

УДК 621.452.3:621.664

doi: 10.32620/aktt.2020.7.04

И. С. РОМАНЕНКО<sup>1,2</sup>, А. В. БЕЛОГУБ<sup>1</sup><sup>1</sup> *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского  
«Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина*<sup>2</sup> *JSC FED, Харьков, Украина*

## АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВНЫХ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСАХ ГТД

*В статье описаны проблемы моделирования рабочего процесса в элементах качающего узла шестеренного топливного насоса ГТД, перекачивающего маловязкую жидкость - керосин. Показано, что подшипники скольжения в таких насосах при повышении быстроходности продолжают работать на режимах граничного трения. Показано, что торцевые и радиальные зазоры переменны, а система дренажа не оптимальна и все это не поддается моделированию по известным методикам. Приведено описание основных элементов качающего узла шестеренного насоса и упрощенная геометрическая модель, на основе которой выполняется анализ его работы. Кратко описаны проблемы, возникающие на этапе проектирования, доводки и эксплуатации шестеренных топливных насосов. Проведен предварительный анализ методик проектирования, который показал, что изученность ряда параметров рабочего процесса на сегодняшний день недостаточна, учет влияния ряда факторов на работу конкретного насоса на этапе проектирования является невозможным, что снижает вероятность получения оптимальной конструкции и качественной оценки ее работы. Приведено описание работы шестерён, системы торцевого поджима, торцевых и радиальных подшипников скольжения. Приведен анализ особенностей модельного распределения давления в рабочей полости насоса от линейного распределения до срабатывания перепада на одном зубе, а также, выполнено сравнение принятых распределений в расчетных методиках и в источниках литературы. Описаны особенности нагружения подшипников и условия их работы и смазки. Выполнен анализ особенностей работы шестеренного топливного насоса ГТД на основе предварительных расчетов, рекомендаций в источниках литературы и экспериментальных данных. Сформулированы задачи, которые должны дать ответы на основные вопросы моделирования, а именно вопросы о распределении давления во впадинах зубьев на стационарных и переходных режимах работы, об утечках рабочей жидкости (керосина) через переменные торцевые и радиальные зазоры, о динамике движения шестерен и сопряженных деталей и влиянии внешних условий (температур, давлений, внешних вибраций и пр.) на работу насоса в целом.*

**Ключевые слова:** шестеренный насос; подшипники; кавитация; шестерня; поджим.

### Введение

Шестеренные насосы являются одними из наиболее часто применяемых в современной технике. Их простота и надежность позволили им занять свою нишу в авиации, в частности в авиационных двигателях, но, как и для всех узлов и агрегатов, от них требуется высокая надежность и эффективность. Особый интерес представляют топливные насосы высокого давления, перекачивающие маловязкую жидкость – керосин, находящие преимущественное применение в системах топливоподдачи авиационных ГТД.

Классические методики проектирования таких насосов на сегодняшний день достигли границ применимости и возникает необходимость в их дальнейшем совершенствовании. Как правило, проектирование выполняется по полуэмпирическим методикам, основанным на сложных и ресурсоёмких

экспериментах [1 – 3]. Выбор основных геометрических размеров шестеренного насоса не является сложной задачей и у большинства авторов [1 – 3] является схожим, но для расчета объемных и механических потерь, торцевых и радиальных опор (подшипников) и прочих «мелочей» единой методики для расчетов не создано.

В шестеренном насосе основные объемные потери связаны с утечками в торцевых и радиальных зазорах, а также в зацеплении [2]. В процессе работы насоса действительные торцевые зазоры переменны. Изменения величин зазоров вызываются биением торцов шестерен, пульсацией давления в нагнетательном трубопроводе, отклонениями от плоскостности сопряженных торцов роторов и уплотняющих деталей, неровностями на торцевых поверхностях деталей, компрессией жидкости во впадинах зубьев и упругой деформацией поверхностей скольжения в зоне контакта. Изученность этих

процессов на сегодняшний день недостаточна, поэтому учет влияния ряда потерь (перечисленных и других факторов) на работу конкретного насоса на этапе проектирования является невозможным, что снижает вероятность получения оптимальной конструкции и качественной оценки ее работы.

Целью данной работы является анализ особенностей работы шестеренного топливного насоса и поиск корректной методики расчета его рабочего процесса.

## 1. Описание конструкции объекта исследования

В данной статье рассматривается обобщенная модель шестеренного насоса (рис. 1), состоящая из основных элементов качающего узла обеспечивающих работоспособность насоса. Модель состоит из ведущей и ведомой шестерен, корпуса, верхних и нижних подпятников, уплотнений в системе торцевого поджима.



Рис. 1. Элементы качающего узла

Рабочая камера формируется шестернями, подпятниками и корпусом. Система торцевого поджима позволяет уплотнить торцевые поверхности шестерен, уменьшая зазор, что, в свою очередь, уменьшает утечки и увеличивает объемный КПД.

Для восприятия радиальной нагрузки в рассматриваемой конструкции используются подшипники скольжения, выполненные заодно с торцевыми подшипниками. Такое решение позволяет согласовать работу торцевого и радиального подшипников, уменьшая перекосы.

Работа системы торцевого поджима организована с помощью торцевых уплотнений на верхних подпятниках, которые образуют полость с повышенным давлением; в эту полость подводится жидкость из участка нагнетания (участка с высоким де-

лением), что позволяет создать усилие, прижимающее верхний подпятник к торцу шестерен, противодействуя усилию, отжимающему подпятник давлением в рабочей полости.

Такая система торцевого поджима имеет меньше всего элементов по сравнению с другими [1] и конструктивно проста. Недостаток этого способа уплотнения заключается в трудности определения требуемого усилия прижима подпятников для различных давлений в связи с изменением закона распределения давления по периферии и торцам шестерен. При возрастании рабочего давления зона повышенных давлений может появиться в пределах изолируемого участка торцов подпятников и вызвать отжим или перекося торцов подпятников.

Система вытеснения замкнутого объема реализована за счет применения дополнительных канализаций (канавок в подпятниках в зоне зацепления).

## 2. Описание проблемы и постановка задачи

Как было указано выше, использование шестеренных насосов высокого давления как основных топливных насосов в современных системах топливопитания становятся все более распространенным.

К таким насосам предъявляются высокие требования по надежности, эффективности, экономичности и дешевизне. С целью достижения этих параметров повышают напряженность конструкции, увеличивая частоты вращения и уменьшая габариты. В результате такие изменения приводят к повышенному износу, увеличению зон кавитации и к нестабильному поведению эпюры давления в рабочей полости.

Проектирование таких насосов усложняется тем, что классические методики применимы больше для тихоходных насосов (с частотой вращения до 5000 об/мин), для перекачки жидкостей высокой вязкости (масел), и невысоких давлений. Каждый из перечисленных факторов и их комбинации (частота вращения, вязкость, давление) влияет на работоспособность насоса.

Так, например, высокое давление и низкая вязкость рабочей жидкости (керосин) приводят к повышенным утечкам в зазорах, снижению объемного КПД, повышению износа опор и торцевых поверхностей.

Высокая частота вращения в идеале должна снижать трение за счет образования гидродинамического клина в подшипниках и на торцевых поверхностях, но для рабочего тела с низкой вязкостью этот эффект не достигается; следовательно, повышение частоты вращения также увеличивает трение и износ поверхностей трений.

Немаловажним фактором, впливаючим на стабільність роботи насоса, являється кавітація, виникаюча в робочій порожнині і/або в зоні замкнутого об'єму. Локальне підвищення тиску може негативно сказуватися як на роботі системи торцевого піджима (збільшуючи зусилля віджиму і зменшуючи об'ємний КПД), збільшуючи зусилля на підшипниках (підвищуючи знос), підвищуючи кавітаційний знос.

Предсказывание всех этих эффектов для конкретной конструкции насоса является достаточно сложным, трудоемким, а иногда и невыполнимым заданием.

Следует отметить, что переходным режимам работы насосов при их проектировании практически не уделяется внимания.

В «идеальном мире» процесс проектирования должен происходить по схеме: проектирование, испытание, серийное производство.

Но реальность вносит свои коррективы в эту цепочку, и между проектированием и серийным производством добавляется цикл с неопределенным количеством итераций под названием «доводка» агрегата. Доводка состоит из испытаний и доработок, и может повторяться неопределенное количество раз. Данный подход дорогостоящий и затратный, так как требует больших временных и производственных ресурсов. На сегодняшний день уход от этого этапа сложно так как большинство методик проектирования шестеренчатых насосов основаны на полупырических расчетах с большим количеством упрощений и допущений. Поэтому большая часть конструкторской работы по получению нужных параметров и характеристик агрегата происходит с «напильником в руках».

С целью ухода от концепции доводки агрегата на стенде (уменьшения доводочных итераций) предлагается усовершенствовать методики расчета и математического моделирования работы шестеренчатого насоса в целом, как на установившихся, так и на переходных режимах.

### 3. Особенности работы основных элементов качающего узла

Известный принцип работы шестеренчатого насоса заключается в перекачивании рабочей жидкости (в нашем случае керосина), захваченной объемом впадин зубьев, из зоны низкого давления в зону высокого давления. Между этими двумя участками есть две переходные зоны (участок зацепления и участок рабочей полости) (рис. 2). Поведение рабочего тела на этих двух участках оказывает наибольшее влияние на работу всего качающего узла.

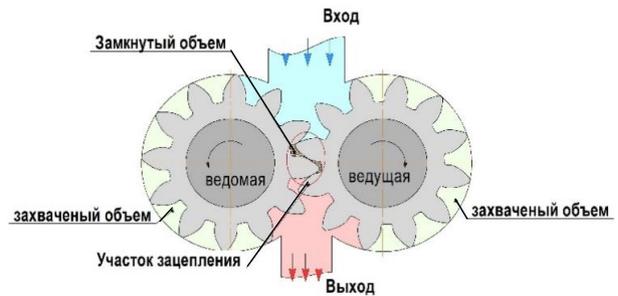


Рис. 2. Зоны рабочей камеры

На участке зацепления, при вхождении в контакт ведущей и ведомой шестерен, образуется замкнутый объем (см. рис. 2), который при вращении шестерен то увеличивается, то уменьшается, создавая зоны с локальным повышением давления и участками разряжения (где и зарождается кавитация). Такое колебание давления негативно сказывается на работе качающего узла и приводит к повышенному износу пар трения и кавитационному износу шестерен и подпятников.

Для борьбы с этим эффектом используют различные конструктивные решения, позволяющие вытеснять замкнутый объем, уходя от зон локального повышения давления. В этой статье рассматривается насос, в котором использована система вытеснения замкнутого объема за счет применения дополнительной канализации (каналов в подпятниках в зоне зацепления) (см. рис. 1). Выбор геометрии этих каналов описан в рекомендациях по проектированию и выбору параметров насоса [2], но, как показывает практика, применимость этих рекомендаций – сомнительная, так как на этапе доводочных испытаний они претерпевают значительные изменения и в результате очень сильно отличаются от рекомендуемых.

Рассматривая участок рабочей зоны (соединяющей нагнетание и слив), также можно отметить особенности работы, связанные с распределением давления между камерами. В зависимости от эпюры давления в рабочей полости, по-разному будут нагружаться подшипники и система поджима.

В классических методиках [1 – 3] рекомендуется принимать линейное или гиперболическое распределение давления. Но, как показывают предварительные расчеты и анализ последних работ [4, 5], первое предположение (линейное распределение) неверно. Такое распределение возможно лишь в том случае, когда шестерня находится концентрично с корпусом и по всей длине рабочего участка сохраняется постоянный зазор. Такая ситуация невозможна в силу наличия зазоров между подпятником и шестерней, что приводит к смещению шестерни в сторону действия суммарного вектора сил (рис. 3).

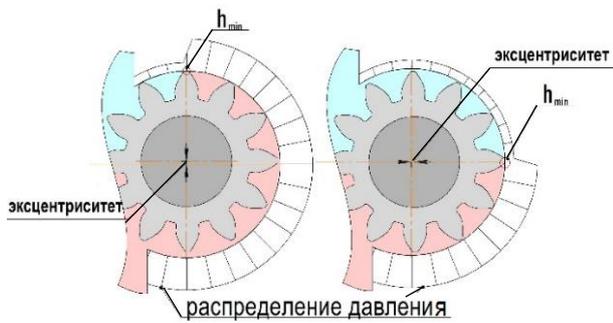


Рис. 3. Профиль давления

Второе предположение (гиперболическое распределение) ближе к результатам расчетов, но также не дает точного приближения к характеру распределения давления в рабочей полости.

Как показало моделирование, существует две граничных эпюры (перепад всего давления на одном зубе в начале или в конце рабочей полости). Первый случай возможен, если результирующая сила от давления и зацепления направлена в сторону всасывания. Второй случай невозможен, так как давление со стороны нагнетания будет всегда выше, что не позволит переместит шестерню на упор к зоне нагнетания, поэтому крайним положением можно считать перепад давления на одном зубе, расположенном параллельно зоне зацепления (см. рис. 3). Из вышеперечисленного следует, что зона высокого давления может находиться в пределах  $3/4 - 1/2$  рабочей полости. Такой разброс может значительно повлиять на работу системы поджима и работу подшипников в целом. Это предположение подтверждается также следами приработки на корпусе реального насоса (рис. 4) и требует более детального анализа для определения фактического положения шестерни на различных режимах.



Рис. 4. Следы приработки корпуса насоса

Особенность работы опор скольжения в топливных шестеренных насосах заключается в том,

что низкая вязкость керосина не позволяет образовать гидродинамический клин, позволяющий перейти от граничного трения к жидкостному даже на высокоскоростных насосах. В топливных шестеренных насосах высокого давления опоры работают в режиме граничного трения, из-за чего необходимо использовать антифрикционные покрытия и обеспечивать интенсивное охлаждение на участке контакта. Как было сказано ранее, положение шестерни зависит от результирующей силы (давления и зацепления), что является определяющим фактором при выборе положения канавки для подвода охлаждения, так как определяет зону контакта цапфы и подшипника.

Эти процессы на сегодняшний день недостаточно изучены, методики достоверного учета перечисленных факторов на работу конкретного насоса на этапе проектирования не созданы, что снижает возможность получения оптимальной конструкции и качественной оценки изделия. В связи с этим детальное изучение рабочего процесса в шестеренном насосе и создание модели работы элементов качающего узла является актуальной задачей.

«Идеальное» моделирование должно дать ответы на следующие вопросы:

Как распределяется давление во впадинах зубьев на всех возможных режимах работы (стационарных и переходных)?

Какие утечки рабочей жидкости (керосина) через переменные торцевые и радиальные зазоры в процессе работы?

Какова динамика движения шестерен и сопряженных деталей (торцевых шайб, втулок подшипников и пр.)?

Каково влияние внешних условий (температур, давлений, внешних вибраций и пр.) на работу насоса?

Безусловный интерес представляет также ранжирование влияющих факторов.

#### 4. Существующие подходы к моделированию рабочего процесса шестеренного насоса

Моделирование рабочего процесса шестеренного насоса подразумевает определение рабочих параметров (эпюр скоростей и давлений) во всей рабочей полости насоса.

На сегодняшний день существует несколько подходов в моделировании рабочего процесса шестеренного насоса, но наиболее часто используемых всего два – это расчет с использованием вычислительной гидродинамики (CFD) и моделирование рабочего процесса с использованием дискретных моделей [6, 7].

Расчет рабочего процесса с использованием инструментов вычислительной гидродинамики имеет как преимущества, так и существенные недостатки. Основным и наиболее весомым преимуществом данного метода является возможность получать эпюры распределения скоростей и давлений в рабочей полости насоса (рис. 5).

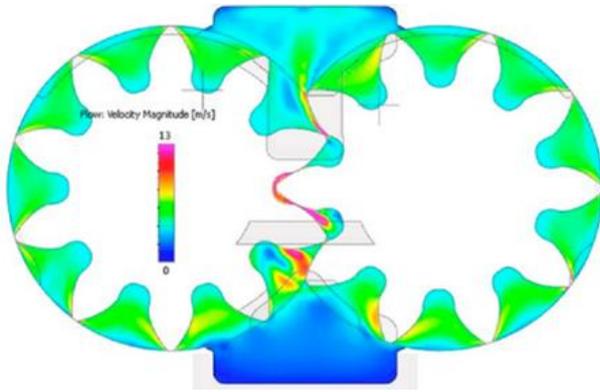


Рис. 5. Результат CFD расчета шестеренного насоса [7]

Такой результат расчета позволяет определить участки с кавитацией и оценить правильность выбранной геометрии канализации. Но данный метод имеет достаточно недостатков и трудностей, с которыми расчетчик сталкивается на этапах подготовки и валидации модели. Наиболее сложной задачей при использовании данного метода является построение адекватной конечно-элементной модели. Сложность заключается в том, что при вращении шестерен происходит зацепление ведущей и ведомой шестерен, из-за чего объем, ограничиваемый впадинами, изменяется в зависимости от углового положения зубчатого колеса. Моделирование этого физического процесса требует использования перестраиваемых сеток и введения дополнительных допущений по зазорам в зацеплении для выполнения корректного расчета. Моделирование с использованием CFD пакетов может быть выполнено с различной степенью детализации. Для учета правильности выбора геометрии канализации необходимо выполнять расчет в 3-х мерной постановке, а для получения поля скоростей и давлений вдоль рабочей полости можно упростить расчет и использовать 2-х мерную постановку. Такой подход к моделированию рабочего процесса требует значительных вычислительных и временных затрат.

Моделирование рабочего процесса с использованием моделей с сосредоточенными параметрами (рис. 6) [6, 7] позволяет оценить влияние различных факторов на работу основных элементов качающего узла и выявить критические режимы работы.

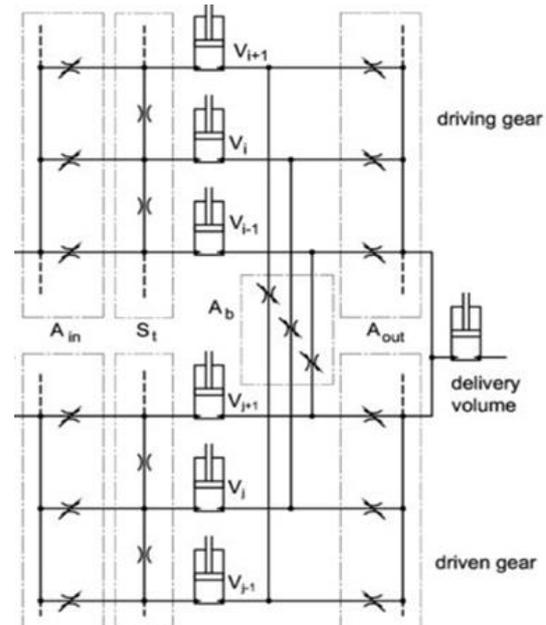


Рис. 6. Модель с сосредоточенными параметрами [6]

С использованием моделей с сосредоточенными параметрами можно выполнить динамический анализ системы качающего узла, опор скольжения и других элементов системы. В модели насос представляется в виде последовательно соединенных контрольных объемов. Каждый контрольный объем моделируется емкостным элементом, в котором давление определено как функция расхода. Контрольные объемы, моделирующие рабочую камеру насоса, соединены между собой элементами гидравлического сопротивления, в которых рассчитывают расход как функцию перепада давления. Наибольшим преимуществом данного подхода по сравнению с предыдущим является быстросчетность и вариативность.

Каждый из перечисленных подходов позволяет оценить часть параметров, которые необходимо анализировать на этапе проектирования, но ни один из них не позволяет комплексно ответить на все поставленные вопросы.

Поэтому возникает необходимость в детальной проработке методик проектирования шестеренного насоса на основе моделей рабочего процесса с учетом динамики.

## Заключение

Из анализа особенностей моделирования рабочего процесса шестеренного насоса следует, что на сегодняшний день задача создания корректной математической модели, позволяющей моделировать как установившиеся, так и переходные процессы все еще актуальна.

Недостаточно изучен процесс работы шестеренных насосов с низковязкими жидкостями, что усложняет проектирование качающего узла.

Противоречивые сведения и предположения о распределении давления в рабочей полости затрудняют процесс проектирования систем торцевого поджима и выбора оптимальных параметров.

Поэтому первоочередными задачами дальнейших исследований является более детальное изучение рабочего процесса шестеренного топливного насоса ГТД и создание математической модели, позволяющей определить рабочие параметры элементов качающего узла в заданный момент времени с учетом влияющих режимных и конструктивных параметров.

### Литература

1. Юдин, Е. М. Шестеренные насосы [Текст] / Е. М. Юдин. – М. : Машиностроение. – 1964. – 236 с.
2. Рыбкин, Е. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е. А. Рыбкин, А. А. Усов. – М. : Mashgiz. – 1960. – 187 с.
3. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение. – 1974. – 606 с.
4. Shah, Yash Girish. Air Release and Cavitation Modeling with a Lumped Parameter Approach Based on the Rayleigh-Plesset Equation: The Case of an External Gear Pump [Электронный ресурс] / Yash Girish Shah, Andrea Vacca, Sadegh Dabiri – 2018. – Режим доступа: <https://www.mdpi.com/1996-1073/11/12/3472>. – 12.05.2020.
5. Junjie Zhou, A novel approach for predicting the operation external gear pumps under cavitation condition [Электронный ресурс] / Junjie Zhou, Andrea Vacca, Paolo Casoli. – 2014. – Режим доступа: <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2014.03.009>. – 12.05.2020.
6. Rundo, Massimo. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review [Электронный ресурс] / Massimo Rundo // Energies, MDPI, Open Access Journal. – 2017. – Vol. 10 (9). – P. 1-32. – Режим доступа: [https://www.researchgate.net/publication/319262636\\_Models\\_for\\_Flow\\_Rate\\_Simulation\\_in\\_Gear\\_Pumps\\_A\\_Review](https://www.researchgate.net/publication/319262636_Models_for_Flow_Rate_Simulation_in_Gear_Pumps_A_Review). – 12.05.2020.

7. Frosina, Emma Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computation Fluid Dynamic Modeling Approach [Электронный ресурс] / Emma Frosina, Adolfo Senatore, Manuel Rigosi. – 2017. – Режим доступа: [https://www.researchgate.net/publication/318821329\\_Study\\_of\\_a\\_High-Pressure\\_External\\_Gear\\_Pump\\_with\\_a\\_Computational\\_Fluid\\_Dynamic\\_Modeling\\_Approach](https://www.researchgate.net/publication/318821329_Study_of_a_High-Pressure_External_Gear_Pump_with_a_Computational_Fluid_Dynamic_Modeling_Approach) – 12.05.2020.

### References

1. Judin, E. M. *Shesterennyye nasosy* [Gear pumps]. Moscow, Mashinostroenie – Mechanical engineering Publ., 1964. 236 p.
2. Rybkin, E. A., Usov, A. A. *Shesterennyye nasosy dlja metallorzhushhih stankov* [Gear pumps for metal-cutting machine tools]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960. 187 p.
3. Bashta, T. M. *Ob'jomnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Volumetric pumps and hydraulic drivers of hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie – Mechanical engineering Publ., 1974. 606 p.
4. Shah, Yash Girish, Vacca, Andrea, Dabiri, Sadegh. *Air Release and Cavitation Modeling with a Lumped Parameter Approach Based on the Rayleigh-Plesset Equation: The Case of an External Gear Pump*, 2018. Available at: <https://www.mdpi.com/1996-1073/11/12/3472>. (accessed 12.05.2020).
5. Zhou, Junjie, Vacca, Andrea, Casoli, Paolo. *A novel approach for predicting the operation external gear pumps under cavitation condition*, 2014. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2014.03.009> (accessed 12.05.2020).
6. Rundo, Massimo. Models for Flow Rate Simulation in Gear Pumps: A Review. *Energies, MDPI, Open Access Journal*. 2017, vol. 10 (9), pp. 1-32. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/319262636\\_Models\\_for\\_Flow\\_Rate\\_Simulation\\_in\\_Gear\\_Pumps\\_A\\_Review](https://www.researchgate.net/publication/319262636_Models_for_Flow_Rate_Simulation_in_Gear_Pumps_A_Review) (accessed 12.05.2020).
7. Frosina, Emma., Senatore, Adolfo., Rigosi, Manuel. *Study of a High-Pressure External Gear Pump with a Computation Fluid Dynamic Modeling Approach*, 2017. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/318821329\\_Study\\_of\\_a\\_High-Pressure\\_External\\_Gear\\_Pump\\_with\\_a\\_Computational\\_Fluid\\_Dynamic\\_Modeling\\_Approach](https://www.researchgate.net/publication/318821329_Study_of_a_High-Pressure_External_Gear_Pump_with_a_Computational_Fluid_Dynamic_Modeling_Approach) (accessed 12.05.2020).

Поступила в редакцию 02.06.2020, рассмотрена на редколлегии 15.08.2020

### АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ В ПАЛИВНИХ ШЕСТЕРЕННИХ НАСОСАХ ГТД

**І. С. Ромененко, О. В. Білогуб**

У статті описана проблеми моделювання робочого процесу в елементах вузла, що качає шестеренного паливного насоса ГТД, що перекачує малов'язку рідину - гас. Показано, що підшипники ковзання в таких насосах при підвищенні швидкості продовжують працювати на режимах граничного тертя. Показано,

що торцеві і радіальні зазори змінні, а система дренажу не оптимальна і все це не піддається моделюванню за відомими методиками. Наведено опис основних елементів вузла, що качає шестеренного насоса і приведена спрощена геометрична модель на основі якої виконується аналіз його роботи. Коротко описані проблеми, що виникають на етапі проектування, доведення і експлуатації шестеренних паливних насосів. Проведено попередній аналіз методик проектування, який показав, що вивченість ряду параметрів робочого процесу на сьогоднішній день є недостатньою, облік впливу ряду факторів на роботу конкретного насоса на етапі проектування є неможливим, що знижує ймовірність отримання оптимальної конструкції і якісної оцінки її роботи. Наведено опис роботи шестерень, системи торцевого підтиску, торцевих і радіальних підшипників ковзання. Наведено аналіз особливостей модельного розподілу тиску в робочій порожнині насоса від лінійного розподілу до спрацьовування перепаду на одному зубі, а також, виконано порівняння прийнятих розподілів в розрахункових методиках і в джерелах літератури. Описано особливості навантаження підшипників і умови їх роботи і змащування. Виконано аналіз особливості роботи шестеренного паливного насоса ГТД на основі попередніх розрахунків, рекомендацій в джерелах літератури і експериментальних даних. Сформульовано завдання, які повинні дати відповіді на основні питання моделювання, а саме питання про розподіл тиску в западинах зубів на стаціонарних і перехідних режимах роботи, про витоки робочої рідини (газу) через змінні торцеві і радіальні зазори, про динаміку руху шестерень і сполучених деталей та вплив зовнішніх умов (температур, тисків, зовнішніх вібрацій та ін.) на роботу насоса в цілому.

**Ключові слова:** шестерінчастий насос; підп'ятники; кавітація; шестерня; підтиск.

## FUEL GEAR PUMP OF GAS TURBINE ENGINE OPERATING PROCESSES SIMULATION ISSUES ANALYSIS

*I. Romanenko, O. Bilohub*

The article touches upon the issues of the operating process in the elements of the external gear pump modeling. The external gear pump is the part of the gas turbine engine and pumps a low-viscosity fluid – kerosene. The article shows that sleeve bearings in such pumps continue to operate at boundary friction modes while rotation speed is increased. It also shows that the end and radial clearances are variable, and the drain system is not optimal which prevents the modeling of the system by classic approach. The main elements of the pumping unit of the external gear pump are described in the article. A simplified geometric model, which forms the basis for the analysis of the pump operation, is given as well. The problems arising during the design stage, fine-tuning, and operation of external gear fuel pumps are briefly described. A preliminary analysis of the design methods showed that several parameters of the working process are not studied well enough to provide the basis for optimal construction design and its qualitative assessment within the design stage. The description of gears operation, the system of end clamping, end, and radial plain bearings is given. The analysis of pressure distribution models is given. The analysis takes into account pressure distribution from linear distribution in the delivery chamber to the pressure drop on one tooth. Distributions from different calculation methods and literature sources are compared as well. The features of bearing loading and the conditions of their operation and lubrication are described. Based on the preliminary calculations, recommendations in the literature, and experimental data, the operation features analysis of the gear fuel pump of the gas turbine engine is carried out. There are defined problems that will provide answers to the main modeling issues in the article: pressure distribution in the intertooth displacement chamber during stationary and transient operating; fluid leakage through variable end clearances and radial clearances; dynamic of the gears and associated parts movement; the influence of external conditions (temperatures, pressures, external vibrations, etc.) on the operation of the pump in general.

**Keywords:** gear pump; thrust bearing; cavitation; gear; preload.

**Романенко Игорь Сергеевич** – асп. каф. конструкции авиационных двигателей Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»; инженер-конструктор 1 категории JSC FED, Харьков, Украина.

**Белогуб Александр Витальевич** – д-р техн. наук, проф. каф. конструкции авиационных двигателей Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

**Ihor Romanenko** – PhD Student, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”; Mechanical Engineer JSC FED, Kharkiv, Ukraine, e-mail: i.romanenko@khai.edu, isromanenko@fed.com.ua, ORCID Author ID: 0000-0001-6091-0020.

**Oleksandr Bilohub** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Aircraft Engine Design, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine, e-mail: av.belogub@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-2801-2903.