

УДК 621.771.06:620.178.162

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЛУНЖЕРНЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИТИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УПЛОТНЯЮЩИХ УЗЛОВ

Анцупов А.В. (мл.), Анцупов А.В., Налимова М.В., Анцупов В.П., Русанов В.А.
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»,
Магнитогорск, e-mail: volody-74mgn@mail.ru

В статье рассмотрено решение актуальной задачи повышения технико-экономических показателей широкополосных станов горячей прокатки, уровень которых в настоящее время определяет долговечность плунжерных гидроцилиндров (ПГЦ) системы уравнивания прокатных валков. Ресурс гидроцилиндров, в свою очередь, зависит от износостойкости уплотняющих узлов. Поэтому для поиска эффективных решений по увеличению долговечности ПГЦ разработана аналитическая методика определения класса/разряда износостойкости герметизирующих узлов и прогнозирования их ресурса. В основу методики положено базовое уравнение энерго-механической теории для проектной оценки скорости изнашивания стационарных сопряжений, которое сформулировано для расчетной схемы, начальных и граничных условий работы герметизирующих узлов плунжерных гидроцилиндров. В компьютерном эксперименте уплотнения из различных материалов «истирали» о плунжер с различными антифрикционными покрытиями. По результатам компьютерного эксперимента установлен ряд способов повышения износостойкости герметизирующих устройств и повышения долговечности ПГЦ на основе применения более износостойких эластомеров и двухслойных металл-полимерных покрытий. Наиболее эффективные способы прошли экспериментальную проверку и внедрены в промышленную эксплуатацию.

Ключевые слова: уплотняющий (герметизирующий) узел, плунжерный гидроцилиндр, трибодиагностирование, класс/разряд износостойкости, долговечность, прогнозирование, ресурс

FORECASTING AND INCREASING OF THE DURABILITY OF PLUNGER HYDRAULIC CYLINDERS BASED ON ANALYTICAL DIAGNOSING OF SEALING UNITS

Antsupov A.V. (jr.), Antsupov A.V., Nalimova M.V., Antsupov V.P., Rusanov V.A.
Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, e-mail: volody-74mgn@mail.ru

The article considers the solution of the actual problem of increasing the technical and economic indicators of broadband hot rolling mills, which level currently determines the durability of the plunger hydraulic cylinders (PHC) of the balance rolls' system. The resource of the hydraulic cylinders, in its turn, depends on the wear resistance of the sealing units. Therefore, in order to find effective solutions for increasing the durability of the PHC, an analytical method for determining the wear resistance class of sealing units and predicting their resource has been developed. The basis of the methodology is the basic equation of the energy-mechanical theory for the design estimate of the wear rate of stationary interfaces, which is formulated for the design scheme, the initial and boundary conditions for the operation of the sealing units of the plunger hydraulic cylinders. In a computer experiment, seals from various materials were «abraded» on the plunger with various anti-friction coatings. According to the results of the computer experiment, a number of ways to increase the wear resistance of sealing devices and increase the durability of the PHC based on the use of more wear resistant elastomers and two-layer metal-polymer coatings are established. The most effective methods have been tested experimentally and put into commercial operation.

Keywords: sealing (hermetic) units, plunger hydraulic cylinders, tribodiagnosis, wear resistance class/rank, durability, forecasting, resource

Актуальной проблемой теории надежности герметизирующих узлов является прогнозирование их износостойкости и долговечности с использованием современных физико-математических моделей. В этом случае еще на стадии проектно-конструкторской разработки становится возможным не только выполнить аналитическое трибодиагностирование исследуемых сопряжений – установление класса/разряда (KI/p) их износостойкости по известному алгоритму И.В. Крагельского [7, 9], но и с необходимой степенью достоверности оценить ресурсные характеристики. Особую актуальность эти задачи приобретают

при проектировании уплотняющих узлов разнообразных гидравлических устройств. В частности, практически на всех современных широкополосных станах горячей прокатки в гидросистемах уравнивания рабочих валков, обеспечивающих высокую скорость их перемещения и точное позиционирование в клети, используют дополнительные плунжерные гидроцилиндры (ПГЦ), рис. 1.

В процессе прокатки из-за разности зазоров $l_{\text{пер}}$ между подушками верхнего и нижнего рабочих валков со стойками станины клети возникает результирующая сила $F_i = f_{\text{II}} \cdot G$, создающая момент опроки-

дывания плунжера 1, который уравновешивается моментом сил реакций $N_{вт}$ нажимной 4 и направляющей 6 бронзовых втулок. Здесь $f_{пл}$ – коэффициент трения между подушкой верхнего вала и торцом плунжера, G – часть веса верхних валков с подушками, приходящаяся на один плунжер. Вертикальные перемещения плунжера 1 относительно уплотнений 2, возникающие при прохождении концов каждой полосы в очаге деформации, приводят к интенсивному изнашиванию элементов.

Как показывает практика, скорость изнашивания уплотняющих элементов 2 на порядок выше скорости изнашивания бронзовых втулок 4, 6 и стального плунжера 1. Поэтому первой причиной отказа гидроцилиндров и остановки стана на их техническое обслуживание и ремонт является нарушение герметичности уплотняющей пары из-за износа уплотнений и падения давления в цилиндре из-за появления утечек рабочей жидкости. Другими словами, класс

износостойкости герметизирующих узлов «плунжер 1 – уплотнения 2» определяет не только ресурс ПГЦ, но и уровень эксплуатационной надежности гидросистемы в целом и технико-экономические показатели прокатного стана. В связи с этим возникает настоятельная необходимость повышения их износостойкости и ресурса.

Обычно при решении такого рода задач на этапе конструирования гидроустройств (особенно для вновь разрабатываемых, не имеющих аналогов объектов) проводят длительные испытания лабораторных или натурных образцов, что существенно увеличивает временные, материальные и финансовые затраты. Снизить или устранить затраты можно, на наш взгляд, решая эти задачи аналитически, без проведения модельных или натурных экспериментов, на основе математического моделирования процесса формирования отказов гидроустройств по критерию износостойкости герметизирующих элементов.

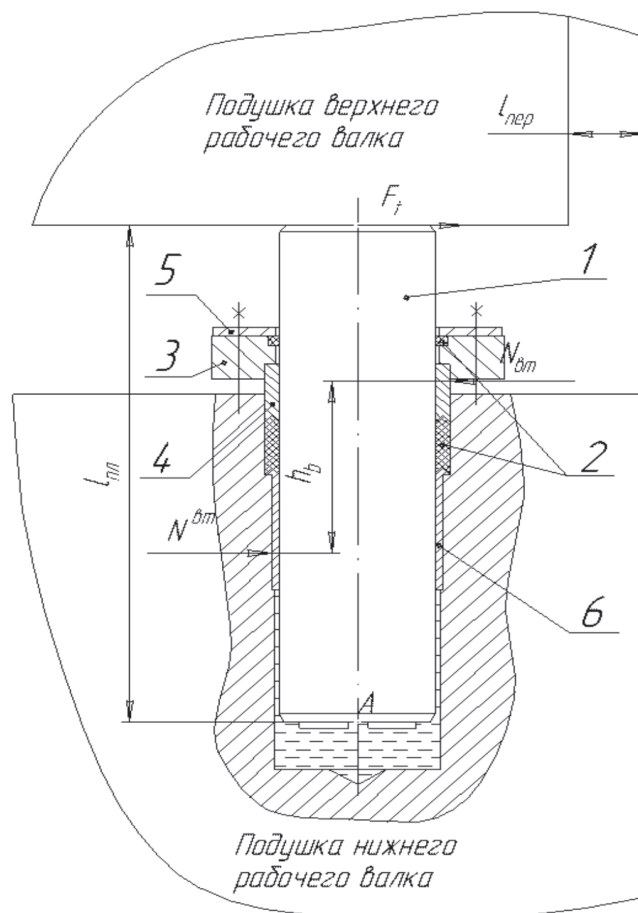


Рис. 1. Плунжерный гидроцилиндр уравновешивания валков: 1 – плунжер; 2 – уплотнения; 3 – крышка; 4 – втулка нажимная; 5 – шайба; 6 – втулка направляющая, $L_{пл}$ – длина плунжера; h_b – расстояние между силами $N^{от}$ реакций втулок

Поэтому целью работы является:

– разработка аналитической методики трибодиагностирования и расчета ожидаемого ресурса герметизирующих узлов плунжерных гидроцилиндров;

– проведение теоретических исследований износостойкости уплотняющих элементов из современных материалов в различных условиях трения и выбор эффективных решений для повышения долговечности плунжерных гидроцилиндров.

Для реализации цели, на наш взгляд, можно использовать базовые принципы теории параметрической надежности технических объектов [6] и основополагающие зависимости энерго-механической концепции изнашивания узлов трения [4, 12], полученные совместным решением уравнений молекулярно-механической [2] и структурно-энергетической [8, 11] теорий трения.

Аналитическая методика трибодиагностирования уплотнений и расчета проектного ресурса ПГЦ

При построении методики будем полагать, что пара трения «плунжер 1 – уплотнение 2» будет работать в стационарном режиме с постоянной средней скоростью усталостного изнашивания $\dot{y}$ уплотняющих элементов, пока в ней сохраняется натяг, предотвращая попадание в контакт абразивных частиц.

Методику аналитической оценки класса/разряда уплотняющих узлов и прогнозирования ресурса ПГЦ можно представить последовательностью следующих операций с учетом рекомендаций [7].

Первая операция. Определяем безразмерный показатель износостойкости уплотнений по уравнению [7]:

$$И = \Delta L / \Delta H = V_{\text{ск}} / \dot{y}, \quad (1)$$

где $\Delta H = \dot{y} \cdot t$ – износ уплотнений за время t со скоростью изнашивания $\dot{y}$ (на пути трения $\Delta L = V_{\text{ск}} \cdot t$); $V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения.

В рекомендациях [7] параметры, входящие в уравнение (1), предполагается определять по результатам статистической обработки результатов испытаний лабораторных или натурных пар трения. В данной работе для аналитической оценки показателя износостойкости используем базовое уравнение энерго-механической концепции изнашивания [4, 12], выведенное для «стационарных» герметизирующих сопряжений [5] в виде

$$\dot{y} = \alpha^* \cdot v \cdot f_{\text{мех}}^y \cdot p_{\text{max}} \cdot V_{\text{ск}} / \Delta u_{e*}, \quad (1.a)$$

где $\alpha^* = 1$ – коэффициент перекрытия площади трения уплотнения;

p_{max} – максимальные контактные напряжения в паре трения «плунжер 1 – уплотнение 2»;

v_2 – коэффициент преобразования внешней энергии в изменение внутренней энергии материала уплотняющих элементов;

$f_{\text{мех}}^y$ – среднее значение механической составляющей коэффициента трения в установившемся режиме;

$V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения плунжера 1 по уплотнениям 2;

Δu_{e*} – критическая энергоемкость материала уплотнений.

Параметры v_2 , $f_{\text{мех}}^y$, Δu_{e*} определяем по методике работы [5].

Максимальные контактные напряжения p_{max} в паре трения «плунжер 1 – уплотнение 2» определяем для расчетной схемы их нагружения, рис. 2. а, б, по уравнению

$$p_{\text{max}} = p_{a \text{ max}}^y + p_{\text{сж}}, \quad (1.б)$$

где $p_{a \text{ max}}^y$ – максимальные напряжения, действующие в наиболее нагруженной зоне точки «Е» контакта плунжера и уплотнения, определяемые по известной методике расчета соединений с натягом для заданных размеров, свойств материалов и внешних сил – активной силы F_t со стороны верхней подушки и погонных реактивных нагрузок $q(y)$ со стороны втулок 4 и 6, рис. 2;

$p_{\text{сж}}$ – напряжения, возникающие от сжатия уплотнений при сборке на заданную величину, определяемые из условия постоянства их объема.

Вторая операция. Представляем величину показателя износостойкости в показательной форме:

$$И = \alpha \cdot 10^{KI}. \quad (2)$$

Третья операция. Определяем класс износостойкости исследуемого образца или узла трения по целому числу KI – показателю степени числа 10 в выражении (2), в диапазоне от третьего до двенадцатого [7]:

$$KI = 3, 4, 5, \dots, 12. \quad (3)$$

Четвертая операция. Определяем разряд износостойкости от первого до пятого – $p = 1, 2, \dots, 5$, в зависимости от того, в какой интервал значений попадает рассчитанное число α в выражении (2):

$$\begin{aligned} p &= 1, \text{ если } 1,0 \leq \alpha < 1,59; \\ p &= 2, \text{ если } 1,59 \leq \alpha < 2,51; \\ p &= 3, \text{ если } 2,51 \leq \alpha < 3,98; \\ p &= 4, \text{ если } 3,98 \leq \alpha < 6,31; \\ p &= 5, \text{ если } 6,31 \leq \alpha < 10,0. \end{aligned} \quad (4)$$

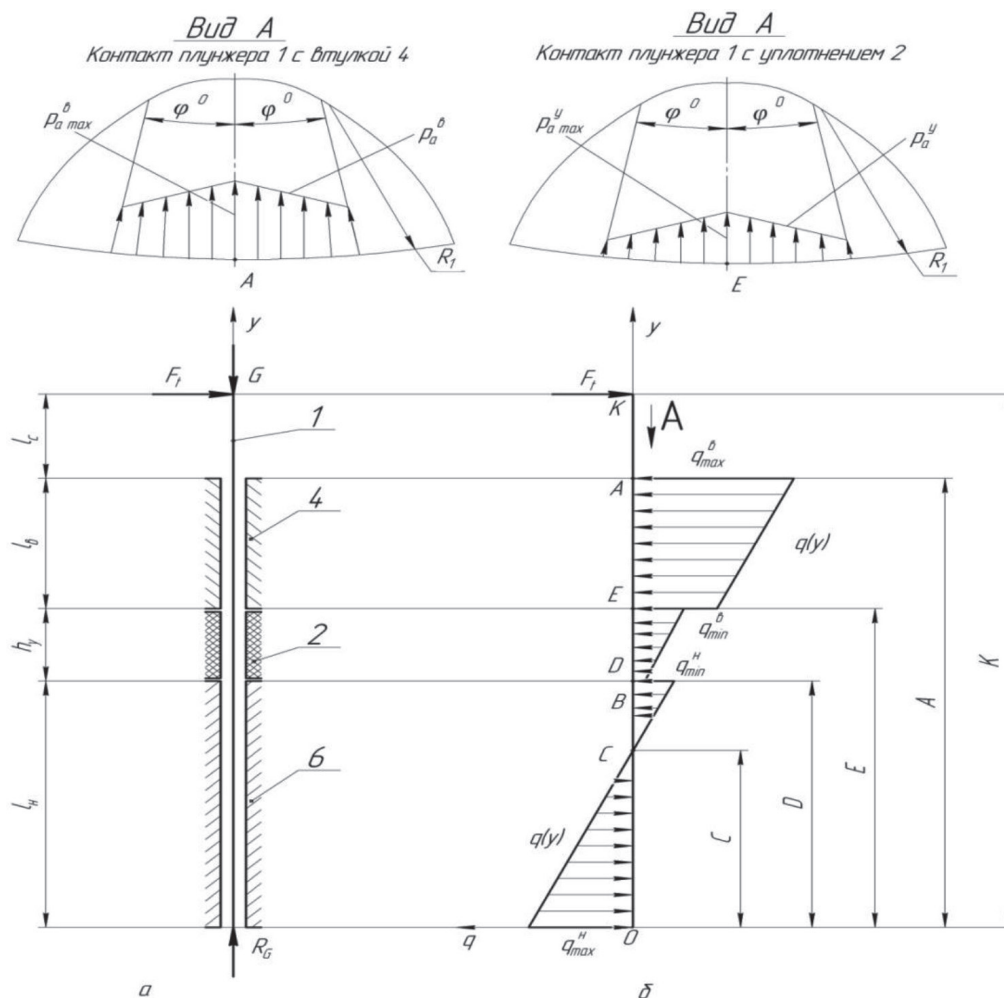


Рис. 2. Расчетная схема нагружения элементов плунжерного гидроцилиндра: а – расчетная схема ПГЦ; б – схема внешних нагрузок, действующих на плунжер: p_a^x , $p_{a\max}^x$ – этюра и максимальное напряжение, возникающее в наиболее нагруженной точке «А» в контакте плунжера 1 с нажимной втулкой 4; p_a^y , $p_{a\max}^y$ – этюра и максимальное напряжение, возникающее в наиболее нагруженной точке «Е» в контакте плунжера 1 с уплотнением 2

Например, если показатель износостойкости исследуемого сопряжения определен числом $I = 7,71 \cdot 10^8$, то класс и разряд износостойкости этого трибосопряжения будет равен $KI/p = 8/5$ [7].

Пятая операция. Рассчитываем проектный ресурс уплотняющих узлов по заданной допустимой величине предельного износа $[y]$ и найденному по (1.а) теоретическому значению скорости изнашивания $\dot{y}$:

$$\bar{t}_* = [y] / \dot{y}. \quad (5)$$

Аналитическая методика (1)–(5) далее использована для теоретической оценки и повышения износостойкости и ресурса плунжерных гидроцилиндров системы уравновешивания валков широкополосных станов.

План компьютерного эксперимента и результаты теоретических исследований

Компьютерный эксперимент состоял из трех групп виртуальных опытов (таблица), в каждой из которых уплотнения из пяти различных антифрикционных материалов «истираются» в различных условиях трения:

- о поверхность плунжера после шлифования без покрытий;
- о поверхность плунжера с двухслойным антифрикционным покрытием «латунь Л63 + фторопласт Ф4»;
- о поверхность плунжера с антикоррозионно-антифрикционным покрытием «алюминиевый сплав Д16 + фторопласт Ф4».

Результаты теоретического исследования износостойкости и долговечности ПГЦ различных модификаций

№ опыта	Материал плунжера – сталь 40Х Материал уплотнения	Скорость изнашивания, $\dot{y} \cdot 10^{-7}$ м/с	Класс и разряд износостойкости, $(KII/P)_i$	Средний ресурс, t_{npi} , ч	Коэффициент повышения ресурса K_{Pi}
1 группа – без покрытия					
1	СКН-26	1,40	5/1	2,48	1
2	Ф4	0,69	5/3	5,00	2,0
3	Ecoflon 1	0,48	5/3	7,17	2,9
4	Ecoruber 2	0,44	5/4	7,94	3,2
5	Ecopur	0,38	5/4	9,20	3,8
2 группа – покрытие Л63 + Ф4					
6	СКН-26	0,985	5/2	3,53	1,4
7	Ф4	0,488	5/4	7,11	2,9
8	Ecoflon 1	0,339	5/4	10,17	4,1
9	Ecoruber 2	0,293	5/5	11,87	4,8
10	Ecopur	0,241	5/5	14,38	5,8
3 группа – покрытие Д16 + Ф4					
11	СКН-26	1,04	5/2	3,33	1,3
12	Ф4	0,537	5/3	6,46	2,6
13	Ecoflon 1	0,377	5/4	9,18	3,7
14	Ecoruber 2	0,331	5/4	10,50	4,2
15	Ecopur	0,270	5/5	12,85	5,2

В качестве материалов уплотнений использованы фторопласты (Ф4, Ecoflon 1) и эластомеры (резина СКН-26, полиуретан Ecoruber 2 и Ecopur) [3, 10]. Материал плунжера – Сталь 40Х. Покрытия на плунжерах с требуемым уровнем физико-механических свойств формируются методом плакирования гибким инструментом [5].

Условия внешнего нагружения одинаковы для всех групп опытов и соответствуют промышленным условиям эксплуатации ПГЦ в пятой клети чистовой группы стана 2500 горячей прокатки: $F_t = 29,25$ кН; $V_{ск} = 1,94 \cdot 10^{-2}$ м/с. Предельно допустимый радиальный износ уплотнений – $[y] = 1,25 \cdot 10^{-3}$ м, определяется величиной минимального начального натяга уплотнения на плунжер для предотвращения образования зазора в процессе будущей эксплуатации.

Результаты аналитической трибодиагностики и долговечности – значения $(KII/P)_i$, проектного ресурса t_{npi} и коэффициента повышения долговечности $K_{Pi} = t_{npi}/t_{npi1}$, рассчитанные по методике (1)–(5) для всех исследованных модификаций ПГЦ, представлены в столбцах 4–6 таблицы. Здесь i – номер «опыта».

Очевидно, что в данных условиях эксплуатации все исследуемые варианты гермети-

зирующих узлов относятся к пятому классу износостойкости – $KII = 5$. Однако использование современных (по сравнению с применяемой на стане резиной СКН-26) материалов уплотнений и нанесение на плунжер антифрикционных покрытий переводят более шестидесяти процентов пар трения «плунжер – уплотнения» из первого разряда износостойкости – $KII/P = 5/1$ в четвертый-пятый разряды – $KII/P = 5/_{4-5}$ (см. выделенные темным фоном «опыты» в таблице).

Повышение износостойкости уплотнений в первой группе только за счет использования новых материалов позволяет предсказать повышение ресурса ПГЦ с коэффициентом $K_{P2-5} = 2,0 \div 3,8$. Наличие латунь-фторопластового или дюраль-фторопластового покрытий на поверхности плунжера позволяет прогнозировать дополнительное повышение ресурса с коэффициентом $K_{P7-10} = 2,9 \div 5,8$ и $K_{P12-15} = 2,6 \div 5,2$ соответственно, см. таблицу.

Практическая реализация теоретических результатов

Результаты теоретических исследований возможности повышения долговечности промышленных гидроцилиндров с использованием новых материалов

уплотнений и антифрикционных покрытий на плунжерах позволили рекомендовать к внедрению следующие наиболее износостойкие модификации пар трения «плунжер – уплотнения»:

– «плунжер с двухслойным покрытием Л63 + Ф4 – уплотнения из полиуретана Есориг», с прогнозируемым сроком службы, более чем втрое превышающим срок службы исходной конструкции;

– «плунжер с двухслойным покрытием Д16 + Ф4 – уплотнения из полиуретана Есориг», с прогнозируемым сроком службы, более чем в два раза превышающим срок службы ПГЦ исходной конструкции.

Наиболее долговечные конструкции ПГЦ с классом износостойкости пар трения «плунжер – уплотнение» $KII/p = 5/_{4-5}$ прошли производственные испытания, защищены патентами на полезную модель и внедрены в промышленную эксплуатацию [1, 5].

Список литературы

1. Губин А.С. Прогнозирование и повышение долговечности гидроцилиндров уравнивания прокатных валков по критерию износостойкости уплотняющих элементов: автореф... дис. канд. техн. наук. – Магнитогорск, 2012. – 18 с.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
3. Машков Ю.К., Овчар З.Н., Байбарацкая М.Ю., Мамаев О.А. Полимерные композиционные материалы в трибологии. – М.: ООО «Недра – Бизнесцентр», 2004. – 262 с.
4. Модель процесса изнашивания трибосоприкосновений на основе термодинамического анализа их состояния / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), М.Г. Слободянский и др. // Материалы 68-й научно-технической конференции: Сб. докл. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. – С. 264–268.
5. Проектные исследования долговечности герметизирующих узлов / В.П. Анцупов, А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.А. Русанов, А.С. Губин // Фундаментальные исследования. – 2015. – № 10–5. – С. 447–453.
6. Проников А.С. Параметрическая надежность машин – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
7. Р 50-95-88 Обеспечение износостойкости изделий: основные положения. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 24 с.
8. Структурно-энергетическая интерпретация взаимосвязи процессов трения и изнашивания / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, В.А. Русанов, А.С. Губин и др. // Процессы и оборудование металлургического производства: межрегион. сб. науч. тр./ под ред. Платова С.И. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – Вып. 8. – С. 233–240.
9. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлингер, Э.Д. Браун и др. // Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
10. Уплотнения и уплотнительная техника: / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.
11. Федоров В.В. Основы эргодинамики и синергетики деформируемых тел / В.В. Федоров; под ред. С.В. Федорова. – Калининград: Изд-во ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2014. – Ч. III. Основы эргодинамики деформируемых тел. – 222 с.
12. Энерго-механическая концепция прогнозирования ресурса узлов трения по критерию износостойкости элементов / А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, В.А. Русанов // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, № 5. – С. 510–516.