

УДК 621.671

## ПРИМЕНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДУЛЕЙ СОБСТВЕННОЙ РАЗРАБОТКИ ПРИ ВЫБОРЕ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ПРОЕКТИРУЕМЫХ НАСОСОВ

**А. А. Руденко**, канд. техн. наук

[rudenko@vniiaen.sumy.ua](mailto:rudenko@vniiaen.sumy.ua)

ORCID: 0000-0001-7267-4555

**В. И. Зайцев**

[zaicev@cad.vniiaen.sumy.ua](mailto:zaicev@cad.vniiaen.sumy.ua)

ORCID: 0000-0003-1354-0703

**Ю. В. Серобаба**

[sirobaba@vniiaen.sumy.ua](mailto:sirobaba@vniiaen.sumy.ua)

ORCID: 0000-0003-0018-0294

Акционерное общество  
«Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения»  
(АО «ВНИИАЭН»),  
40003, Украина, г. Сумы,  
ул. 2-я Железнодорожная, 2

Одними из основных узлов, от которых во многом зависит надежность работы центробежных насосов, являются подшипниковые опоры. На основе обобщения теоретических данных и практических навыков при выборе подшипников специалистами АО «ВНИИАЭН» разработаны основные расчетные модули, в которых заложен общий подход к выбору и анализу работоспособности подшипниковых опор. Данные расчетные модули могут работать как отдельные единицы, так и входить в объединенный модуль, который позволяет рассчитать тепловой баланс системы подшипникового узла с учетом совокупного ряда факторов, таких, как условия смазывания, способы охлаждения, проведение обязательной проверки рекомендуемых конструктивных особенностей отдельных элементов системы и основных критических показателей работоспособности подшипника. Функциональные причинно-следственные связи модуля могут помочь лучше разобраться в проблемах, возникающих при эксплуатации подшипников. В статье рассмотрены расчетные модули собственной разработки по выбору подшипниковых опор насосов АО «ВНИИАЭН» и предложена новая методика проектирования подшипниковых опор, которая основывается на взаимосвязанном применении отдельных модулей, представленных как объединенный модуль в виде системы автоматизированного проектирования (САПР). Гибкость используемой методики позволяет дополнять и совершенствовать разработанные расчетные модули, входящие в объединенный модуль в виде САПР, используя результаты научно-исследовательских работ, отзывы с мест эксплуатации и постоянный мониторинг различных информационных источников.

**Ключевые слова:** подшипники качения, подшипники скольжения, расчетные модули, смазка, охлаждение, рабочие характеристики, тепловой баланс системы.

### Введение

Более 50 лет АО «ВНИИАЭН» создает высококачественное насосное оборудование (почти 800 наименований насосов), которое успешно эксплуатируется на многих крупных энергетических комплексах атомной и тепловой энергетики, на объектах нефтяной, химической, пищевой промышленности, водоснабжения и орошения, строительных и горнорудных работах, в системах метрополитенов, на аглодоменных и сталеплавильных производствах, животноводческих комплексах, в коммунально-бытовых сферах и др.

Долговечность и эффективность работы насоса в значительной мере зависит от правильно подобранной и качественно проработанной конструкции подшипниковых опор.

АО «ВНИИАЭН» обладает большим количеством наработок по исследованиям подшипниковых опор, периодически осуществляется сбор и анализ отзывов об эффективности работы подшипников с мест эксплуатации насосов разработки АО «ВНИИАЭН», проводится мониторинг зарубежных конструкций. Это способствует принятию наиболее взвешенных и экономически обоснованных решений при разработке новых конструкций подшипников, а также усовершенствованию расчетных модулей собственной разработки.

В данной статье рассмотрены выработанные АО «ВНИИАЭН» основные принципы выбора и расчета подшипниковых опор с помощью расчетных модулей собственной разработки при проектировании центробежных насосов. Также представлен новый подход к проектированию подшипниковых опор, который объединяет данные расчетные модули в единый модуль в виде САПР с учетом совокупного ряда факторов и критериев работоспособности.

© А. А. Руденко, В. И. Зайцев, Ю. В. Серобаба, 2020

### **Особенности пользования расчетными модулями АО «ВНИИАЭН»**

В центробежных насосах специализации АО «ВНИИАЭН» в качестве подшипниковых опор роторов центробежных насосов широко применяются два известных конструктивных типа подшипников: подшипники скольжения (гидродинамические и гидростатические) и подшипники качения. Их конструкции выполнены на основе использования подшипниковых опор скольжения и качения при различных способах обеспечения смазкой и охлаждения.

На основании изученных материалов, проведенных научно-исследовательских работ, а также обобщения многолетнего опыта конструирования подшипниковых узлов специалистами АО «ВНИИАЭН» составлены основные расчетные модули по выбору и анализу работоспособности подшипниковых опор.

Первые версии расчетных модулей были составлены на базе языка программирования Fortran, которые со временем были существенно усовершенствованы и оптимизированы. Для большей наглядности и удобства пользования ранее созданные модули были переписаны и дополнены для проведения расчетов в программе Mathcad.

Разработанные расчетные модули и программы позволяют определять нагрузки на подшипники, выбирать конструктивный тип подшипниковых опор, способ подачи смазки и охлаждения, получать рабочие характеристики подшипников, определять температурное состояние при различных способах охлаждения.

### **Определение нагрузок, действующих на подшипник**

В данном расчетном модуле определяются нагрузки, действующие на опоры ротора насоса во всем диапазоне его работы и возможных нестационарных случаях.

При определении нагрузок учитываются гидравлические усилия, возникающие в отводящих устройствах насоса (спиральных отводах, направляющих аппаратах и др.), усилия от давления на входе в насос, усилия от массы ротора, дисбаланса, нагрузки от действия соединительной муфты [1]. Поскольку часть усилий могут изменять не только величину, а и направление в зависимости от рабочих параметров насоса, это учитывается при определении опорных реакций при разных комбинациях направления нагрузок и из всех рассмотренных вариантов выбираются максимальные и минимальные опорные реакции для каждой из опор.

Основным критерием при определении работоспособности подшипников по нагрузке является превышение действующей нагрузки над минимально необходимой. Для подшипников скольжения это важное условие во избежание неблагоприятных эффектов при работе подшипника, связанных с его недогруженностью (колебания вала из-за неустойчивости его движения в смазочном слое подшипника) [2]. При недостаточной нагруженности подшипников качения происходит проскальзывание тел качения, что приводит к повреждению дорожки, сепаратора, тела качения и преждевременному выходу из строя. Это может сопровождаться шумом, повышенными показателями вибрации и температуры [3].

На основании вышесказанного проводится выбор оптимального типоразмера, конструктивной схемы подшипника и элементов его конструкции.

### **Расчет способа подачи смазки на подшипник**

В подшипниках насосов производства АО «ВНИИАЭН» применяются следующие способы обеспечения смазкой: принудительная (от внешней маслосистемы), картерная (от встроенной в корпус подшипника емкости для масла) и комбинированная. При картерном способе подача смазки в подшипник осуществляется чаще всего за счет применения смазочного кольца. В случае применения подшипников качения дополнительно рассматривается применение консистентных смазок.

С помощью модуля по расчету способа подачи смазки определяется расход смазки, подаваемой смазочным кольцом, а также критические частоты вращения кольца [2]. Данные параметры являются основными критериями работоспособности подшипниковых опор, которые позволяют проверить эффективность подачи смазки и подобрать оптимальные конструктивные размеры маслоподающих элементов.

Проведенные в АО «ВНИИАЭН» научно-исследовательские работы по экспериментальным и расчетным исследованиям рабочих характеристик подшипников скольжения и качения с подачей смазки смазывающим кольцом свидетельствуют, что правильный выбор оптимальных размеров смазочного кольца позволяет повысить несущую способность и снизить температуру подшипника. Кри-

теории оптимальности соотношения геометрических размеров смазочных колец при расчетах выбраны на основе анализа результатов данных работ, а также обобщенной информации об оптимальных соотношениях геометрических размеров смазочного кольца [1, 4, 5].

### **Определение основных рабочих характеристик подшипника**

Расчет подшипников скольжения выполняется с использованием методик, основанных на гидродинамической теории смазки, а также уравнения теплового баланса при установившемся режиме работы [2].

Для подшипников скольжения одной из основных расчетных характеристик, подтверждающей их работоспособность, является толщина несущего смазочного слоя, которая должна превышать минимально допустимое значение. Также важными расчетными характеристиками при проектировании и эксплуатации подшипников скольжения являются минимальный необходимый расход смазки (для поддержания жидкостного режима трения и охлаждения рабочей зоны подшипника скольжения), потери мощности в подшипнике и максимальная температура смазки в слое.

Расчет подшипниковых опор на основе подшипников качения сводится к расчету долговечности согласно методике, изложенной в ISO 281, и производится для наихудших условий работы (таких, как минимальная и максимальная нагрузки, минимальная вязкость смазочного материала и др.). При расчете учитывается коэффициент ресурса, влияющего на расчетную долговечность подшипника качения [3], который может меняться в зависимости от производителя подшипников.

Для подшипников качения основными рабочими характеристиками, подтверждающими работоспособность, являются их долговечность и потери мощности.

### **Расчет системы охлаждения подшипникового узла**

С помощью расчетного модуля системы охлаждения проверяется эффективность отвода тепла охладителем от подшипника посредством нахождения необходимой площади охлаждения или определения максимальной температуры подшипника, которая не должна превышать максимально допустимое значение.

Определение максимальной температуры подшипникового узла проводится при наихудших условиях работы на основе расчетных тепловыделений, условий смазывания и охлаждения [6, 7].

Основными способами отведения тепловыделений от подшипника в насосах АО «ВНИИАЭН» являются теплоотвод через корпус подшипника с помощью гладкой/оробренной трубки маслоохладителя или обдув корпуса с помощью вентиляторной крыльчатки.

### **Объединенный модуль САПР**

Описанные выше расчетные модули работоспособны как отдельные единицы, так и как элементы объединенного модуля, который позволяет рассчитать тепловой баланс системы подшипникового узла с учетом совокупного ряда факторов, таких, как условия смазывания, способы охлаждения, проведение обязательной проверки рекомендуемых конструктивных особенностей отдельных элементов системы и основных критических показателей работоспособности подшипника [8].

Основным принципом, объединяющим разные расчетные модули в виде САПР, является баланс между выделяемым и отводимым теплом в подшипнике, то есть стабилизации рабочей температуры подшипника после достижения термического равновесия.

При разработке объединенного модуля в виде САПР учитывался опыт подходов к выбору и расчету подшипниковых опор центробежных насосов, был проведен поиск материалов по схожей тематике [3, 9, 10]. Блок-схема одного из аналогов представлена на рис. 1 [10].

На рис. 1 приняты следующие обозначения:  $T_{eff}$  – эффективная температура смазки, °С (полученная из теплового баланса системы);  $\eta$  – вязкость смазки при эффективной температуре, сСт;  $\Delta T$  – повышение температуры смазки, °С.

На блок-схеме представлена модель расчета радиального подшипника скольжения с принудительной подачей смазки, которая включает модули определения нагрузок и основных рабочих характеристик подшипника. Модули объединены в единую аналитическую модель. Тепловой расчет подшипниковых опор сводится к нахождению теплового баланса подшипника методом последовательных приближений посредством отведения тепла через корпус [1, 2].

Чаще всего, в общедоступных источниках, при выборе и расчете подшипниковых опор используются расчетные модули только для определенного конструктивного типа подшипников, системы подачи смазки, способа охлаждения. Это является основной отличительной особенностью в подходе к расчетам по выбору подшипниковых опор с рассмотренным модулем разработки АО «ВНИИАЭН», где в одну систему объединены взаимосвязанные между собой модули по выбору подшипниковых опор различных конструктивных типов, смазочных материалов, способов подачи смазки и охлаждения.

Данный подход позволяет получить более реальную картину температурного состояния подшипникового узла, что подтверждается стендовыми испытаниями различных конструкций подшипников, а также натурными испытаниями насосов разработки АО «ВНИИАЭН». Функциональные причинно-следственные связи модуля теплового баланса системы дают возможность лучше разобраться в проблемах, возникающих при эксплуатации подшипников.

Блок-схема расчетной модели подшипникового узла, которая разработана и применена в АО «ВНИИАЭН», представлена на рис. 2

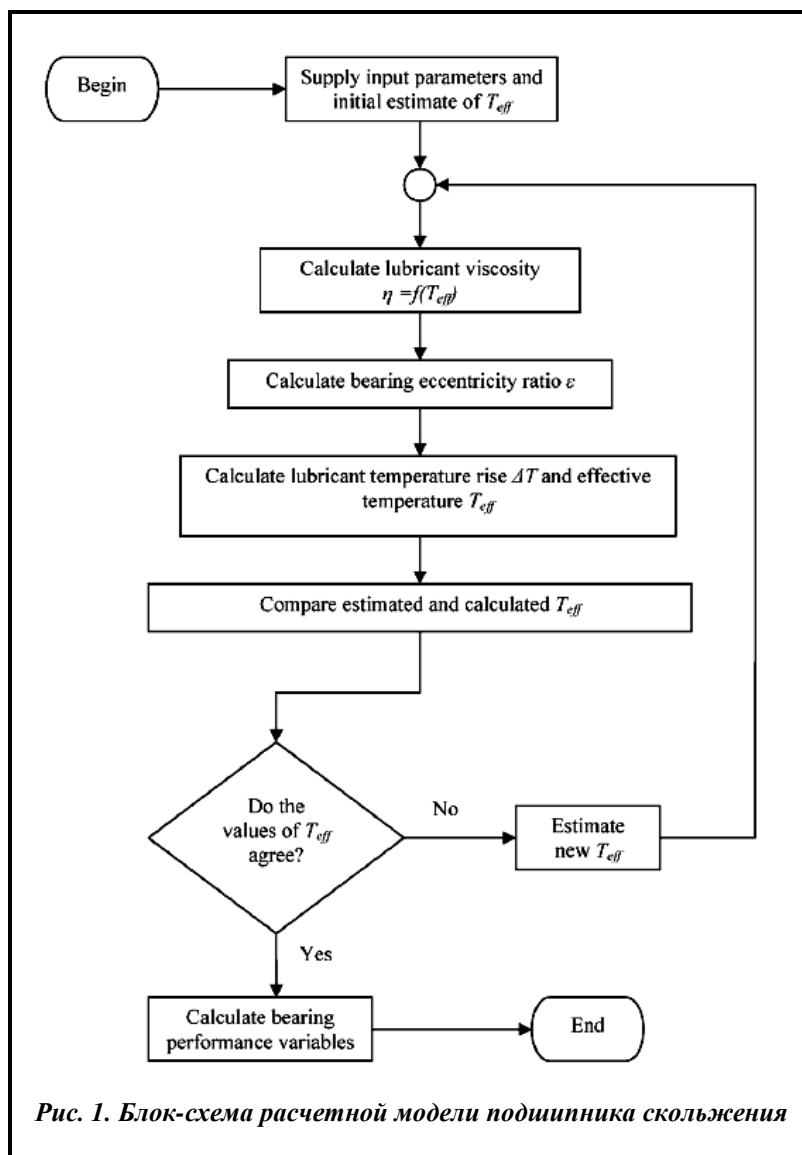


Рис. 1. Блок-схема расчетной модели подшипника скольжения

На рис. 2 приняты следующие обозначения:  $D$  – диаметр вала под подшипником, м;  $n$  – частота вращения ротора, об/мин;  $F$  – нагрузка на подшипник (радиальная, осевая), Н;  $T_{p,m}$  – прогнозируемая средняя температура смазки в подшипнике, °С;  $T_m$  – средняя температура смазки в подшипнике, полученная из теплового баланса системы, °С;  $h_{\min}$  – минимальная толщина смазочного слоя, мкм;  $h_{dop}$  – минимальная допустимая толщина смазочного слоя, при котором обеспечивается жидкостный режим трения, мкм;  $T_{\max}$  – максимальная температура смазки в подшипнике, °С;  $T_{\lim}$  – максимально допустимая температура смазки в подшипнике, °С;  $Q_{\min}$  – минимально необходимый расход смазки, необходимый для обеспечения работоспособности опоры м<sup>3</sup>/ч;  $Q_r$  – расход смазки, подаваемый смазочным кольцом, м<sup>3</sup>/ч;  $\omega_r$  – частота вращения смазочного кольца, 1/с;  $\omega_{cr}$  – критическая частота вращения смазочного кольца, при которой начинается интенсивное разбрызгивание масла 1/с;  $L_{1mh}$  – долговечность подшипника, соответствующая 99 % вероятности безотказной работы, ч;  $L_h$  – требуемая долговечность подшипника, ч;  $P_{loss}$  – потери мощности на трение в подшипнике, кВт.

Рассмотренная расчетная модель дает возможность проводить как проектировочные, так и поверочные расчеты подшипниковых опор, позволяет включать в систему дополнительные модули с новыми методиками расчетов и совершенствовать ее в целом.

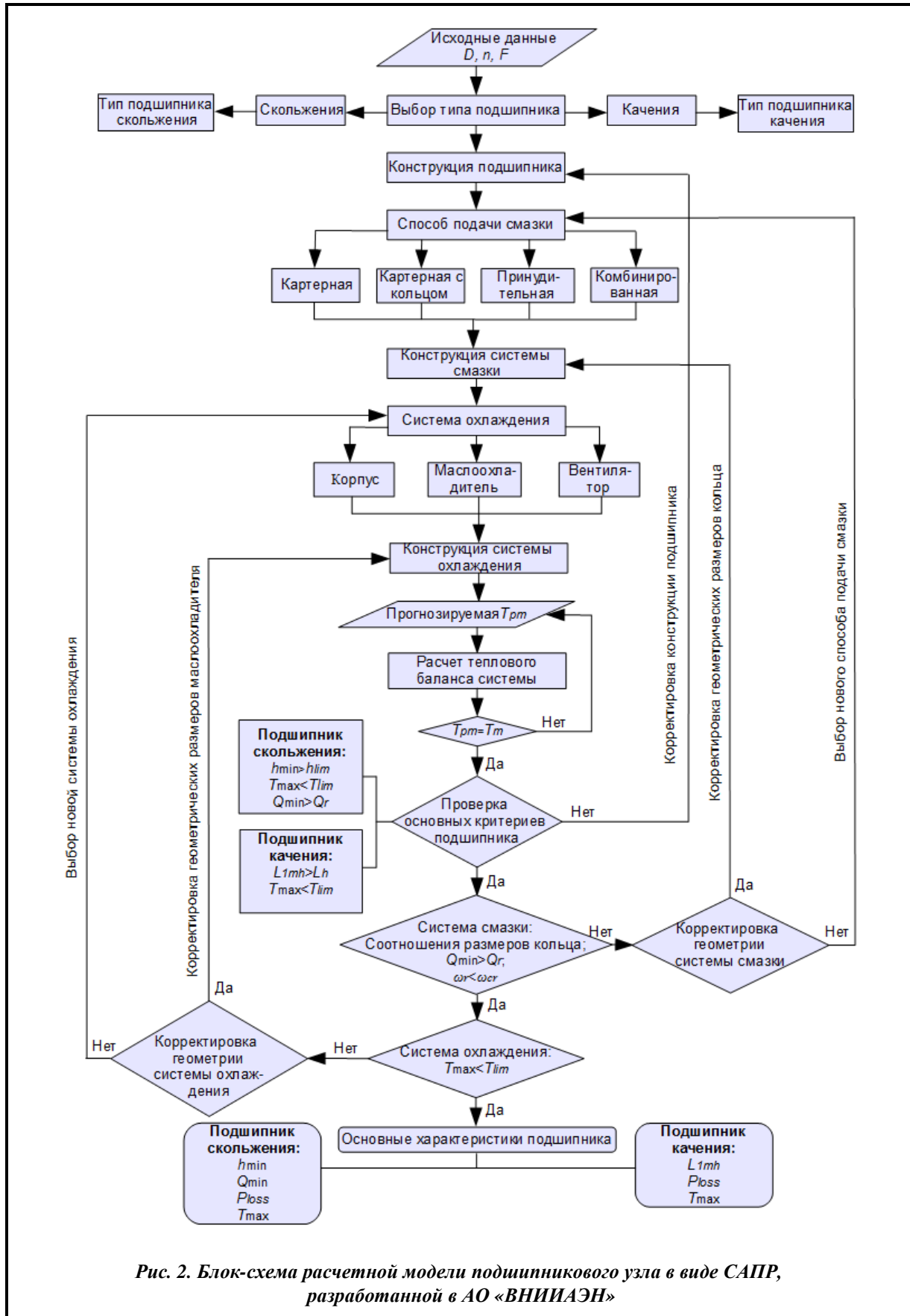


Рис. 2. Блок-схема расчетной модели подшипникового узла в виде САПР, разработанной в АО «ВНИИАЭН»

## Выводы

В данной статье рассмотрены расчетные модули собственной разработки по выбору подшипниковых опор насосов АО «ВНИИАЭН» как отдельные единицы, так и в составе САПР. Критерием объединения взаимосвязанных между собой модулей является тепловой баланс системы.

Новизна представленного подхода заключается в том, что он объединяет отдельные модули по выбору подшипниковых опор в общую автоматизированную систему и учитывает совокупность факторов, таких, как условия смазывания, способы охлаждения, проведение обязательной проверки рекомендуемых конструктивных особенностей отдельных элементов системы и основных критических показателей работоспособности подшипника. Данный подход позволяет получить более реальную картину температурного состояния подшипникового узла, что подтверждается стендовыми испытаниями различных конструкций подшипников, а также натурными испытаниями насосов разработки АО «ВНИИАЭН».

Представление объединенного модуля в виде блочной системы позволяет дополнять и совершенствовать разработанные расчетные модули, входящие в САПР, используя результаты научно-исследовательских работ, отзывы с мест эксплуатации и постоянный мониторинг различных информационных источников.

## Литература

1. Чернавский С. А., Решиков В. Ф. Справочник металлста: в 5 т. М.: Машиностроение, 1976. Т. 1. 768 с.
2. Воскресенский В. А., Дьяков В. И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка). М.: Машиностроение, 1980. 223 с.
3. SKF general catalog. Rolling bearings. PUB BU/P1 17000/1 EN, 2018. 1152 p. <https://www.skf.com/ua/uk/products/index.html>.
4. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 3. / под. ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2006. 928 с.
5. Heinz P. Bloch. Centrifugal Pump Cooling and Lubricant Application. *22nd Intern. Pump User Symposium*. 2005. 19 p.
6. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 344 с.
7. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
8. API STD 610:2010. Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. 11th Ed, 2010. 218 p.
9. Mohammed Ali., Sachin T. Gadakh, Somani S. K. A software tool to find operating temperature of hydrodynamic journal bearing considering effect of various bearing design parameters. *J. Environment, Sci. and Techn.* 2015. Vol. 1. Iss. 2. P. 37–44.
10. Naffin R. K., Chang L. An analytical model for the basic design calculations of journal bearings. *J. Tribology*. 2010. Vol. 132. Iss. 2. P. 213–228. <https://doi.org/10.1115/1.4000941>.

Поступила в редакцию 02.10.2019

## Застосування розрахункових модулів власної розробки при виборі підшипникових опор насосів, що проектуються

А. А. Руденко, В. І. Зайцев, Ю. В. Сіробаба

Акціонерне товариство «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування» (АТ «ВНДІАЕН»),  
40003, Україна, м Суми, вул. 2-а Залізнична, 2

Одними з основних вузлів, від яких багато в чому залежить надійність роботи відцентрових насосів, є підшипникові опори. На основі узагальнення теоретичних даних і практичних навичок при виборі підшипників фахівцями АТ «ВНДІАЕН» розроблені основні розрахункові модулі та програми, в яких закладений загальний підхід до вибору та аналізу працездатності підшипникових опор. Дані розрахункові модулі можуть працювати як окремі одиниці, так і входить в об'єднаний модуль, який дозволяє розраховувати тепловий баланс системи підшипникового вузла з урахуванням сукупного ряду факторів, таких, як умови змащування, способи охолодження, проведення обов'язкової перевірки рекомендованих конструктивних особливостей окремих елементів системи та основних критичних показників працездатності підшипника. Функціональні причинно-наслідкові зв'язки модуля

можуть допомогти краще розібратися в проблемах, що виникають під час експлуатації підшипників. У статті розглянуті розрахункові модулі власної розробки з вибору підшипникових опор насосів АТ «ВНДІАЕН» і запропонована нова методика проектування підшипникових опор, яка ґрунтується на взаємопов'язаному застосуванні окремих модулів, що подані як об'єднаний модуль у вигляді системи автоматизованого проектування (САПР). Гнучкість методики, що використовується, дозволяє доповнювати і удосконалювати розроблені розрахункові модулі, що входять до об'єднаного модуля у вигляді САПР, використовуючи результати науково-дослідних робіт, відгуки з місць експлуатації та постійний моніторинг різних інформаційних джерел.

**Ключові слова:** підшипники кочення, підшипники ковзання, розрахункові модулі, змащування, система охолодження, робочі характеристики, тепловий баланс системи.