

**На правах рукописи**



**ХАБАРОВА Дарья Федоровна**

**ГИДРОДИНАМИКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И РАСЧЕТ  
ХАРАКТЕРИСТИК БЕСКЛАПАННЫХ ПОРШНЕВЫХ  
НАСОСОВ С ГИДРОДИОДАМИ**

**Специальность:**

**05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты**

**АВТОРЕФЕРАТ**

**диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук  
наук**

**Челябинск – 2019**

Работа выполнена на кафедре «Гидравлика и гидропневмосистемы» в Федеральном государственном автономном учреждении высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
**Спирidonov Евгений Константинович**

Официальные оппоненты: доктор технических наук  
**Ломакин Владимир Олегович**  
ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана (НИУ)  
профессор кафедры Э10 «Гидромеханика,  
гидромашины и гидропневмоавтоматика»

кандидат технических наук  
**Носов Евгений Юрьевич**  
ФГБОУ ВО ОмГТУ  
доцент кафедры «Гидромеханика и  
транспортные машины»

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого  
Президента России Б.Н. Ельцина»,  
г. Екатеринбург

Защита диссертации состоится 06 декабря 2019 г. в 12<sup>00</sup> часов на заседании диссертационного совета Д 212.288.10 на базе ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» по адресу: 450008 г. Уфа, ул. К. Маркса, 12.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» и на сайте [www.ugatu.su](http://www.ugatu.su).

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ года.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
д.т.н, доцент



А. В. Месропян

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Широкое распространение в промышленности поршневые насосы получили благодаря простоте конструкции и эксплуатации, самовсасывающей способности. Вместе с тем инерционность деталей клапанного механизма делает насосы тихоходными и металлоемкими, а подвижные части клапанного механизма оказывают нежелательное воздействие на перекачиваемую среду и обуславливают сравнительно низкую надежность таких машин.

Повысить надежность поршневых гидромашин и устранить нежелательное воздействие клапанов на жидкость позволило применение гидравлических диодов в качестве органов распределения. Эффективность последних определяется диодностью по сопротивлению  $D$ , то есть отношением гидравлических сопротивлений диода в обратном и прямом направлениях при одинаковой потере напора. При замене клапанов гидравлическими диодами в проточной части насоса остается одна подвижная часть – вытеснитель. Это позволяет существенно повысить надежность поршневых насосов и расширить область их применения (транспорт сильно загрязненных жидкостей, гидросмесей и биологических растворов). Вместе с тем упрощается конструкция насоса, что приводит к уменьшению трудоемкости изготовления, монтажа и технического обслуживания. Насосы с гидродиодами уже применяются в микрофлюидике и медицинской технике. В ядерной промышленности гидравлические диоды используют в высоконадежных насосных установках систем охлаждения реакторов и транспорта радиоактивных отходов. Таким образом, использование гидравлических диодов в качестве органов распределения жидкости в поршневых насосах является многообещающим. Поэтому проведение исследований бесклапанного насоса с гидравлическими диодами и выявление его энергетических характеристик является актуальной задачей.

**Цель работы:** определение достижимых характеристик бесклапанных насосов с поршневым вытеснителем и гидродиодами, разработка методики расчета параметров насоса для реализации этих характеристик. Для достижения цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Анализ методик расчета и проектирования вихревых гидродиодов. Разработка методики расчета гидравлического диода простой формы;
2. Разработка физико-математической модели поршневого насоса с гидравлическими диодами и на ее основе определение основных параметров гидромашины. Расчет и исследование энергетических характеристик насоса;
3. Экспериментальное исследование характеристик гидравлических диодов и поршневого насоса с гидравлическими диодами. Проверка адекватности физико-математической модели;
4. Расчет предельно достижимых по КПД характеристик насоса и на их основе разработка методики расчета основных геометрических параметров гидромашины.

**Объектом исследования** является насос с поршневым вытеснителем и гидравлическими диодами.

**Предметом исследования** являются рабочий процесс и характеристики насоса с поршневым вытеснителем и гидравлическими диодами.

**Метод исследования** заключается в аналитическом исследовании рабочего процесса гидромашины на основе уравнений гидродинамики с применением эмпирических данных по гидродиодам, полученных в ЮУрГУ и других организациях, анализе характеристик, рассчитываемых с применением численных методов, а также сравнении полученных результатов расчета с данными экспериментальных исследований, проведенных в ЮУрГУ.

### **Научная новизна.**

– Предложена математическая модель рабочего процесса насоса с поршневым вытеснителем и гидравлическими диодами, реализующего эффект Либау, отличающаяся полным описанием возможных направлений течения жидкости в проточной части и применением зависимостей прямого и обратного гидравлических сопротивлений гидродиодов от числа Рейнольдса, позволяющая анализировать рабочий процесс и прогнозировать энергетические характеристики насоса.

– Разработана упрощенная математическая модель поршневого насоса с гидравлическими диодами и подводящим и отводящим патрубками достаточно короткими, чтобы пренебречь инерционными эффектами течения жидкости в них. Модель строится методом суперпозиции простых течений, составляющих сложное движение жидкости, с использованием данных численного эксперимента и позволяет получить аналитические выражения характеристик насоса в виде простых алгебраических уравнений.

– Рассчитаны экстремальные характеристики поршневого насоса с гидравлическими диодами, устанавливающие взаимосвязь безразмерных параметров насоса, при которых достигается наибольший КПД.

– Разработана методика расчета основных геометрических параметров проточной части поршневого насоса с гидравлическими диодами при заданных подаче, напоре, параметрах привода поршня и характеристиках гидравлических диодов.

### **На защиту выносятся.**

1. Математические модели поршневого насоса с гидравлическими диодами.

2. Результаты теоретических и экспериментальных исследований поршневого насоса с гидравлическими диодами.

3. Методика расчета основных геометрических размеров проточной части поршневого насоса с гидродиодами.

**Теоретическая и практическая значимость работы.**

– Математические модели рабочего процесса поршневого насоса с гидравлическими диодами позволяют прогнозировать и анализировать энергетические характеристики насоса.

– Экстремальные характеристики позволяют определить режимы работы гидромашин с наибольшим КПД и соответствующие этим режимам основные геометрические параметры проточной части.

– Разработанная на основе экстремальных характеристик методика расчета поршневого насоса с гидродиодами позволяет определить основные размеры проточной части и может быть рекомендована к использованию в инженерных расчетах при проектировании аппаратов такого типа.

– Результаты исследования внедрены в учебный процесс ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на предприятии ООО НПО «Урал».

**Апробация работы.** Основные результаты исследований, вошедшие в диссертационную работу, докладывались и обсуждались на международных и российских конференциях: 18 Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов "Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика" (МГТУ им. Н.Э Баумана, Москва, 2014 г.); VII Всероссийская научно-техническая школа-семинар студентов и аспирантов "Аэрокосмическая декада–2015" (МАИ, Алушта, 2015г.); 3rd International Rotation Equipment Conference. Pumps, Compressors and Vacuum Technology (VDMA, Дюссельдорф, 2016 г.); VII Всероссийская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы машиностроения» (Самарский областной Дом науки и техники, Самара, 2016 г.); 9-я Научная конференция аспирантов и докторантов. Технические науки

ЮУрГУ (ЮУрГУ, Челябинск, 2016 г.); Международная научно-практическая конференция Пром-Инжиниринг (ЮУрГУ, Челябинск, 2017 г.).

**Публикации.** По теме диссертационной работы опубликовано 8 печатных работ, из них: 4 – публикации в центральных рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК; 2 – публикации в изданиях, входящих в базу данных Scopus.

**Объем и структура работы.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы из 110 наименований, содержит 161 страницу машинописного текста, 97 рисунков, 13 таблиц.

### **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертационного исследования, сформулированы цель и задачи работы, определены методы исследования, научная новизна, основные положения диссертации, выносимые на защиту, изложена теоретическая и практическая значимость результатов исследования, их достоверность и апробация.

**В первой главе** рассматриваются существующие на сегодняшний день основные типы бесклапанных насосов с вытеснителем возвратно-поступательного действия, описываются физические явления, на которых строится насосный эффект, и области применения различных типов таких насосов. Показано, что среди бесклапанных гидромашин наибольший научный и практический интерес представляют насосы с гидравлическими диодами и аппараты, насосный эффект в которых достигается при помощи эффекта Либбау – разности полного импеданса всасывающей и напорной линий аппарата. Эффективность насосов первого типа определяется в основном диодностью по сопротивлению гидравлических диодов, а насосов второго типа – расположением вытеснителя относительно всасывающей и

напорной емкостей и числом Уомерсли  $W_o = L\sqrt{\frac{2\pi}{\nu T}}$ , где  $L$  – характерный

размер насоса;  $\nu$  – кинематическая вязкость перекачиваемой среды,  $T$  – период пульсации.

Исследования гидромашин с бесклапанным механизмом распределения жидкости обоих типов были сосредоточены на рабочем процессе и характеристиках конкретного устройства. Анализ рабочего процесса гидромашин вне какой-либо конкретной системы применения не проводился. Поэтому общих режимных и геометрических параметров рабочего процесса, а также характеристик, включая достижимые энергетические характеристики, выявлено не было. При этом исследовались бесклапанные насосы либо с гидравлическими диодами, либо основанные на эффекте Либбау. Насосный эффект при одновременном использовании обоих способов распределения жидкости не исследовался.

Приведен обзор научно-технической и патентной литературы по гидравлическим диодам и их характеристикам. Установлено, что наиболее эффективными с точки зрения достижимой диодности на данный момент являются вихревые диоды.

В завершение первой главы обоснованы актуальность, цель и основные задачи диссертационной работы.

Во **второй главе** приводится анализ существующих методик расчета и профилирования вихревых диодов. Показано, что в настоящее время существуют две достаточно разработанные методики. Первая методика является полуэмпирической и предназначена для расчета диодов Зобея, то есть вихревых диодов с прямоугольным сечением вихревой камеры. Экспериментальные исследования показали, что данная методика дает лишь ориентировочную оценку диодности проектируемого диода. Вторая методика является эмпирической и предназначена для расчета вихревых диодов со скругленной вихревой камерой. Эта методика апробирована рядом авторов и ее адекватность подтверждена экспериментально. В обеих методиках рассматривается работа диода при стационарном движении жидкости и



диодность оценивается только в зоне автомодельности гидравлического сопротивления, что затрудняет их применение при расчете бесклапанных насосов.

Предложена расчетная модель диффузорного диода, которая позволяет определять его гидравлические сопротивления в широком диапазоне чисел Рейнольдса, а также рассчитать эквивалентную инерционную длину его проточной части.

**Третья глава** посвящена разработке физико-математической модели рабочего процесса поршневого насоса с гидравлическими диодами, реализующего эффект Либбау, а также теоретическим исследованиям параметров его рабочего процесса и характеристик. Принципиальная схема насоса с гидродиодами и поршнем одностороннего действия представлена на рисунке 1.

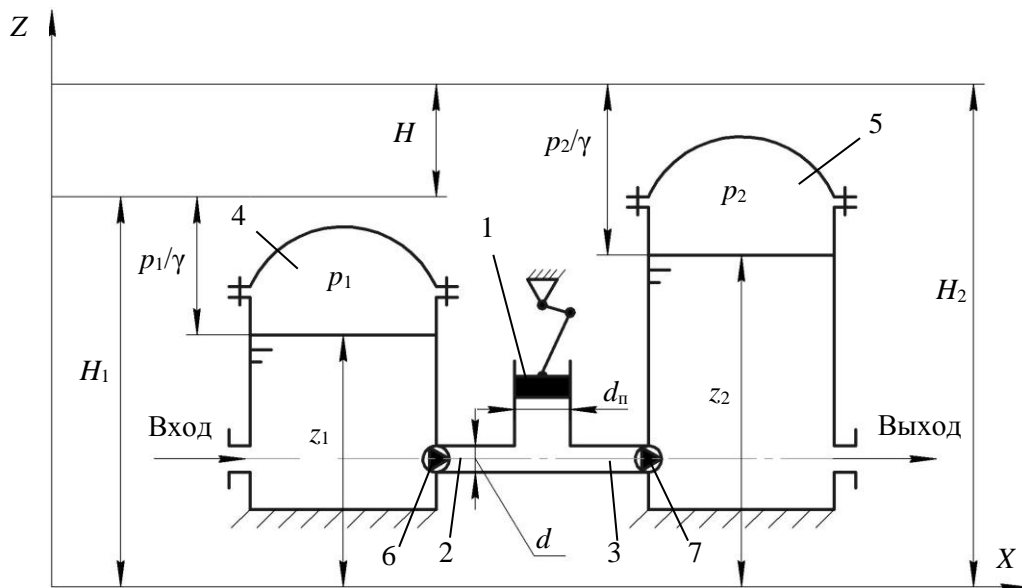


Рисунок 1 – Принципиальная схема инерционного поршневого насоса с гидродиодами: 1 – поршень с кривошипно-шатунным приводом; 2, 3 – всасывающий и напорный патрубки; 4, 5 – всасывающий и напорный успокоители; 6, 7 – гидравлические диоды

При математическом описании рабочего процесса насоса принималась следующая физическая модель: жидкость несжимаемая, а стенки трубопроводов жесткие; объем каждого успокоителя достаточно большой для

того, чтобы считать напор в них постоянным; распределение скорости течения жидкости в контрольных сечениях является равномерным.

При составлении физико-математической модели рассматривались шесть возможных схем течения жидкости в проточной части насоса (рисунок 2). Для каждой схемы записывались уравнения неразрывности и Бернулли с инерционным напором в размерных и безразмерных координатах.

Объединяя 12 уравнений в безразмерной форме записи, была получена следующая система уравнений:

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \frac{1}{\Omega} \sin 2\pi\tau; \quad (1)$$

$$\frac{d\varphi_1}{d\tau} = -\pi \frac{1}{\Gamma} \left( h - \frac{1}{2\Omega} \Gamma x \cos 2\pi\tau + [B_1 \zeta_1 - A_1 \zeta_1 D_1] \varphi_1^2 + [B_2 \zeta_2 - A_2 \zeta_2 D_2] \varphi_2^2 \right); \quad (2)$$

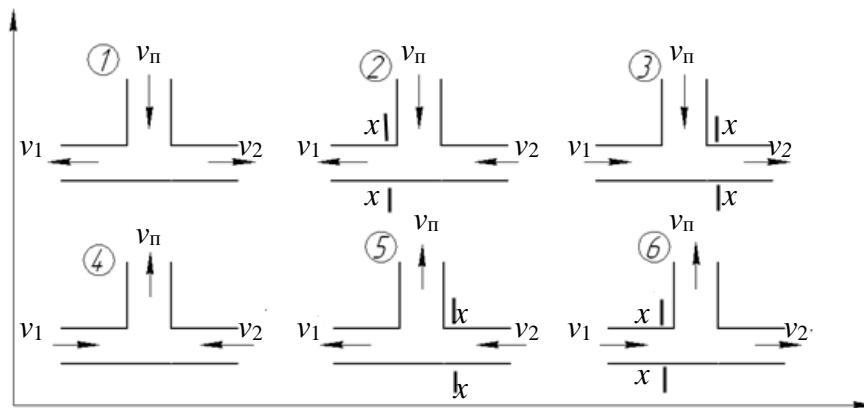


Рисунок 2 – Схемы движения жидкости в проточной части насоса

$$p^* = p_1^* - (A_1 \zeta_1 D_1 - B_1 \zeta_1) \varphi_1^2 - \sin^2 2\pi\tau - \frac{2\Gamma(1-x)}{\pi} \frac{d\varphi_1}{d\tau}; \quad (3)$$

где  $A_1 = \frac{1 - \text{sign}(\varphi_1)}{2}$ ;  $B_1 = \frac{1 + \text{sign}(\varphi_1)}{2}$ ;  $A_2 = \frac{1 - \text{sign}(\varphi_2)}{2}$ ;  $B_2 = \frac{1 + \text{sign}(\varphi_2)}{2}$ .

Здесь  $\tau = \frac{t}{T} = \frac{t\omega}{2\pi}$  – безразмерное время;  $\varphi_2 = \frac{v_2}{\omega r}$ ,  $\varphi_1 = \frac{v_1}{\omega r}$ ,

$p^* = \frac{2p_{\Pi}}{\rho v_{\Pi\max}^2} = \frac{2p_{\Pi}}{\rho \omega^2 r^2}$ ,  $p_1^* = \frac{2\rho g H_1}{\rho v_{\Pi\max}^2} = \frac{2g H_1}{\omega^2 r^2}$  – безразмерные скорости течения

жидкости, давление под поршнем и во всасывающем успокоителе;

$$\Gamma = \frac{L_{ин1} + L_{ин2}}{2r}, \quad x = \frac{L_{ин2}}{L_{ин1} + L_{ин2}}, \quad \Omega = \frac{d^2}{d_{п}^2} - \text{безразмерные геометрические па-}$$

раметры проточной части насоса;  $\zeta_1, D_1$  и  $\zeta_2, D_2$  – прямые сопротивления и диодности всасывающего и напорного гидродиодов соответственно;  $v_1, v_2$  – скорости движения жидкости во всасывающем и напорном патрубках соответственно (см. рисунок 2);  $r, \omega$  – радиус и угловая скорость вращения вала кривошипа;  $p_{п}$  – давление в живом сечении под поршнем;  $L_{ин1}, L_{ин2}$  – эквивалентные инерционные длины всасывающего и напорного патрубков соответственно,  $d$  – диаметр патрубков,  $H_1, H_2$  – напоры во всасывающем и напорном успокоителях соответственно.

Исследованием физико-математической модели установлено, что важнейшими безразмерными параметрами проточной части насоса вместе с прямыми сопротивлениями  $\zeta_1$  и  $\zeta_2$  и диодностями  $D_1$  и  $D_2$  гидродиодов являются относительная общая инерционная длина проточной части  $\Gamma$ , инерционная длина напорного патрубка  $x$  и площадь проточной части  $\Omega$ .

На основе дифференциальных уравнений рассчитывались и анализировались безразмерные энергетические характеристики насоса, выражающие зависимость безразмерной подачи  $q$  и КПД от относительного напора:

$$q = \frac{Q}{Q_{теор}} = \pi\Omega \int_0^1 \varphi_1(\tau) d\tau; \quad (4)$$

$$\eta = -h\Omega \frac{\int_0^1 \varphi_1(\tau) d\tau}{\int_0^1 p^*(\tau) \sin(2\pi\tau) d\tau}, \quad (5)$$

где  $h = \frac{2g(H_2 - H_1)}{\omega^2 r^2}$  – относительный напор насоса;  $Q_{теор}$  – идеальная (без

утечек) подача насоса одностороннего действия с клапанами.

На рисунках 3–5 представлены некоторые результаты численного исследования энергетических характеристик поршневого насоса с гидродиодами.

Анализ результатов моделирования выявил, что расходно-напорная характеристика насоса с поршневым вытеснителем и гидродиодами является нисходящей, пологой. На каждой расходно-напорной характеристике имеется интервал напоров, на котором КПД насоса максимален. Установлено, что КПД насоса практически не зависит от относительной площади проточной части  $\Omega$ . Вместе с тем, уменьшение  $\Omega$  ведет к улучшению расходно-напорной характеристики, то есть к увеличению достижимых относительных подач и напоров. Влияние относительной общей инерционной длины  $\Gamma$  на расходно-напорную характеристику насоса проявляется лишь в зонах малых и средних относительных напоров и практически не сказывается на КПД. Асимметричное расположение вытеснителя относительно успокоителей со смещением в сторону всасывающего ( $x > 0,5$ ) дает некоторое увеличение относительной подачи  $q$  при том же относительном напоре  $h$  в сравнении с симметричным расположением ( $x = 0,5$ ). Однако на эффек-

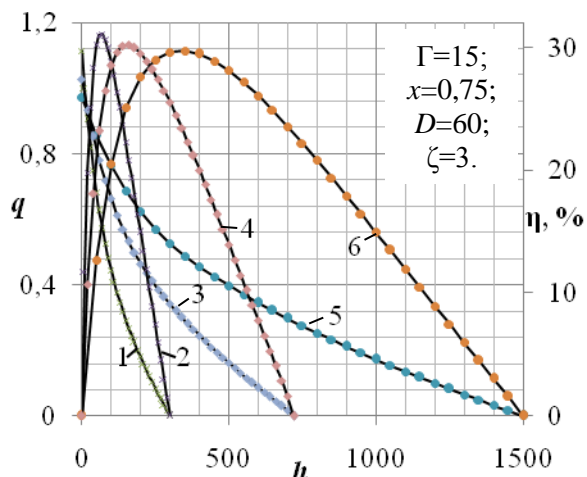


Рисунок 3 – Зависимость расходно-напорных характеристик и КПД насоса от относительной площади  $\Omega$ : 1, 2 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Omega=0,25$ ; 3, 4 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Omega=0,16$ ; 5, 6 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Omega=1/9$

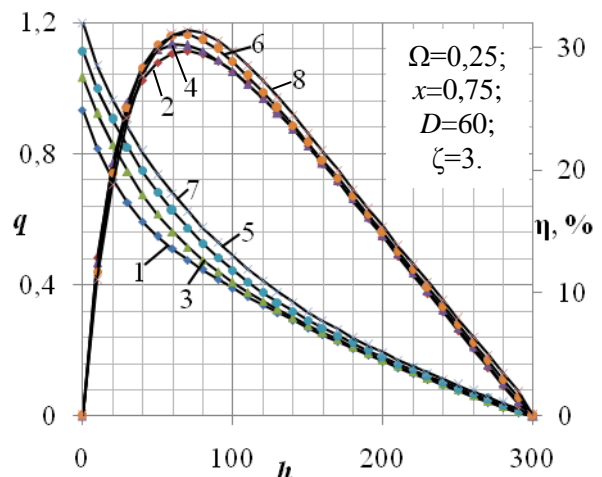


Рисунок 4 – Зависимость расходно-напорных характеристик и КПД насоса от относительной общей инерционной длины  $\Gamma$ : 1, 2 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Gamma=5$ ; 3, 4 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Gamma=10$ ; 5, 6 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Gamma=15$ ; 7, 8 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $\Gamma=20$

тивность насоса асимметрия его вытеснителя не оказывает существенного влияния.

Таким образом, для создания значительных инерционных эффектов, которые оказывали бы заметное влияние на характеристики, требуется выполнять насос крупногабаритным – инерционные длины всасывающего и напорного патрубков с диодами должны быть существенными. Вместе с тем, усиление инерционных эффектов в проточной части насоса и асимметрия вытеснителя относительно успокоителей хотя и приводят к некоторому улучшению расходно-напорной характеристики насоса, но не повышают его эффективность. Более того, удлинение патрубков вызывает увеличение их гидравлического сопротивления, что, с одной стороны, уменьшает диодность комбинации «патрубок-гидродиод», а с другой – ухудшает КПД насоса. Таким образом, целесообразно изучение рабочего процесса более компактного насоса – поршневого насоса с гидравлическими диодами без подводящих патрубков или с патрубками малой длины, не оказывающей влияния на характеристики насоса.

С этой целью была разработана математическая модель поршневого насоса с гидравлическими диодами и патрубками достаточно короткими, чтобы пренебречь инерционными явлениями в потоках жидкости. Принципиальная схема такого насоса показана на рисунке 6. Блок цилиндров представляет собой блок с одним, двумя или более поршнями одностороннего или двустороннего действия, снабженных гидравлическими диодами.

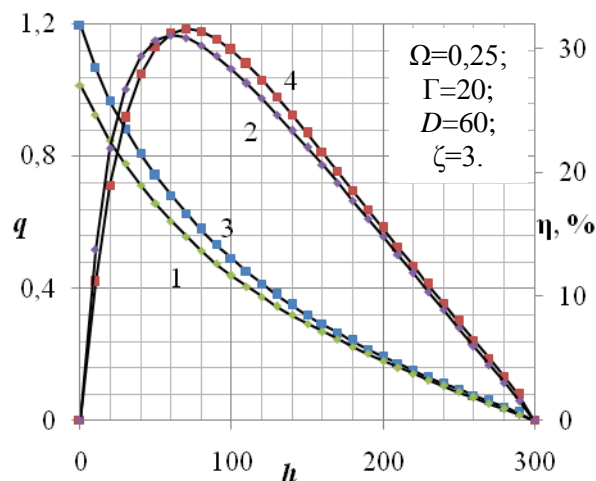


Рисунок 5 – Зависимость расходно-напорных характеристик и КПД насоса от относительной напорной инерционной длины  $x$ : 1, 2 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $x=0,5$ ; 3, 4 – расходно-напорная характеристика и КПД при  $x=0,75$

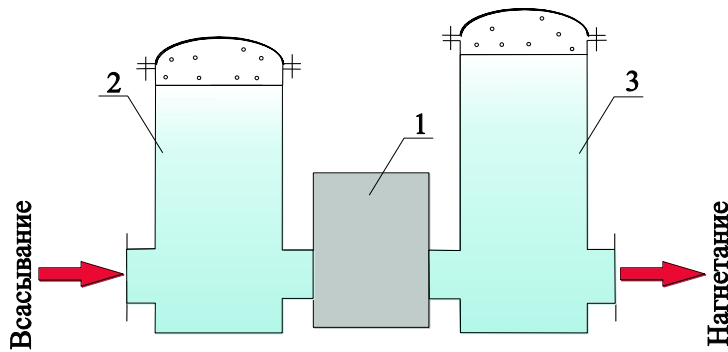


Рисунок 6 – Принципиальная схема поршневого насоса с гидродиодами: 1 – блок цилиндров; 2 – всасывающий успокоитель; 3 – нагнетательный успокоитель

Математическая модель в рамках прямой физической модели строилась следующим образом: сложное течение жидкости в проточной части насоса представлялось как сумма двух простых – обусловленных гармоническим движением

поршня и перепадом напоров; для каждого из этих течений рассчитывалось изменение скорости движения жидкости во времени за цикл; кинематика сложного течения за цикл находилась суммированием скоростей составляющих простых движений.

На основании уравнений неразрывности и Бернулли, записанных для каждого простого течения, и суперпозиции двух течений получены аналитические выражения зависимостей относительной подачи и КПД от безразмерного напора для однопоршневого насоса с гидродиодами в двух различных исполнениях: одностороннего и двухстороннего действия.

Для проверки математической модели был проведен численный эксперимент с использованием модели, описанной в третьей главе. Результатом численного эксперимента явились корректирующие коэффициенты, которые зависят, главным образом, от диодности гидравлических диодов.

Аналитические выражения зависимости относительной подачи и КПД насоса одностороннего действия от безразмерного напора имеют вид:

$$q = \frac{D+1}{\varepsilon(D-1)} - \frac{\pi}{k_1} \psi \sqrt{\frac{h}{2\zeta_{\text{пр}} D}}; \quad (6)$$

$$\eta = \frac{4h \frac{1}{k_1} \left( \frac{k(D+1)}{\varepsilon(D-1)} - \pi\psi \sqrt{\frac{h}{2\zeta_{\text{нр}} D}} \right)}{\frac{h}{\psi^2} \left( 1 + \frac{1}{D} \right) + \frac{2k_1(D+1)}{(D-1)} \left( \frac{4\zeta_{\text{нр}} D k_1}{3(D-1)\varepsilon} + \frac{\pi}{2\psi} \sqrt{\frac{h\zeta_{\text{нр}}}{2}} \right)}, \quad (7)$$

а двухстороннего действия:

$$q = \frac{D+1}{(D-1)\varepsilon} - \frac{\pi\psi}{k_1+k_2} \sqrt{\frac{2h}{\zeta_{\text{нр}} D}}; \quad (8)$$

$$\eta = \frac{2h \left( \frac{(k_1 - k_2)(D+1)}{(D-1)\varepsilon} - \pi\psi \sqrt{\frac{2h}{\zeta_{\text{нр}} D}} \right)}{\frac{h}{2\psi^2} (k_1 + k_2) \left( 1 + \frac{1}{D} \right) + \frac{4\zeta_{\text{нр}}(D+1)}{3(D-1)^2\varepsilon} (k_1^3 + k_2^3) + \frac{\pi(D+1)\sqrt{2h\zeta_{\text{нр}}}}{4(D-1)\psi} (k_1^2 + k_2^2)}, \quad (9)$$

где  $k_1 = \frac{d_{\text{н}}^2}{d_{\text{тр}}^2} = \frac{1}{\Omega}$ ;  $k_2 = \frac{d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ш}}^2}{d_{\text{тр}}^2}$ ;  $d_{\text{ш}}$  – диаметр штока;  $\varepsilon, \psi$  – корректирующие коэффициенты.

Анализом характеристик установлено, что достижимый КПД поршневого насоса двустороннего действия с гидравлическими диодами выше, чем одностороннего. При этом достижимые значения КПД насоса возрастают с увеличением диодности по сопротивлению гидродиодов, а также с уменьшением отношения  $k_1/k_2$  в случае двустороннего исполнения.

**Четвертая глава** посвящена экспериментальным исследованиям характеристик поршневого насоса с сопловыми диодами, проверке адекватности математических моделей и расчету экстремальных характеристик однопоршневого насоса одностороннего действия с гидродиодами.

Математическая модель рабочего процесса поршневого насоса с гидравли-

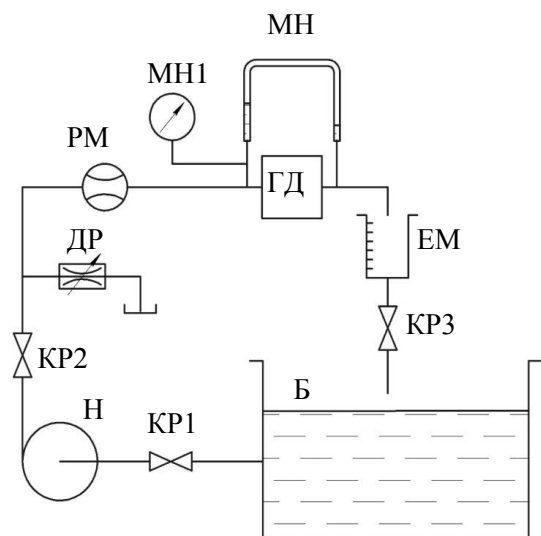


Рисунок 7 – Принципиальная схема экспериментальной установки

ческими диодами включает в себя эмпирические данные по коэффициентам гидравлического сопротивления диода в прямом и обратном направлениях. Поэтому экспериментальные исследования производились в два этапа.

На первом этапе экспериментальному исследованию подвергался сопловой диод. Схема экспериментальной установки показана на рисунке 7. В качестве рабочей жидкости использовалась вода. Насос Н соединен с баком Б через кран КР1 и служит для подачи воды в гидролинию, в которой установлен сопловой гидродиод ГД. Расход потока воды, проходящего через гидродиод ГД, измеряется расходомером и объемным способом (при малых расходах). Давление в гидролинии до гидродиода при больших расходах измеряется манометром МН. При малых – измеряется перепад давлений на участке трубопровода, в котором установлен гидродиод, с помощью U-образного манометра. Регулируемый дроссель ДР служит для сброса части подачи насоса на слив с целью получения малых расходов через гидродиод.

В результате проведенных исследований были получены зависимости коэффициентов гидравлического сопротивления в прямом и обратном направлениях диода от числа Рейнольдса. Для получения аналитической зависимости коэффициентов сопротивления от числа Рейнольдса была проведена аппроксимация экспериментальных данных в характерных диапазонах чисел Рейнольдса. В результате получены выражения:

1) коэффициент гидравлического сопротивления в прямом направлении:

- $Re < 30000$ :  $\zeta_{пр} = -14,23 \cdot 10^{-6} Re + 1$
- $30000 \leq Re \leq 120000$ :  

$$\zeta_{пр} = -17,1 \cdot 10^{-14} Re^3 + 96,488 \cdot 10^{-10} Re^2 - 2560,50 \cdot 10^{-7} \cdot Re + 3,12$$
- $Re > 120000$ :  $\zeta_{пр} = 0,74$

2) коэффициент гидравлического сопротивления в обратном направлении:



- $Re < 35000$ :  $\zeta_{об} = -6,78 \cdot 10^{-6} Re + 1,42$
- $35000 \leq Re \leq 70000$ :  
 $\zeta_{об} = 1,6 \cdot 10^{-14} Re^3 - 27,303 \cdot 10^{-10} Re^2 + 1564,83 \cdot 10^{-7} \cdot Re - 1,66$
- $Re > 70000$ :  $\zeta_{об} = 1,43$

Второй этап заключался в экспериментальном исследовании расходно-напорной характеристики поршневого насоса с сопловыми диодами. Экспериментальный стенд представлен на рисунке 8. В состав стенда входила насосная установка, пневматическая система управления ПСУ, блок сбора и обработки данных и ЭВМ. Насосная установка представляла собой гидравлический цилиндр ГЦ, выполняющий функцию насосной камеры с поршнем, с сопловыми диодами, установленными в распределительной коробке РК, и емкостями ЕМ1 и ЕМ2.

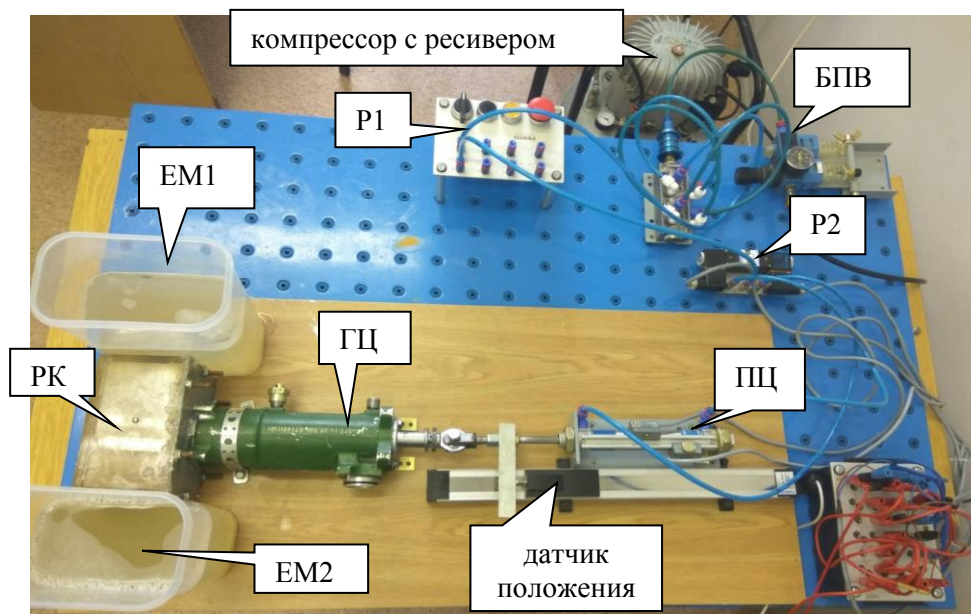


Рисунок 8 – Общий вид насосной установки и пневматической схемы управления цилиндром ПЦ.

Поршень насосной установки приводился в движение пневмоцилиндром ПЦ. Для этого штоки цилиндров ГЦ и ПЦ были жестко сцеплены. Источником сжатого воздуха служил компрессор К с ресивером и блоком подготовки воздуха БПВ. Система управления пневмоцилиндром ПЦ

запускалась вручную с кнопки с фиксацией Р1. Цикл работы пневмоцилиндра ПЦ автоматизирован за счет срабатывания конечных выключателей. Перемещение поршня гидравлического цилиндра отслеживалось датчиком положения, информация с которого поступала на блок сбора и обработки данных, где с помощью аналогово-цифрового преобразователя обрабатывалась и поступала в виде сигнала на ЭВМ. Таким образом регистрировался закон перемещения поршня.

Исследования проводились в две серии. Первая серия была направлена на определения максимального напора насоса, то есть напора при нулевой подаче. Для этого емкость ЕМ2 герметично закрывалась крышкой и на крышке устанавливался пьезометр.

Вторая серия экспериментов включала в себя: регистрацию графика перемещения поршня насоса, определение зависимости подачи насоса от высоты подъема жидкости в приемной емкости ЕМ2, то есть от напора.

В обеих сериях эксперимента давление питания ПСУ составляло 3 и 4 бар, измерения в каждой точке производилось 6 раз.

Результаты экспериментального исследования расходно-напорных характеристик были сопоставлены с теоретическими и нанесены на графики (рисунок 9), где средние значения экспериментальных данных обозначены маркерами.

Была проведена проверка адекватности математической модели критерием Фишера. Таким образом, гидравлическое испыта-

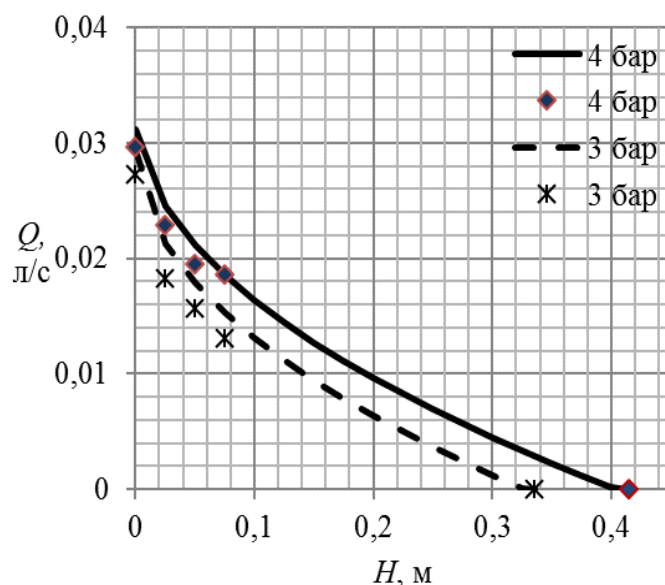


Рисунок 9 – Сопоставление расчетных характеристик насоса с экспериментальными данными

ние однопоршневого насоса с гидравлическими диодами доказало существование насосного эффекта в таком нагнетателе и подтвердило адекватность физико-математической модели рабочего процесса насоса, которая может быть положена в основу расчета гидромашин данного типа.

Основываясь на разработанной физико-математической модели были получены экстремальные характеристики, устанавливающие взаимосвязь безразмерных геометрических и режимных параметров, при которых достигается наибольший КПД насоса.

Установлено, что оптимальная относительная подача насоса  $q_{\text{опт}}$ , то есть подача, при которой достигается наибольший КПД, зависит главным образом от диодности патрубков с гидравлическими диодами. Эта зависимость представлена на рисунке 10. Исследованием функции КПД насоса от его относительного напора  $h$  на экстремум была установлена взаимосвязь

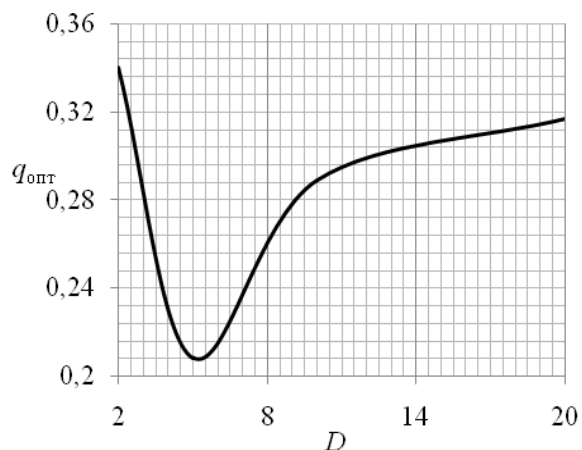


Рисунок 10 - Зависимость оптимальной подачи насоса от диодности

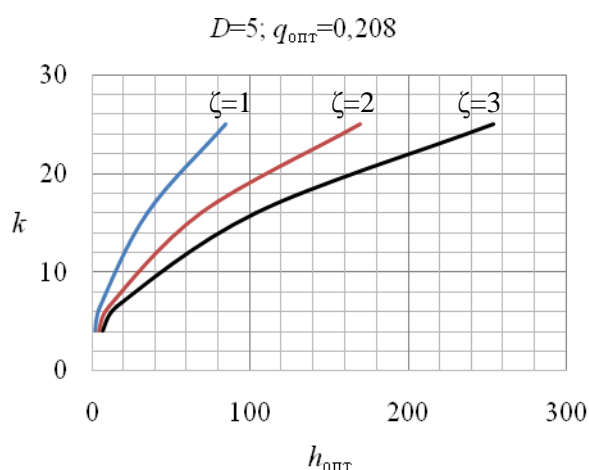


Рисунок 11 – Зависимость относительной площади поршня насоса от оптимального напора при диодности  $D=5$

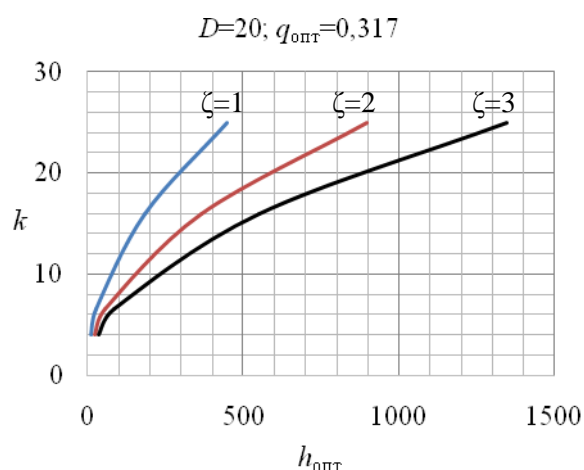


Рисунок 12 – Зависимость относительной площади поршня насоса от оптимального напора при диодности  $D=20$

относительной площади поршня и относительного напора насоса, при которых достигается максимальный КПД. Последняя проиллюстрирована на рисунках 11-12. На этих рисунках показаны зависимости оптимальной относительной площади поршня от относительного напора насоса при определенном значении диодности патрубков с гидравлическими диодами и трех значениях их прямого сопротивления.

Кривые на рисунках 10–12 отражают предельно-достижимые возможности насоса и служат основой для предварительного проектировочного расчета поршневого насоса с гидравлическими диодами.

В зависимости от исходных данных, задача расчета поршневого насоса с гидродиодами может быть поставлена по-разному. Например, она может состоять в определении основных геометрических параметров его проточной части для заданных значений подачи и напора. Исходными данными для решения этой задачи являются: подача насоса; напор; параметры привода, а именно частота вращения вала кривошипа и его радиус; параметры подводящего и отводящего патрубков с гидравлическими диодами, а именно диодность и коэффициент гидравлического сопротивления при течении жидкости в прямом направлении.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

1. Обзор известных способов реализации бесклапанного насосного эффекта в гидромашинах показал, что перспективными направлениями решения этой задачи для поршневого насоса являются применение гидравлических диодов в качестве органов распределения и осуществление эффекта Либбау в проточной части насоса. При этом установлено, что с повышением диодности гидродидов КПД бесклапанного насоса возрастает. Наиболее эффективными с точки зрения достижимой диодности являются вихревые гидродиоды.

Анализом наиболее разработанных в настоящее время методик расчета и профилирования вихревых диодов установлено, что эти методики

позволяют прогнозировать их диодность только в зоне автомодельности. Инерционные характеристики гидродиодов в них не анализируются.

Предложена методика расчета диффузорных диодов, позволяющая спрогнозировать зависимости гидравлических сопротивлений проектируемого диода от числа Рейнольдса и рассчитать эквивалентную инерционную длину его проточной части. Численным исследованием достигнута диодность диффузорных диодов более 10.

2. Разработана физико-математическая модель рабочего процесса поршневого насоса с гидравлическими диодами, реализующего эффект Либау, основанная на дифференциальных уравнениях Бернулли, уравнении баланса расходов и зависимостей гидравлических сопротивлений диодов от числа Рейнольдса. Анализом модели выявлены основные режимные и геометрические безразмерные параметры рабочего процесса гидромашины.

На основании физико-математической модели рассчитаны и проанализированы энергетические характеристики насоса. Численными исследованиями выявлено, что относительная площадь поршня насоса не оказывает заметного влияния на достижимый КПД, но существенно определяет расходно-напорную характеристику – увеличение этого параметра ведет к росту подачи при том же напоре. Относительная общая инерционная длина патрубков с гидродиодами и асимметрия установки нагнетателя относительно успокоителей оказывают влияние на КПД насоса в пределах 2–3% во всем исследованном диапазоне параметров. Это делает целесообразным минимизацию длин патрубков.

Предложена упрощенная математическая модель поршневого насоса с гидродиодами, которая строится методом суперпозиции простых течений жидкости в проточной части насоса, составляющих сложное движение. На основании данной модели получены аналитические выражения энергетических насоса в виде простых алгебраических уравнений. Сопоставлением

характеристик, рассчитанных по упрощенной модели и по модели в дифференциальных уравнениях была проведена верификация и корректировка упрощенной модели. Численными исследованиями показано, что КПД насоса двухстороннего действия при прочих равных условиях выше, чем КПД насоса одностороннего действия. Так, при диодности гидродиодов 60, достижимый КПД насоса одностороннего действия составляет 30%, а двухстороннего – 45%.

3. Проведены экспериментальные исследования сопловых диодов и однопоршневого насоса с сопловыми диодами. Выявлены характеристики сопловых диодов, отражающие зависимость коэффициентов прямого и обратного гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса. Получена расходно-напорная характеристика насоса. Сопоставлением теоретических и экспериментальных характеристик насоса подтверждена адекватность физико-математических моделей.

4. На основе упрощенной модели получены экстремальные по КПД характеристики поршневого насоса с гидравлическими диодами. Они устанавливают взаимосвязь безразмерных параметров насоса, при которых достигается наибольший КПД насоса. Предложена методика расчета основных геометрических параметров поршневого насоса с гидравлическими диодами, разработанная на основе экстремальных по КПД характеристик.

### **ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

Работы, опубликованные в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Спиридонов, Е.К. Расчетная модель и характеристики бесклапанного поршневого насоса одностороннего действия / Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хабарова // Вестник ЮУрГУ. Серия "Машиностроение". – 2014. – Т. 14, № 4. – С. 13–22.

2. Спиридонов, Е.К. Расчетная модель и характеристики бесклапанного поршневого насоса двустороннего действия / Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хабарова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2016. – № 8. – С. 20–24.

3. Спиридонов, Е.К. Принципиальные схемы и характеристики бесклапанных насосов с вытеснителем возвратно-поступательного перемещения / Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хабарова // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. - Самара: Издательство Самарского научного центра РАН. – 2016. – Т. 18, № 1(2). – С. 309–313.

4. Хабарова, Д.Ф. Экстремальные характеристики и расчет бесклапанных поршневых насосов с гидравлическими диодами // Д.Ф. Хабарова, Е.К. Спиридонов // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2018. – № 55 – С. 52–60.

Работы, опубликованные в других изданиях:

5. Спиридонов, Е.К. Бесклапанные насосы с вытеснителем возвратно-поступательного перемещения. Принципиальные схемы и рабочие процессы / Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хабарова // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика / XIX Всероссийская научно-техническая конференция студентов и аспирантов. НИУ МЭИ, 9 декабря 2015 года: сборник материалов и докладов. – М.: Издательство МЭИ, 2015. – С. 116–119.

6. Spiridonov, E.K. The operational process and the characteristics of inertial piston pump with fluidic diodes / E.K. Spiridonov, D.F. Khabarova // Proceedings 3rd International Rotating Equipment Conference: Pump Users International Forum 2016 – VDMA: Pumps+Systems Association, 2016. – P. 439–450.

7. Spiridonov, E.K. Computational Model and Characteristics of a Double-Acting Valveless Piston Pump / E.K. Spiridonov, D.F. Khabarova // Chemical and Petroleum Engineering. – 2016. – Vol. 52. – P. 539–546.

8. Khabarova, D.F. Experimental Investigation of Fluidic Diodes / D.F. Khabarova, A.V. Podzerko, E.K. Spiridonov // Procedia Engineering: 3rd International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2017) – 2017. – Vol. 206. – P. 93-98.

Диссертант

Д.Ф. Хабарова