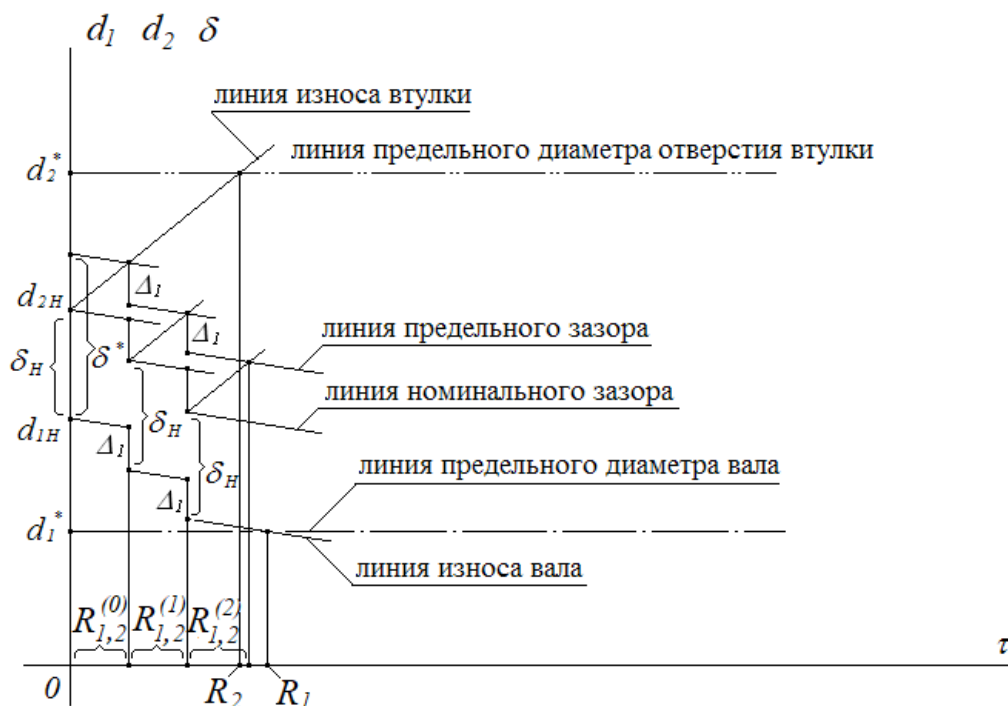


Рис. 3. График изменения размеров деталей подшипника скольжения при ремонте методом механической обработки шейки и подгонки втулки под размер вала

Число возможных замен втулки можно определить по отношению ресурса вала к доремонтному ресурсу подшипника

$$z = \frac{R_1}{R_{1,2}} = \frac{(d_{1H} - d_1^*)/i_1}{(\delta^* - \delta_H)/(i_1 + i_2)} \quad (15)$$

Полученный по формуле (15) результат следует округлить до ближайшего меньшего целого значения

3. Ресурс подшипника скольжения при ремонте методом механической обработки вала и подгонки втулки под размер вала

В данном случае после наступления предельного состояния подшипника вал подвергается механической обработке с целью устранения дефектов. Новая втулка для замены изготавливается под размер обработанного вала. Диаметр отверстия втулки назначается такой величины, при которой обеспечивается номинальный зазор между восстановленным валом и втулкой.

Если при ремонте подшипника выполняется механическая обработка шейки вала, ее диаметр дополнительно уменьшается на величину припуска на обработку вала Δ_1 . Определим размер шейки вала после произвольного числа выполненных ремонтов. Введем следующие обозначения: k – число ремонтов, в которых шейка подвергалась механической обработке, $\xi = k/z$ – доля ремонтов подшипника, в которых производилась обработка вала. Будем также полагать, что ремонты с обработкой

шейки распределены равномерно в течение периода эксплуатации.

Диаметр шейки вала после z -го ремонта определяется по формуле

$$d_1(z) = d_{1H} - i_1 \cdot R_{1,2} \cdot (z + 1) - \Delta_1 \cdot z \cdot \xi \quad (16)$$

Предельное состояние подшипника наступает в том случае, если фактический диаметр шейки вала станет равен предельному диаметру. Приравняв в формуле (16) $d_1(z) = d_1^*$ и расположив известные величины с правой стороны, будем иметь:

$$z \cdot R_{1,2} \cdot i_1 + z \cdot \xi \cdot \Delta_1 = d_{1H} - d_1^* - R_{1,2} \cdot i_1 \quad (17)$$

Решая уравнение (17) относительно величины z , получим:

$$z = \frac{d_{1H} - d_1^* - i_1 \cdot R_{1,2}}{i_1 \cdot R_{1,2} + \xi \cdot \Delta_1} \quad (18)$$

Полученный результат следует округлить до ближайшего целого меньшего значения z_p (расчетное число ремонтов). Полный расчетный ресурс подшипника следует вычислять по формуле:

$$R_{1-2\Sigma} = R_{1-2} \cdot (z_p + 1) \quad (19)$$

Если при ремонтах припуск на обработку шеек вала варьируется от $\Delta_{1\max}$ до $\Delta_{1\min}$, в формулу (18) следует подставлять среднее значение припуска на обработку $\Delta_{\text{ср.}} = (\Delta_{1\max} + \Delta_{1\min}) / 2$. На рис. 3 показано графическое решение данной задачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения. - М.: МАШГИЗ, 1963 - 243 с.
2. ГОСТ ИСО 4378-1-2001. Подшипники скольжения. Термины, определения и классификация. Часть 1. Конструкция, подшипниковые материалы и их свойства. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. - 17 с.
3. ГОСТ ИСО 4378-4-2001 Подшипники скольжения. Термины, определения и классификация. Часть 4. Расчетные параметры и их обозначения. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. - 11 с.
4. ГОСТ ИСО 7902-1-2001 Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. - 27 с.
5. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ. / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, И.С. Комбалов. - М.: Машиностроение. 1977 - 526 с.
6. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн. Книга 2. / Под. ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. - М.: Машиностроение, 1979. - 358 с.
7. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. - М.: Машиностроение. 1984. 280 с.
8. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2003. - 576 с.
9. Воскресенский, В.А. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. - М.: Машиностроение, 1980. - 224 с.
10. Квитницкий, Е.И. Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник. / Е.И. Квитницкий, Н.Ф. Киркач - М.: Машиностроение, 1979. - 70 с.
11. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. Под ред. П.Н. Учаева - 3-е изд. исправ. - М.: Машиностроение, 1988. - 544 с.
12. Типей, Н.Н. Подшипники скольжения. Расчет, проектирование, смазка / Н.Н. Типей, В.Н. Константинову, А. Ника, О. Бицэ. - Бухарест, 1964. - 457 с.
13. Когаев, В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. / Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. - М.: Машиностроение, 1985, 224 с.
14. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. - М.: Высшая школа, 1991. - 319 с.
15. Центробежные компрессоры. Общие технические условия на ремонт УО 38.12. 007 - 87 / А.Е. Фолиянц, Н.В. Мартынов, А.С. Булыгин и др. ВНИКТИнефтехимоборудования. Волгоград: Полиграф. пр. об. Offset. 1989 - 367с.
16. Общие технические условия по ремонту поршневых компрессоров. ОТУ-85. Министерство нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности СССР. ВНИКТИнефтехимоборудования. Волгоград 1985. - 362с.

REFERENCES

1. Chernavskij, S.A. Podshipniki skol'zheniya. - M.: MASHGIZ, 1963 - 243 s.
2. GOST ISO 4378-1-2001. Podshipniki skol'zheniya. Terminy, opredeleniya i klassifikaciya. Chast' 1. Konstrukciya, podshipnikovye materialy i ih svoystva. - M.: IPK Izdatel'stvo standartov, 2002. - 17 s.
3. GOST ISO 4378-4-2001 Podshipniki skol'zheniya. Terminy, opredeleniya i klassifikaciya. Chast' 4. Raschetnye parametry i ih oboznacheniya. - M.: IPK Izdatel'stvo standartov, 2002. - 11 s.
4. GOST ISO 7902-1-2001 Gidrodinamicheskie radial'nye podshipniki skol'zheniya, rabotayushchie v stacionarnom rezhime. Kruglocilindricheskie podshipniki. CHast' 1. Metod rascheta. - M.: IPK Izdatel'stvo standartov, 2002. - 27 s.
5. Kragel'skij, I.V. Osnovy raschetov na trenie i iznos. / I.V. Kragel'skij, M.N. Dobychin, I.S. Kombalov. - M.: Mashinostroenie. 1977 - 526 s.
6. Trenie, iznashivanie i smazka: Spravochnik v 2-h kn. Kniga 2. / Pod. red. I.V. Kragel'skogo i V.V. Alisina. - M.: Mashinostroenie, 1979. - 358 s.

7. Kragel'skij, I.V. Uzly treniya mashin: Spravochnik / I.V. Kragel'skij, N.M. Mihin. – M.: Mashinostroenie. 1984. 280 s.
8. Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotekhnika) / A.V. Chichinadze, E.M. Berliner, E.D. Braun i dr.; Pod obshch. red. A.V. Chichinadze. – M.: Mashinostroenie, 2003. – 576 s.
9. Voskresenskij, V.A. Raschet i proektirovanie opor skol'zheniya (zhidkostnaya smazka): Spravochnik / V.A. Voskresenskij, V.I. D'yakov. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 224 s.
10. Kvitnickij, E.I. Raschet opornyh podshipnikov skol'zheniya: Spravochnik. / E.I. Kvitnickij, N.F. Kirkach - M.: Mashinostroenie, 1979. - 70 s.
11. Orlov P.I. Osnovy konstruirovaniya: Spravochno-metodicheskoe posobie. V 2-h kn. Kn. 2, Pod red. P.N. Uchaeva – 3-e izd. isprav. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 544 s.
12. Tipej, N.N. Podshipniki skol'zheniya. Raschet, proektirovanie, smazka / N.N. Tipej, V.N. Konstantinesku, A. Nika, O. Bice. – Buharest, 1964. – 457 s.
13. Kogaev, V.P. Raschety detalej mashin i konstrukcij na prochnost' i dolgovechnost'. / N.A. Mahutov, A.P. Gusenkov. - M.: Mashinostroenie, 1985, 224 s.
14. Kogaev, V.P. Prochnost' i iznosostojkost' detalej mashin / V.P. Kogaev, YU.N. Drozdov. – M.: Vysshaya shkola, 1991. – 319 s.
15. Centrobezhnye kompressory. Obshchie tekhnicheskie usloviya na remont UO 38.12. 007 – 87 / A.E. Foliyanc, N.V. Martynov, A.S. Bulygin i dr. VNIKTIneftekhimoborudovaniya. Volgograd: Poligraf. pr. ob. Ofset. 1989 – 367s.
16. Obshchie tekhnicheskie usloviya po remontu porshnevnyh kompressorov. OTU-85. Ministerstvo neftepererabatyvayushchej i neftekhimicheskoy promyshlennosti SSSR. VNIKTIneftekhimoborudovaniya. Volgograd 1985. – 362s.

Поступило в редакцию 05.05.2019
Received 05 May 2019