

УДК 662.92

Д.О. МАСЛОВ, В.А. ГОРОХОВ, А.П. КОСТОГРЫЗ

Херсонский национальный технический университет

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОПОРНОГО МЕХАНИЗМА ДВИЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ТИПА ФВ-2 С ПОМОЩЬЮ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

*Дано сравнительную оценку предлагаемого метода защиты узлов трения от износа по отношению к традиционным, получившим широкое применение на этапах изготовления и эксплуатации промышленных холодильных агрегатов. Рассмотрены основные идеи параметризации структур материалов для моделирования процессов самоорганизации и прогнозирования их механических свойств.*

*Ключевые слова: износостойкость, деформации, мезомеханика, мезоскопический уровень, мультифрактальная параметризация, шатунно-поршневая группа компрессора.*

D.O. MASLOV, V.A. GOROHOV, A.P. KOSTOGRYZ

Kherson National Technical University, Kherson, Ukraine

## THE STUDY OF THE SUPPORTING MECHANISM OF MOVEMENT OF INDUSTRIAL REFRIGERATION AGGREGATES OF TYPE EF-2 THROUGH THE USE OF MATHEMATICAL MODELING

Abstract

*A comparative evaluation of the proposed method of protection against wear of friction units in relation to traditional, gained widespread use in the manufacturing steps and operation of industrial refrigeration units. The basic idea of parameterization material structures for the simulation of self-organization and prediction of their mechanical properties.*

*Keywords: wear resistance, deformation mesomechanics, mesoscopic level multifractal parameterization, connecting rod and piston compressor group.*

### Актуальность проблемы

Одной из важнейших задач, стоящих перед машиностроительной отраслью Украины при перспективе вступления в Евросоюз, является проведение модернизации и улучшение эксплуатационных свойств машин и агрегатов за счет повышения производительности и их долговечности. Значимость этой задачи постоянно возрастает из-за значительных эксплуатационных затрат, связанных с обслуживанием агрегатов и механизмов.

Энергосбережение машин и агрегатов во многом зависит от трения и, как следствие, изнашивания в подшипниковых узлах, которое приводит к нарушению геометрии деталей трения, изменению точности их взаимного расположения и перемещения. При этом возникают такие явления, как удары, вибрации, приводящие к поломкам деталей и механизмов. Изнашивание деталей и механизмов увеличивает потери энергии, перегрев механизмов, снижает производительность, повышает степень опасности для обслуживающего персонала.

Отечественные агрегаты, которые эксплуатируются в промышленности, имеют такие недостатки: невысокий эффективный КПД; неудовлетворительные экологические характеристики (повышенный уровень шума, токсичность выхлопных газов выше ПДК, зависимость мощности и КПД агрегатов от температуры наружного воздуха), что вызывает снижение их мощности и КПД и, как следствие, экономических показателей; загрязнение окружающей среды вредными компонентами и теплотой выхлопных газов. Трение и изнашивание взаимообусловлены: трение приводит к изнашиванию, а изнашивание – к увеличению трения. С изнашиванием деталей увеличиваются затраты энергетических ресурсов на эксплуатацию машин и расходы на их текущий и капитальный ремонты. Наиболее общепринятые виды износа: адгезионный, абразивный, коррозионный, эрозионный, усталостное изнашивание, кавитация, фреттинг. Возможны случаи, когда в конкретной механической системе действует не один, а сразу несколько механизмов изнашивания.

Таким образом, можно сформулировать основные задачи энергосбережения машин и машинных агрегатов: получение максимальной полезной работы при минимальных затратах энергетических ресурсов и увеличение долговечности за счет снижения трения и повышения износостойкости трибохимических соединений. В качестве основных мероприятий по повышению эксплуатационных свойств машин и агрегатов можно выделить следующие основные направления: применение технологий, улучшающих качество поверхностей трения; совершенствование конструкции машин и механизмов и оптимальный подбор материалов пар трения; использование антифрикционных материалов с противоизносными свойствами; разработка присадок к смазочным материалам; создание восстанавливающих антифрикционных препаратов. Конструктивные методы повышения

износостойкости широко применяются на стадии проектирования механизма, и именно они определяют его долговечность.

К недостаткам конструктивных методов следует отнести экономические аспекты и ограничения по массогабаритным показателям изделий.

#### Объект исследования

В настоящее время выпускается широкая номенклатура малых холодильных компрессоров. Наиболее дешевыми и простыми в изготовлении, эксплуатации и ремонте являются сальниковые холодильные компрессоры.

В торговом холодильном оборудовании применяют сальниковые холодильные компрессоры трех типов: 2ФВ-4/4,5, ФВ-2, ФВ-4 и ФВ-6. Все эти компрессоры поршневые, одноступенчатые, вертикальные, двухцилиндровые и не прямоточные. Компрессоры работают на хладагенте R12 при температурах кипения от  $-10$  до  $-30^{\circ}\text{C}$  и конденсации до  $50^{\circ}\text{C}$ .

Компрессор 2ФВ-4/4,5 применяют в холодильных агрегатах ФАК-0,7Е, ФАК-1,1Е и ФАК-1,5МЗ, где он обеспечивает холодопроизводительность 0,815; 1,28 и 1,75 кВт при частоте вращения вала соответственно 7,5; 10,8 и  $15,8\text{ с}^{-1}$ . Диаметр цилиндров компрессора 40 мм, ход поршня 45 мм. Смазка пар трения компрессора барботажная, осуществляется в результате разбрызгивания фреонового масла ХФ-12-18, залитого в картер компрессора.

Конструкции компрессоров ФВ-4 и ФВ-6 аналогичны и принципиально не отличаются от конструкции компрессора 2ФВ-4/4,5. Диаметры цилиндров этих компрессоров  $\varnothing 67,5$  мм, ход поршня  $S=50$  мм, отношение  $S/D=0,74$ . Номинальная холодопроизводительность компрессоров ФВ-4 и ФВ-6, равная 4,64 и 6,96 кВт соответственно, обеспечивается в результате изменения частоты вращения вала.

Анализ конструкций показывает, что современные поршни представляют собой весьма сложные наукоемкие изделия, в которых реализуются самые передовые достижения техники и технологии. В частности, это относится к профилю и технологическому сопровождению трущейся поверхности поршней. В то же время, методы профилирования и технология (включая составы покрытий) остаются предметом коммерческой тайны или know-how производителей. Известные на сегодня методы профилирования трущихся поверхностей поршня направлены, в основном, на обеспечение самоустановки поршня при его движении в цилиндре и поэтому мало связаны с решением задачи снижения механических потерь. Вопрос обоснованного выбора метода модификации (обработки, нанесения покрытия, лазерного переплава), практически не рассмотрен в теории и практике конструирования поршней.

В то же время анализ известных методов профилирования поршней в целом показывает, что они базируются на различных целевых установках (снижение площади контактирования, уменьшение шума при перекладке, снижение расхода масла, уменьшение трения и износа).

Важно указать, что наметившаяся в мировой практике тенденция энергосбережения за счет применения моторных масел пониженной вязкости с модификаторами трения (так называемые энергосберегающие масла), приводит к резкому возрастанию роли профилирования юбок поршней, в том числе из-за необходимости компенсации падения гидродинамической несущей способности в слое масла пониженной вязкости.

Выполненный анализ показал, что практически все известные методы профилирования опираются на использование какого-либо одного режима смазки и трения поршня: либо гидродинамического, либо граничного, что снижает результативность полученных технических решений, т.к. поршень в течение рабочего цикла охватывает не один, а три режима – гидродинамический, смешанный и граничный.

Таким образом, для повышения эффективности технических решений по снижению механических потерь за счет минимизации трения поршня одного только профилирования недостаточно. Коренной вал опорными частями или цапфами укладывается в подшипники. Маховик, выравнивая за счет своей инерции крутящий момент на валу компрессора, обеспечивает достаточную равномерность вращения электродвигателя и компрессора. В зависимости от конструкции, окружной скорости цапфы, условий эксплуатации трение бывает сухим, граничным, жидкостным и газодинамическим. Однако даже подшипники с жидкостным трением при пуске проходят этап с граничным трением.

Несмотря на значительное количество работ в области исследования этого типа опор [1-4 и др.] проблема совершенствования методов их расчета и учета все большего числа значимых факторов остается актуальной. Основной причиной этого является, по-видимому, тот факт, что подшипник жидкостного трения является нестандартным узлом холодильного агрегата, требует всякий раз при проектировании построения новой математической модели. В частности, представляется важным решение задачи о влиянии отклонений формы опорных поверхностей подшипников жидкостного трения на распределение давлений в смазочном слое.

Решение этой задачи позволит, на основе математического моделирования, формировать вибрационные диагностические признаки. Такой подход позволяет существенно снизить стоимостные и

временные затраты на обеспечение вибрационной надежности компрессорных машинных агрегатов путем применения методов математического моделирования [5].

Чтобы не допустить предельных отклонений в промышленном холодильном оборудовании проводятся плановые испытания. Математическое планирование эксперимента [4] упрощает и оптимизирует затраты во времени и числе испытаний при сохранении требуемой достоверности результатов. С научной точки зрения [5] испытания промышленного холодильного оборудования, для установления истинной картины качества работы агрегатов нами предложена [6] форма представления результатов, максимально удобная для последующих расчетов – отклика, как обычных, так и вероятностных, что требует специальных знаний и накладывает особый отпечаток на проведение испытаний.

Возникновение дефектов опорных поверхностей, связанных с отклонениями формы от номинальной, может быть обусловлено несколькими причинами: погрешностями изготовления, низким качеством монтажа, износом в процессе эксплуатации и т.д. Соответствующие выражения могут быть легко получены при предположении, что в качестве радиального зазора принимается расстояние между опорными поверхностями, ортогональной оси подшипника. Определение поля давлений в смазочном слое основано на решении уравнения Рейнольдса, которое, применительно к данному случаю ламинарного изотермического течения, имеет вид [7]:

$$\frac{\partial}{\partial X} [h^3 \frac{\partial P}{\partial X}] + \frac{\partial}{\partial Z} [h^3 \frac{\partial P}{\partial Z}] = 3\mu\omega D \frac{\partial h}{\partial X}, \quad (1)$$

где  $h$  – функция радиального зазора;  
 $P$  – давление;  
 $\mu$  – вязкость;  
 $X$  и  $Z$  – координаты по развертке опорной поверхности;  
 $\omega$  – частота вращения вала.

Всем известно, что найти точное аналитическое решение для подшипника конечной длины в общем случае невозможно. Поэтому используем вычислительную процедуру (рис.1), основанную на методе конечных разностей, идея которого заключается в сеточной дискретизации опорной поверхности, и показана на рис. 2, и замене непрерывных частных производных их разностными аналогами. Этот метод хорошо зарекомендовал себя в решении задач гидродинамической теории смазки и используется многими исследователями [8-10].

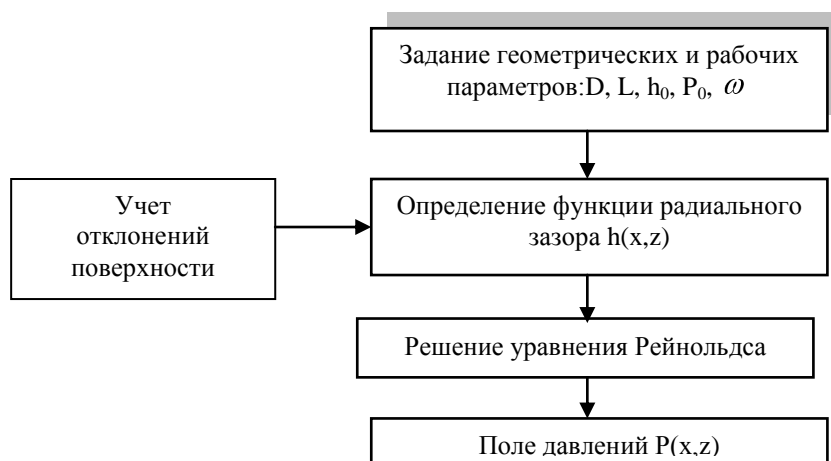


Рис. 1. Алгоритм определения давлений в смазочном слое

Дифференцируя и проводя несложные алгебраические преобразования, приведем уравнение (1) к нормальному виду для уравнений в частных производимых второго порядка [8]:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial X^2} + A \frac{\partial^2 P}{\partial X} + B \frac{\partial^2 P}{\partial Z^2} + C \frac{\partial P}{\partial Z} = E, \quad (2)$$

где  $A, B, C, E$  – коэффициенты, определяемые при приведении уравнения (1) к виду (2).

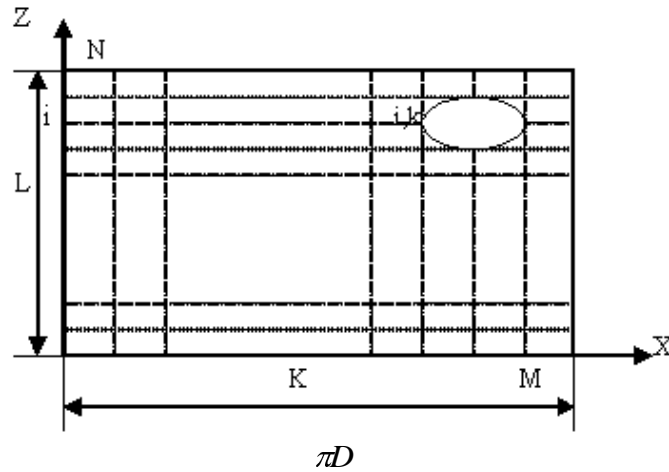


Рис. 2. Сеточная дискретизация опорной поверхности

Проведем конечно-разностную аппроксимацию уравнения (2), используя пятиточечные вычислительные шаблоны [8] (рис. 2), и перейдем от частных производных к их разностным аналогам

$$\frac{\partial p}{\partial X} \approx \frac{P_{k+1,i} - P_{k-1,i}}{2\Delta X}; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial X^2} \approx \frac{P_{k+1,i} + P_{k-1,i}}{\Delta X^2}, \dots$$

Это сводит решение уравнения (2) к решению системы линейных алгебраических уравнений с трехдиагональной матрицей вида

$$a_i p_{k,i-1} - c_i p_{k,i} + b_i p_{k,i+1} = -f_i; \quad i = \overline{2, N-1}; \quad k = \overline{1, M-1}, \quad (3)$$

где приняты следующие обозначения

$$a_i \Delta X^2 (2B - C\Delta Z); \quad b_i = \Delta X^2 (2B + C\Delta Z); \quad c_i = 4(\Delta Z^2 + B\Delta X^2);$$

$$f_i = 2\Delta Z^2 (p_{k+1,i} + p_{k-1,i}) + A\Delta X\Delta Z^2 (p_{k+1,i} - p_{k-1,i}) - 2\Delta X^2 \Delta Z^2 E.$$

$\Delta X$  и  $\Delta Z$  – шаги размерной сетки, соответственно, в окружном и осевом направлениях по опорной поверхности подшипника.

В качестве метода решения системы уравнений используем метод правой прогонки [8]. В системе уравнений (3) выполняется условие диагонального преобладания:  $|a_i + |b_i|| < |c_i|$ ;  $i = \overline{2, N-1}$ , что является достаточным условием корректности и устойчивости метода правой прогонки [8]. Условие сопряжения по оси X (неразрывность смазочного слоя) не позволяет искать решение непосредственно методом прогонки, поэтому применяем сочетание итерационного метода Зейделя (по X) и метода прогонки (по Z). Решение системы (3) примет вид

$$p_{k,i} = \alpha_{i+1} p_{k,i+1} + \beta_{i+1}; \quad i = \overline{2, N-1},$$

где  $\alpha_{i+1}$  и  $\beta_{i+1}$  – коэффициенты прогонки, определяемые по формулам

$$\alpha_{i+1} = \frac{b_i}{c_i - \alpha_i a_i}; \quad \beta_{i+1} = \frac{a_i \beta_i + f_i}{c_i - \alpha_i a_i}$$

(коэффициенты  $\alpha_2, \beta_2$  находятся из граничных условий: заданы давления на входе и выходе подшипника).

Условием окончания итерационного процесса (по методу Зейделя) является выполнения условия

$$\Delta p = \max \left| \frac{P_{k,i} - P_{k,i}^{пред}}{P_{k,i}} \right| \leq \varepsilon; \quad K = \overline{1, M}; \quad i = \overline{1, N},$$

где  $P_{k,i}^{пред}$  – давление в данной точке сетки на предыдущей итерации,  $\varepsilon$  – заданная точность расчета. В итоге получаем матрицу, элементами которой являются значения давлений в узлах сетки. Расчет проводился для полноохватного подшипника с параметрами  $D=0,04$ ,  $\omega = 300 \text{ рад/с}$ ;  $h=90 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ;  $L=0,04 \text{ м}$ ;  $T=290 \text{ К}$ ;

На рис. 3 наглядно представлено влияние макроотклонений на распределение давлений в подшипнике жидкостного трения, показывающие, как изменяется максимальное давление в смазочном слое. На графиках не представлена зависимость давления в подшипнике от изменения радиального

зазора вследствие корсетности опорных поверхностей подшипника. Это связано с тем, что данный вид отклонения формы оказывает влияние, аналогичное влиянию бочкообразности.

В зоне зазора поддерживается постоянная оптимальная температура за счет того, что в рабочем зазоре происходит циркуляция смазочной среды, которая обеспечивается, с одной стороны, ее нагнетанием в холодильники – карманы силами гидродинамического эффекта при вращении шпинделя, а с другой стороны, ее выкачиванием из холодильников – карманов. Смазка, вытекающая из торцов опоры через шпиндель и вкладыши, уносит с собой излишки тепла, образовавшегося в результате гидродинамического трения в рабочей зоне опоры. Учитывая, что все тепло образуется только за счет трения в слоях смазки друг с другом, а основной зоной является нагруженная поверхность (рис. 5), принимаем, что работа трения полностью переходит в теплоту, следовательно, можно записать, что за единицу времени

$$B_0 = B_1 + B_2 = F_{TP} + W = Af_{1w} + Af_{2w},$$

где  $B_0, B_1, B_2$  – теплота, выделяющая от трения слоев вязкой смазочной жидкости, соответственно, в подшипнике, в нагруженной и ненагруженной зонах (рис. 5);

$A$  – нагрузка, действующая на компрессорный вал, Н;

$f_{1w}, f_{2w}$  – коэффициенты трения, соответственно, всего подшипника, в нагруженной и ненагруженной зонах;

$W$  – угловая скорость скольжения шипа,  $c^{-1}$ ;

$F_{TP} = AfW$  – мощность сил трения, Дж.

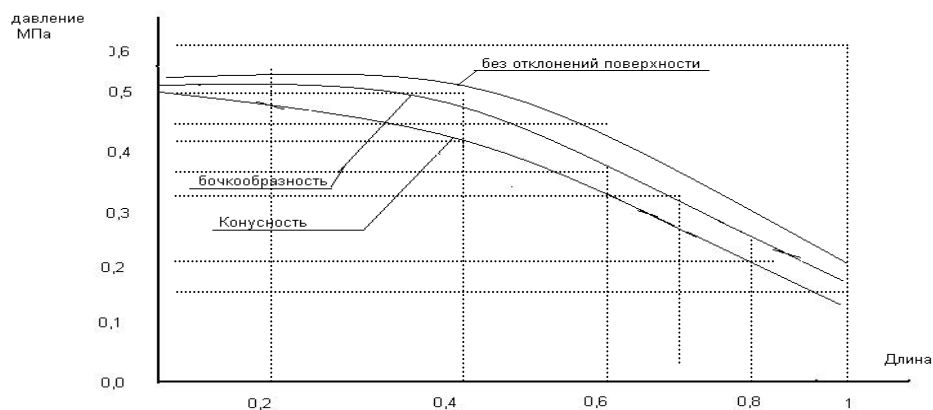


Рис. 3. Влияние дефекта на распределение давлений

Нами предложена модернизация агрегатов компрессорного оборудования с целью уменьшения виброшумовой активности и увеличения коэффициента полезного действия за счет внедрения в производство упругих деталей – втулок-вкладышей, а также изменено представление о закономерностях, явлениях и свойствах нагруженных поверхностей.

На рис. 4 представлена конструкция компрессорного вала в сборе с профилированными опорами скольжения.

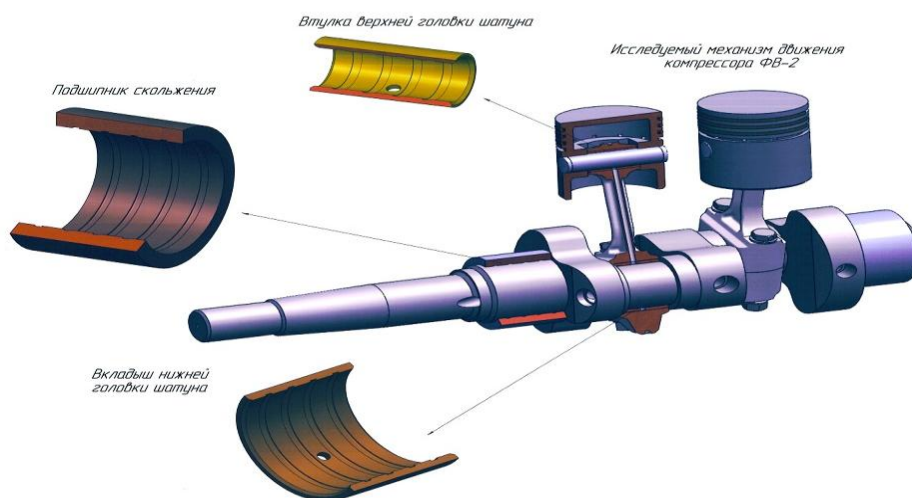


Рис. 4. Конструкция вала с вкладышами с профилированными поверхностями



Температура смазки на выходе левого кармана равна

$$t_{k1} = t_{bx} + \frac{m_{k1}B_1}{CP(v_{k1} + v_{01})} = t_{bx} + \frac{m_{k1}B_1}{CP(n_{k1}V + V_{01})},$$

где  $P$ ,  $C$  – плотность и теплоемкость смазки. Температура прилегающего к валу тонкого слоя смазки и тончайших поверхностных слоев вала при прохождении первого кармана снижается.

Таким образом, средняя температура смазки в ненагруженной зоне

$$t_2 = t_{k1} + 0,5 \frac{(1 - m_{k1})B_1}{Cp(n_{k1}V + V_{01} + n_{k2}K_{s2}V)}.$$

Средняя температура смазки в нагруженной зоне

$$t_2 = t_{2_{вых}} + 0,5 \frac{B_1}{L_1S_1 + CpV_1},$$

где  $L_1S_1 = \alpha_2S_2$ ,  $S_1 = \varphi_1bd$ ,  $S_2 = \varphi_2bd$ ;

$$V_1 = 0,5\varphi wbd^2(U_{01} + U_{T1}),$$

где  $S_1$ ,  $S_2$  – площади теплопередачи в нагруженной и ненагруженной зонах.

Уравнение подобия в классическом представлении, для процессов конвективного теплообмена при вынужденном движении теплоносителя имеет вид:

$$N_u = f(R_e, P_r),$$

где  $N_u$  и  $P_r$  – числа подобия Нунсельта.

### Выводы

1. Поршни современных промышленных холодильных агрегатов (особенно лучших мировых производителей) представляют собой весьма сложные наукоемкие изделия, в которых реализуются самые передовые достижения техники и технологии. В частности, это относится к профилю и технологической модификации трущейся поверхности поршня.

2. Низкое значение механического К.П.Д. в балансе общих механических потерь промышленных холодильных агрегатов указывает на необходимость сосредоточения усилий по снижению трения в сопряжении «поршень-цилиндр», где получение положительного результата может дать наибольший эффект по снижению механических потерь компрессора в целом.

3. Исследование опорного механизма выявило, что стандартная конструкция подшипника скольжения имеет толщину масляного слоя меньше критической, что не обеспечивает нормальную работу опоры механизма движения компрессора ФВ-2.

4. Для увеличения теплоотдачи от вала к смазке в рабочей зоне подшипника, необходимо применить профилированные опоры скольжения, имеющие систему макро- и микроканалов на несущей поверхности.

### Литература

1. Косторыз А.П. Модернизация, ремонт и восстановление подшипников скольжения опорных агрегатов. Издательство ООО «Наука и техника» – Ежемесячный производственный, научно-методический журнал: «Ремонт, восстановление и модернизация» – М: 2008. – №1. – С.2-7.
2. Косторыз А.П. Определение рабочих характеристик упругодемпфирующих опор скольжения / Машиноведение АН СССР. – М: 1987. – №5. – С.104-110.
3. Косторыз А.П. Проектирование, расчет, использование и внедрение подшипников скольжения электрических машин. – Издательство Харьков: ХВВАУРЗ. – 1996. Книга 1. – С. 320.
4. Косторыз А.П. Научное планирование механизмов ОЛП и БО / Издательство ХНТУ. Херсон, 2010.
5. Косторыз А.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий работы ОЛП и БО / Издательство ХГТУ. – Херсон: –1996. – С.124.
6. Косторыз А.П. Методика испытаний агрегатов ОЛП и БО – ХНТУ. – Херсон. – 2008. – С. 30 ил.
7. Справочник по триботехнике: Т.1 Теоретические основы / Под общ. ред. М. Хедды, А.В. Чичинадзе. – М: Машиностроение, 1989. – С. 400.
8. Амосов А.А., Дубинский Ю.А, Комченлова Н.В. Вычислительные методы для инженеров. – М: Высшая школа, – 1994. – С. 544.
9. Косторыз А.П. Функциональная зависимость несущей нагрузки силы от безразмерных коэффициентов давления, текущих координат и относительной глубины микрорельефа поверхностей центрально-фиксирующих опорных механизмов / Международный журнал: The international scientific journal – Problems of tribology: №2 – 2007. – P.77-90.

10. Соломин О.В., Данчин И.А. Влияние макроотклонений опорных поверхностей на распределение давлений в радиальном подшипнике жидкостного трения / Известия высших учебных заведений. Машиностроение №5. – 2005. – С.24.

#### References

1. Kostogryz A.P. Modernization and repair of sliding bearings supporting units. Publishing Ltd. "Science and Technology " - Monthly production, scientific - methodical magazine: " Rebuilding and modernization" – M: 2008. – № 1. – 7 - С.2 .
- 2 . Kostogryz A.P. Defining performance uprugodempfiruyuschih sliding bearings /USSR Academy of machines –M: 1987. – № 5. P. 104 - 110.
- 3 Kostogryz A.P. Planning, engineering , implementation and use of sliding bearings of electrical machines. Publisher - Kharkov: HVVAURZ. –1996. Book 1. – S.320 .
- 4 . Kostogryz A.P. Scientific planning mechanisms OLP and BO / Publisher HNTU. Kherson, 2010. – С. 213.
5. Kostogryz A.P. Planning an experiment in finding optimal conditions for PSV and BO / Publisher HGTU. Kherson, 1996. – P.124.
6. Kostogryz A.P. Test procedure units and BO- ARS HNTU. Kherson . – 2008. – С. 30.
7. Reference tribotechnics: Vol.1 Theoretical Foundations / Under total. Ed. M. Hebden , AV CHICHINADZE. – M: Machinery, 1989. – S.400
8. Amosov A.A., Dubinsky Y.A., Komchenova N.V. Computational methods for engineers. M: High School, 1994. – S.544
9. Kostogryz A.P. Functional dependence of the load bearing strength of the dimensionless pressure coefficients, the current coordinates and the relative depth of the surface microrelief Central locking support mechanisms /International Journal: The international scientific journal - Problems of tribology: № 2. – 2007. – S. 77-90.
10. Solomin O.V., Danchin I.A. Influence makrootkloneny bearing surfaces on the pressure distribution in the radial bearing fluid friction / News of higher educational institutions. Engineering number in May. – 2005. – P.24