

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРУГОГИДРОДИНАМИКИ КРЕЙЦКОПФНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ДБ27

Рыбкин Н.Н.

Брянский государственный технический университет, Брянск

Ключевые слова: подшипник скольжения, судовый дизель ДБ27, гидродинамическое трение, метод конечных элементов, деформирование поверхностей, программное обеспечение.

Аннотация. Кратко изложены методики моделирования специального класса задач подшипников жидкостного трения, реализованные в программном комплексе BBFEM 3.0. Показаны возможности учета упругой податливости на основе трехмерного двадцатиузлового конечного элемента, в котором совместные функции формы второго порядка дополнены несовместными функциями формы третьего порядка, при котором точность расчета сохраняется даже при моделировании тонких антифрикционных слоев, когда длина большей стороны элемента в 100 и более раз превышает длину его меньшей стороны. Представлена итерационная схема с чередованием решений упругой и гидродинамической задач, в том числе позволяющая учесть несогласованность соответствующих сеток дискретизации. Приведены результаты конечно-элементных расчетов течения смазывающей жидкости для жесткой и податливой втулки крейцкопфного подшипника скольжения ДБ27, применяемого в малооборотных крупных судовых дизелях. Получены эпюры давления, траектории движения вала в подшипнике, характеристики расхода смазывающей жидкости.

ELASTIC HYDRODYNAMIC FINITE-ELEMENT MODELING OF CROSSHEAD SLIDING BEARING OF MARINE DIESEL DB27

Rybkin N.N.

Bryansk State Technical University, Bryansk

Keywords: cylindrical friction bearing, marine diesel DB27, hydrodynamic friction, finite elements method, deformation of surfaces, software products.

Abstract. Briefly shown special modeling methods for liquid friction bearings implemented in software BBFEM 3.0. Described possibilities of elastic compliance calculation based on a three-dimensional twenty-node finite element in which the joint shape functions of the second order are supplemented with disjoint shape functions of the third order. The finite element helps to achieve accuracy of calculation at modeling thin antifricition layers, when length of the largest side of element is 100 or more times the length of its smaller side. Total iterative scheme consists of sequential solution of elastic and hydrodynamic problems including inconsistency of the corresponding discretization meshes. Presented finite element calculation results of lubricating fluid flow for several bushings of DB27 crosshead sliding bearing used in low-speed large marine diesel engines. Obtained pressure diagrams, shaft trajectory, characteristics of the lubricating fluid flow.

Введение. На сегодняшний день рынок программного обеспечения (ПО) для расчета подшипников жидкостного трения можно разделить на две основные группы. К первой относятся универсальные пакеты, предназначенные для решения широкого класса инженерных задач. Вторую группу составляют специализированные программные продукты для расчета подшипников жидкостного трения, предназначенные для решения ограниченного класса задач. Существующие универсальные пакеты требуют больших расходов на приобретение лицензии, а также высокой квалификации пользователя, причем, многие задачи расчета подшипников не могут быть смоделированы с их помощью. В Брянском государственном техническом университете продолжается разработка ПО BBFEM3.0 (Bearing Builder Finite Element Method). Программный комплекс применяется для решения задач упругогидродинамики динамически нагруженных цилиндрических подшипников скольжения (ПС) на основе алгоритмов [1, 2]. Методом конечных элементов (МКЭ) решаются двухмерные уравнения Рейнольдса и трехмерные задачи об упругом деформировании деталей подшипника. Структурная схема этой версии ПО [3, 4] дополнена

блоками импорта геометрии и разбивки из Femar, импорта цикла нагружения из Excel, реализовано сравнение нескольких расчетов на одном графике. С помощью программного комплекса при решении упругогидродинамической задачи определяются гидродинамические давления, потоки истекающей жидкости, траектория движения вала в подшипнике, а также критерии работоспособности ПС, как минимальный зазор, максимальное давление, потери мощности и др.

Материалы и методы исследований. При решении гидродинамической задачи в каждый момент времени соблюдается равновесие между действующей внешней нагрузкой на подшипник и внутренними несущими силами, возникающими в смазочной пленке вследствие вращения и вытеснения. В качестве искомых величин принимаются относительный эксцентриситет вала и положение наименьшего смазочного зазора по угловой координате, определяемое некоторым углом. Критерием правильности полученного решения является замыкание траектории движения вала. Если за один цикл нагружения ПС такое замыкание не обеспечивается, то выполняется несколько итераций по циклу работы ПС. Если в итоге подобных вычислений траектория замкнулась с заданной точностью, то можно сказать, что задача решена, получена траектория движения вала и можно определить остальные требуемые параметры.

На рисунке 1 показана схема ПС и приведены следующие обозначения: d – диаметр вала; D – диаметр рабочей поверхности подшипника (расточки); x, y, z – декартовы координаты в плоскости, перпендикулярной оси подшипника, и вдоль оси; θ – угловая координата; ω – скорость вращения вала в подшипнике; e_x и e_y – проекции эксцентриситета на координатные оси; F_x и F_y – проекции на координатные оси нагрузки, действующей на вал.

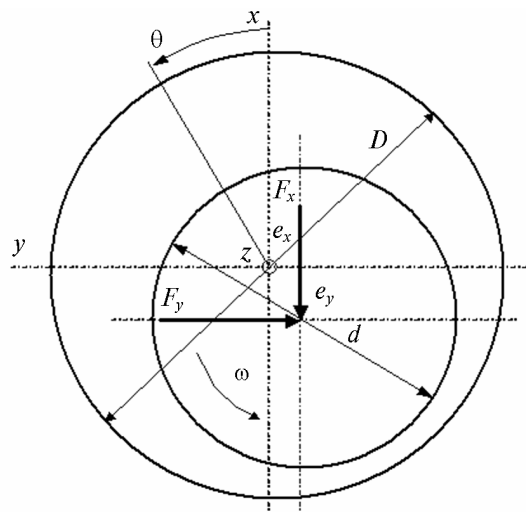


Рис. 1. Схема цилиндрического ПС

Геометрические и кинематические граничные условия уравнения Рейнольдса определяются зависимостями, описывающими геометрию (толщину) зазора между поверхностями h . Для цилиндрического подшипника скольжения такая зависимость в полярной системе имеет вид

$$h = C - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta. \quad (1)$$

Идея учета податливости заключается в дополнении зависимости (1) для расчета зазоров при недеформируемых поверхностях слагаемым, учитывающим деформацию поверхностей. Наиболее общий вариант определения деформаций – решение трехмерной упругой задачи МКЭ. Учет в алгоритме решения гидродинамической задачи модели податливости дополняет задачу еще одним типом нелинейности. Если процедуры поиска границ гидродинамического клина, обеспечения равновесия вала под действием внешней нагрузки и эпюры давлений, обеспечения замыкания траектории движения вала можно назвать «внутренними» нелинейностями гидродинамической задачи, то учет податливости приводит к появлению «внешней» нелинейности. Для решения такой задачи вводится дополнительный «внешний» итерационный цикл по определению истинной (с учетом податливости) геометрии зазора на каждом временном шаге. Фактически, гидродинамическая задача должна быть решена многократно и трудоемкость решения такой гидродинамической задачи возрастает на порядок.

В целях снижения трудоемкости в качестве основного типа КЭ для трехмерной упругой задачи выбран двадцатиузловой КЭ третьего порядка. По сравнению с традиционно используемым двадцатиузловым КЭ второго порядка с совместными функциями формы, добавлены несовместные функции формы третьего порядка по каждой координате.

Построенный таким образом «квазисовместный» КЭ сохраняет точность при очень больших (более 100) соотношениях сторон КЭ [5]. Это позволяет использовать экономичные объемные модели подшипниковых узлов, имеющих тонкие слои, например, слои антифрикционного материала.

Взаимосвязь гидродинамической и упругой задач реализуется посредством учета давлений и изменения геометрии деталей (изменение зазоров между их поверхностями): полученные в результате решения гидродинамической задачи давления должны быть учтены в качестве силовых граничных условий в упругой задаче; полученные в результате решения упругой задачи перемещения рабочих поверхностей должны быть учтены в следующей итерации решения гидродинамической задачи.

Шаг 1. Определение эпюры давления в смазочном слое (рис. 2) на очередном шаге решения гидродинамической задачи с учетом деформации поверхности антифрикционного слоя.

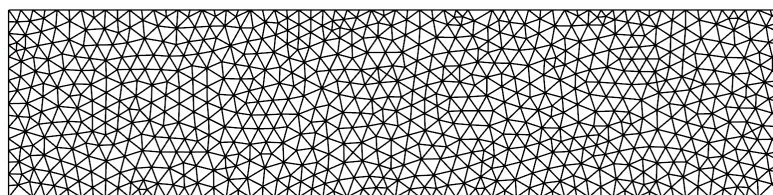


Рис. 2. Смазочный слой (3-х узловой КЭ)

Шаг 2. Перенос давления из гидродинамической задачи в упругую, приведение распределенного давления в масляном слое к узловым силам контактирующей антифрикционной поверхности (рис. 3).

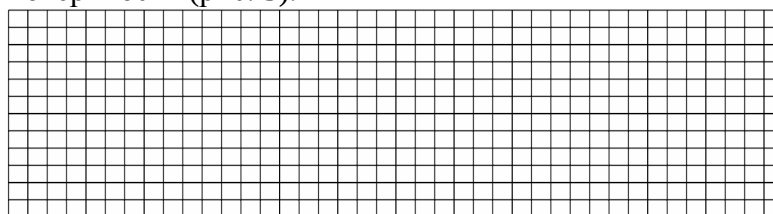


Рис. 3. Контактирующая поверхность антифрикционного слоя (8-ми узловой КЭ)

Шаг 3. Решение упругой задачи МКЭ, нахождение перемещений контактирующих узлов антифрикционного слоя (рис. 4).

Шаг 4. Перенос перемещений из упругой задачи в гидродинамическую, переход на шаг 1. Цикл расчета повторяется до тех пор, пока траектория вала не замкнется с заданной точностью.

В пределах каждого треугольного КЭ реализована билинейная интерполяция давлений. На основе этих данных строится полиномиальная аппроксимация для эпюры давлений. После этого выделяются отдельные полиномиальные формулы для давлений на грань каждого из КЭ упругой задачи, поверхность которого является частью рабочей поверхности узла трения. Для этих целей был использован метод двумерного численного интегрирования, известный как квадратура Гаусса – Лежандра [6].

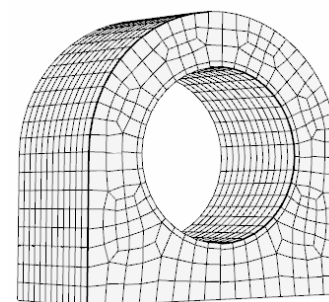


Рис. 4. КЭ модель втулки (20-ти узловой квазисовместный КЭ)

Результаты. Выполнены расчеты крейцкопфного ПС ДБ27, который входит в состав крейцкопфного механизма, применяемого в малооборотных крупных судовых дизелях. Ширина подшипника – 144 мм, диаметр вала – 389,77 мм, диаметр расточки втулки – 390 мм, динамическая вязкость смазки – 0,19 Па·с, угловая скорость вращения кривошипа – 17,793 рад/с, схема нагружения и векторная диаграмма сил, действующих на подшипник, представлена на рисунке 5.

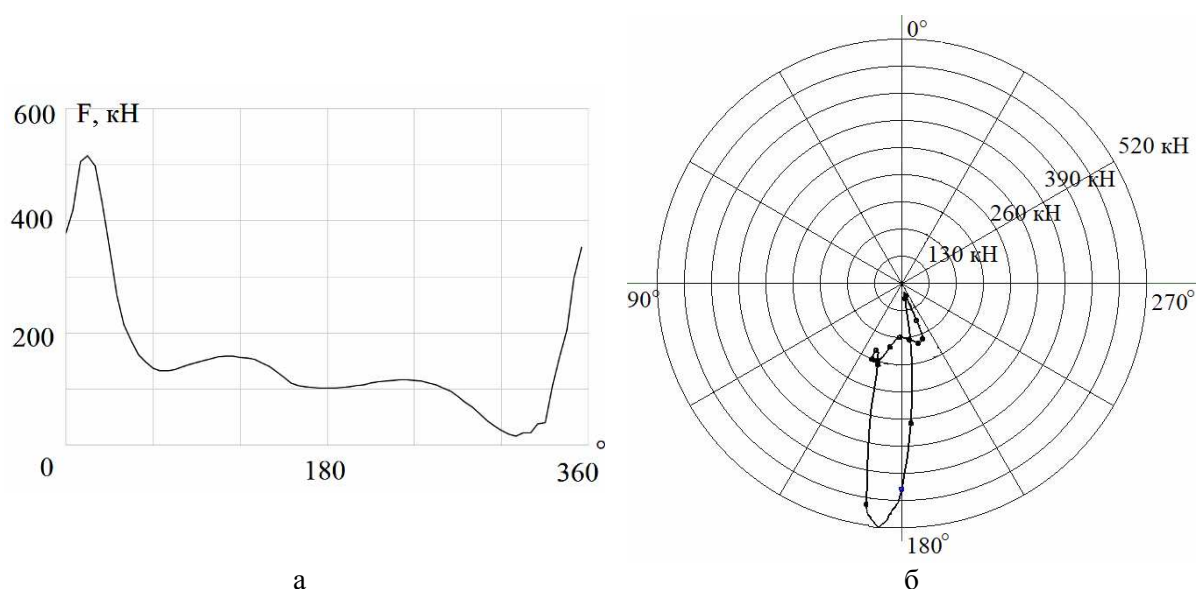


Рис. 5. Индикаторная диаграмма давления на поршень (а) и векторная диаграмма сил, действующих на подшипник ДБ27 (б)

Получены распределения давлений (рис. 6) и траектория движения вала (рис. 7) в подшипнике. Результаты расчета представлены в таблице 1.

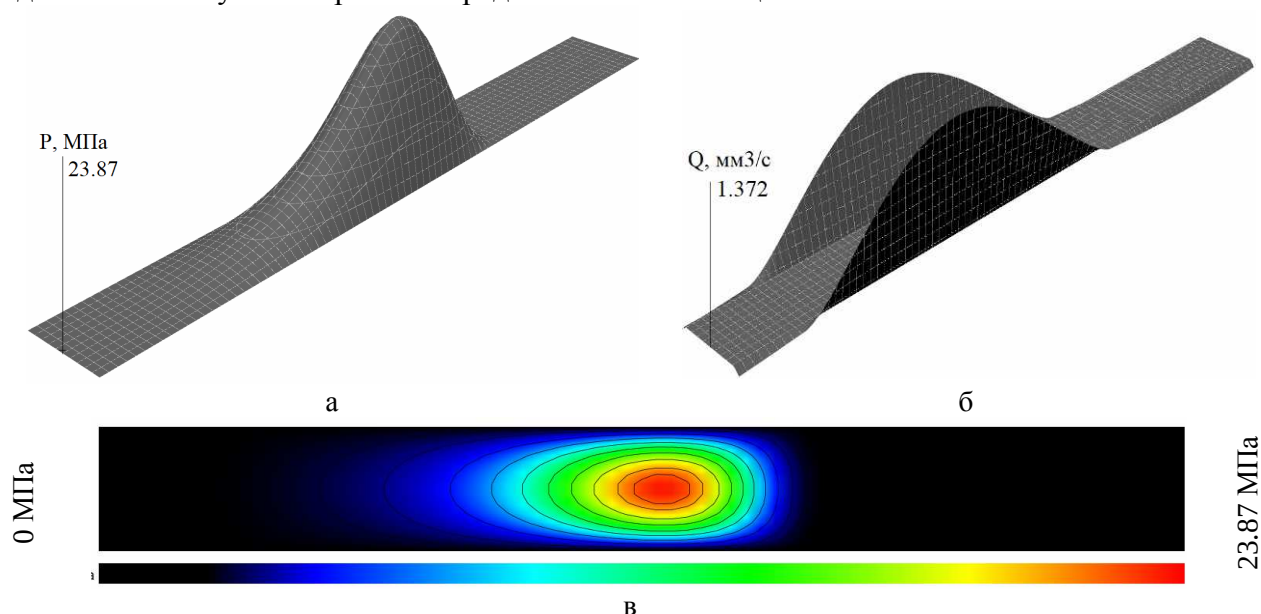


Рис. 6. Эпюра давлений (а, в) в смазочном слое ПС ДБ27, потоки (расходы) (б) при угле поворота вала 150 градусов

Табл. 1. Результаты расчета гладкого ПС ДБ27

Мин. относительный эксцентриситет траектории центра вала	0,497
Макс. относительный эксцентриситет траектории центра вала	0,677
Макс. давление в зазоре за весь цикл нагружения, МПа	23,87
Угол поворота вала с максимальным давлением, °	15
Минимальный зазор, мм	0,037

Выполнены расчеты с учетом податливости вкладыша, моделировался только антифрикционный слой, податливость вала не учитывалась. На рисунке 8 представлена КЭ модель смазочного слоя ПС ДБ27, состоящая из 1512 узлов и 2782 3-х узловых элементов.

На рисунке 9 представлена КЭ модель вкладыша ПС ДБ27, состоящая из 2440 узлов и 320 20-ти узловых квазисовместных элементов.

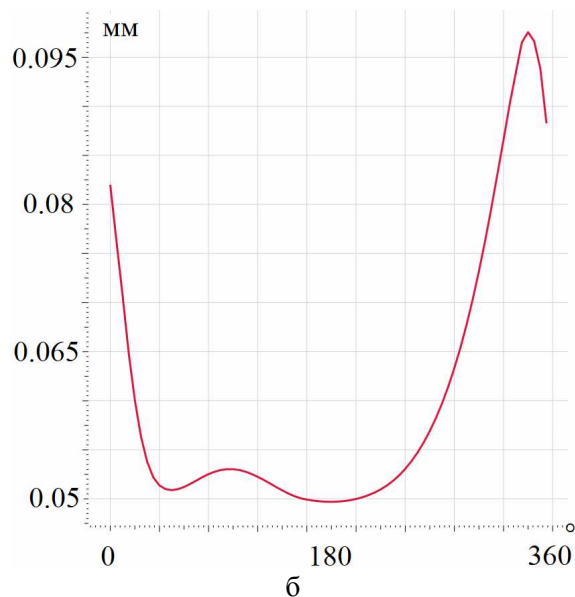
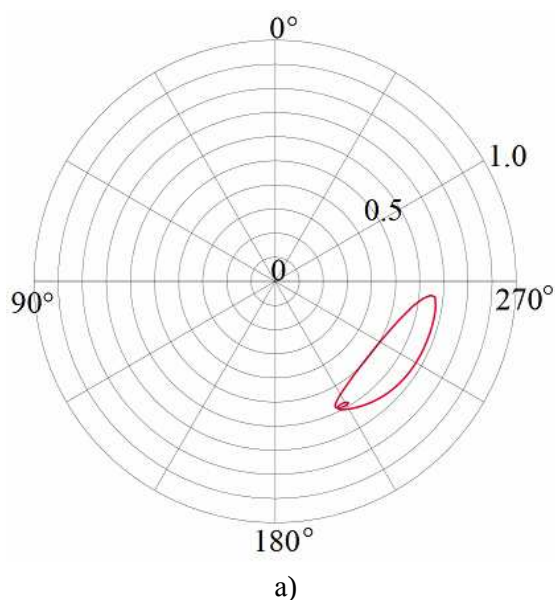


Рис 7. Расчетная траектория центра вала (а), толщина смазочного материала для точки с наибольшим давлением (б) ПС ДБ27

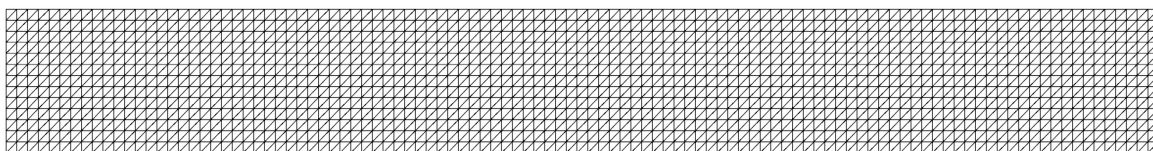


Рис. 8. КЭ модель смазочного слоя ПС ДБ27

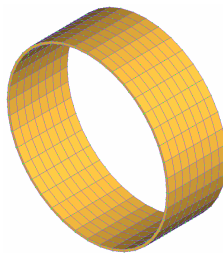


Рис. 9. КЭ модель вкладыша втулки ПС ДБ27

На рисунке 10 представлена КЭ модель внутренней поверхности втулки ПС ДБ27, состоящая из 1040 узлов и 320 8-ми узловых элементов.

Материалы узла: поперечина (сталь 45), корпус подшипника (сталь 20), слой баббита (Б83). Ширина вкладыша – 144 мм, внешний диаметр – 400 мм. Параметры упругости материалов: коэффициент Пуассона – 0,3; модули упругости основы вкладыша – $2E11$ Па, модуль упругости антифрикционного слоя – $6E10$ Па. Результаты приведены в таблице 2.

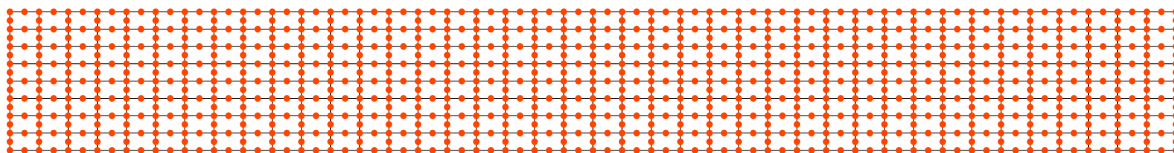


Рис. 10. КЭ модель внутренней поверхности втулки ПС ДБ27

Табл. 2. Результаты расчета с податливостью втулки ПС ДБ27

Мин. относительный эксцентриситет траектории центра вала	0,498
Макс. относительный эксцентриситет траектории центра вала	0,677
Макс. давление в зазоре за весь цикл нагружения, МПа	23,55
Угол поворота вала с максимальным давлением, °	15
Минимальный зазор, мм	0,0371

Выводы. Полученные результаты для конкретного ПС подтвердили известные выводы о влиянии податливости поверхностей на параметры гидродинамики – с увеличением податливости максимальное давление снижается. Этот факт объясняется тем, что при более податливых поверхностях площадка гидродинамического контактирования становится больше, а максимальное давление меньше.

Список литературы

- Booker J.F., Huebner K.H., Application of Finite Element Method to Lubrication: an Engineering Approach // Journal of Lubrication Technology. 1972, no. 94, pp. 313-323.
- Goenka B.K. Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Methods Analysis // Journal of Tribology-transactions of The Asme. 1984, vol. 106, pp. 429-437.
- Зернин М.В., Мишин А.В., Банщиков Ф.В. Гидродинамический расчет различных вариантов исполнения шатунных подшипников скольжения насосной установки УНП55-250 // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2007. – №4(16). – С. 73-79.
- Мишин А.В., Зернин М.В. Конечноэлементная методика расчета динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом отклонений формы рабочей поверхности от цилиндрической // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2008. – №2. – С. 43-54.
- Зернин М.В., Рыбкин Н.Н. Трехмерный конечный элемент для моделирования температурной, упругой и термоупругой составляющих в связанной задаче термоупругогидродинамики узлов трения // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – № 5. – С. 23-32.
- Зернин М.В., Рыбкин Н.Н. Алгоритмы эффективной организации взаимосвязей упругой и гидродинамической составляющих конечно-элементного моделирования упругогидродинамики узлов трения // Вестник Брянского государственного университета. – 2017. – Т.3, №5(58). – С. 4-14.
- Зернин М.В., Мишин А.В., Рыбкин Н.Н., Шилько С.В. Гидродинамический анализ подшипников скольжения. Часть 1: Учет нецилиндричности рабочих поверхностей // Трение и износ. – 2014. – Т. 35, №5. – С. 584-595.
- Рудаков К.Н. UGS Femap 9.3. Геометрическое и конечноэлементное моделирование конструкций. – М.: ДМК Пресс, 2009. – 296 с.
- Шабров Н.Н. Метод конечных элементов в расчётах деталей тепловых двигателей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 212 с.
- Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 318 с.

References

- Booker J.F., Huebner K.H., Application of Finite Element Method to Lubrication: an Engineering Approach // Journal of Lubrication Technology. 1972, no. 94, pp. 313-323.
- Goenka B.K. Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Methods Analysis // Journal of Tribology-transactions of The Asme. 1984, vol. 106, pp. 429-437.
- Zernin M.V., Mishin A.V., Bانشchikov F.V. Hydrodynamic calculation of various versions of connecting rod bearings of pump unit UNP55-250 // Bulletin of the Bryansk State Technical University. 2007, no. 4(16), pp. 73-79.
- Mishin A.V., Zernin M.V. Finite element method for calculating dynamically loaded sliding bearings with working surface deviations from cylindrical // Assembly in mechanical engineering and instrumentation. 2008, no. 2, pp. 43-54.
- Zernin M.V., Rybkin N.N. Three-dimensional finite element for modeling thermal, elastic and thermoelastic components in the coupled problem of friction units thermoelastichydrodynamics // Bulletin of the Bryansk State Technical University. 2016, no. 5, pp. 23-32.
- Zernin M.V., Rybkin N.N. Efficient organization algorithms of interconnections of elastic and hydrodynamic constituents of finite element simulation of friction unit elastic hydrodynamics // Bulletin of the Bryansk State Technical University. 2017, vol. 3, no. 5(58), pp. 4-14.
- Zernin M.V., Mishin A.V., Rybkin N.N., Shil'ko S.V. Hydrodynamic Analysis of Friction Bearings, Part 1: Consideration of Noncylindrical Working Surfaces // Friction and wear. 2014, vol. 35, no. 5, pp. 396-406.
- Rudakov K.N. UGS Femap 9.3. Geometric and finite element modeling of constructions. – М.: DMK Press, 2009. – 296 p.
- Shabrov N.N. Finite element method in calculations of heat engine components. – L.: Mechanical Engineering, 1983. – 212 p.
- Zenkevich O., Morgan K. Finite Elements and Approximation. – М.: Mir, 1986. – 318 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Рыбкин Николай Николаевич – аспирант	Rybkin Nikolay Nikolayevich – postgraduate student
rnikolai@mk.ru	

Получена 15.06.2022