



Протопопов А.А.

Моделирование динамики
ротора и выбор оптимальных
конструктивных параметров
малорасходного
центробежного насоса

Автореферат диссертации

Рекомендуемая форма библиографической ссылки: Протопопов А.А. Моделирование динамики ротора и выбор оптимальных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса: автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук: 01.02.01. М., 2018. 22 с. URL: <http://library.keldysh.ru/avtoref.asp?id=2018-protopopov>

Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша
Российской академии наук

На правах рукописи

Протопопов Александр Андреевич

**Моделирование динамики ротора и выбор оптимальных
конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса**

Специальность 01.02.01 – теоретическая механика

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата физико-математических наук

Москва – 2018

Работа выполнена в Институте прикладной математики им. М.В. Келдыша Российской академии наук.

Научный руководитель: доктор физико-математических наук,
главный научный сотрудник
Боровин Геннадий Константинович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Тимушев Сергей Федорович

кандидат физико-математических наук,
ведущий научный сотрудник
Буданов Владимир Михайлович

Ведущая организация: Открытое акционерное общество
«Научно-производственное объединение
гидравлических машин»
(ОАО «НПО «Гидромаш»)

Защита состоится «_» _____ 2018 г. в __ часов на заседании
Диссертационного совета Д 002.024.01 в Институте прикладной
математики им. М.В. Келдыша РАН
по адресу: 125047, Москва, Миусская пл., 4

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Института прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН.

Автореферат разослан «_» _____ 2018 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат физико-математических наук

А.Е. Бондарев

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы

Малорасходные центробежные насосы находят все большее применение в различных отраслях промышленности, в первую очередь в космонавтике, авиации, роботостроении, сельском хозяйстве и т.д. При этом к современным малорасходным центробежным насосам применяются все более растущие требования по ресурсу, габаритам, массе и КПД.

Малорасходные центробежные насосы бывают выполнены с различными конструктивными схемами и особенностями. В частности, можно выделить насосы с открытыми, закрытыми и полуоткрытыми рабочими колесами, с консольной или оппозитной схемой с шариковыми или гидростатическими подшипниками.

В данной работе были рассмотрены вопросы, связанные с расчетом малорасходных центробежных насосов с полуоткрытыми рабочими колесами с двумя различными конструктивными схемами – с оппозитной схемой с гидроподшипниками (рассмотрена в главе 1) и с консольной схемой с шарикоподшипниками (рассмотрена в главе 2).

При этом для насосов с гидроподшипниками одной из наиболее актуальных проблем являются вопросы, связанные с динамикой роторов в момент всплытия и выхода на установившуюся угловую скорость.

Существующие на данный момент методики расчета центробежных насосов ориентируются на относительно большие значения величины расхода, что делает их трудноприменимыми для расчета малорасходных центробежных насосов.

В силу этого в практической деятельности по разработке малорасходных центробежных насосов часто приходится прибегать к полуэмпирическим методам подбора конструктивных параметров насоса, чтобы удовлетворить заданным требованиям.

Такая практика приводит к большим затратам ресурсов и времени на проектирование и изготовление насосов.

Все это обуславливает необходимость создания такого алгоритма расчета малорасходного центробежного насоса, который бы позволял находить значения конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса за минимальное время и с минимумом затрат на промежуточные опытные образцы. При этом требуемый алгоритм расчета насоса должен быть таким, что найденные с его помощью значения конструктивных параметров позволяли бы удовлетворять вышеизложенным требованиям к насосам.

Цель работы

Разработка методики расчета основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса с полуоткрытыми рабочими колесами, удовлетворяющие заданным требованиям по ресурсу, габаритам, массе и КПД насоса, а также позволяющая оценивать динамические характеристики насоса, такие как время всплытия ротора, установившаяся угловая скорость ротора и др.

Научная новизна работы

Предложен оригинальный метод расчета малорасходных центробежных насосов, включающий в себя следующие новые результаты:

1. Исследована динамика ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками. Результаты исследования дают возможность оценить способность к

самовсплытию ротора, спрогнозировать время всплытия, получать переходные процессы угловой скорости и высоты всплытия ротора.

2. Новый метод подбора частоты вращения вала центробежного насоса, основанный на поиске компромисса между радиальным габаритом рабочего колеса и ресурсом насоса.
3. Разработана методика определения оптимальных основных конструктивных параметров полукрытого рабочего колеса малорасходного центробежного насоса.

Практическая значимость

Разработанный метод позволяет осуществить расчет малорасходных центробежных насосов для ряда отраслей промышленности. При этом он позволяет решить такие проблемы, возникающие в ходе работы по проектированию насосов:

1. Оценить и, если требуется, улучшить динамические характеристики насоса.
2. Выбрать такую частоту вращения вала насоса, которая в наибольшей степени отвечала бы компромиссу ресурса и габаритов насоса на начальной стадии проектирования насоса, что в свою очередь существенно облегчает задачу подбора электродвигателя для насоса.
3. Позволяет достигать максимально возможного напора в рамках заранее определенных габаритов рабочего колеса, что в свою очередь влияет на полезную мощность и как следствие на КПД насоса.
4. Позволяет получить (задать) прогнозную характеристику малорасходного центробежного насоса с большей степенью точности в силу учета специфики таких насосов.

Апробация работы

Основные результаты диссертации докладывались на следующих конференциях:

1. Доклад на конференции «Молодежь. Техника. Космос», БГТУ им. Д.Ф. Устинова, 2012 г.
2. Доклад на конференции «Современные проблемы прикладной математики и информатики», г. Дубна, 2014 г.
3. Доклад на конференции 100 лет кафедре «Гидромашины гидропривода и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014г.
4. Доклад на кафедре гидромеханике МГТУ им. Н.Э. Баумана г. Калуга, 2015 г.
5. Доклад на конференции на кафедре «Гидромашины гидропривода и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016г, на тему: «Исследование динамического равновесия ротора центробежного насоса с гидростатическими подшипниками».

Публикации

По результатам работы имеются 18 печатных работ [1-18] из них 5 в рецензируемых журналах Перечня ВАК [14-18].

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и результатов, списка литературы (65 наименований). Содержание работы изложено на 131 странице, включая 73 рисунка и 16 таблиц.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность и практическая значимость темы диссертации, сформулирована цель и аргументирована научная

новизна исследований, представленных в работе. Также во введении приводится обзор литературных источников.

В литературе встречаются методики расчета насосов с гидростатическими подшипниками, однако эти методики предлагают рассматривать задачу равновесия ротора статически, без рассмотрения динамических процессов, таким образом, они могут годиться только в качестве начального приближения к динамическому расчету. Методика же динамического расчета роторов малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками в литературе не представлена.

В литературе встречаются различные способы моделирования характеристик малорасходных центробежных насосов.

Один из способов моделирования характеристик малорасходного центробежного насоса состоит в попытке визуализировать потоки рабочей жидкости и попытаться записать уравнения их описывающие. Однако, такой подход дает в лучшем случае лишь очень приближенные результаты в силу сложности вычислений по таким методикам.

Другой подход к моделированию характеристик малорасходного центробежного насоса состоит в создании твердотельной 3-х мерной модели насоса, последующим разбиении его проточной части на ячейки расчетной сетки и численном решении уравнений Навье-Стокса для каждой ячейки такого моделирования.

Следует отметить, что такой подход сейчас набирает все большую популярность у разработчиков такой техники.

Однако, такой подход имеет следующие недостатки – большие затраты времени и машинных мощностей на численный расчет при таком подходе, особенно если стоит задача нахождения оптимальных параметров, так как это требует многократной «проливки» насоса при

различных соотношениях конструктивных параметров. Также этот метод требует начального приближения конструктивных параметров насоса, полученного из какой-либо другой методики.

Еще один способ получения характеристики малорасходного насоса является использования различных полуэмпирических формул.

Таким образом, становится ясно что требуется создать такую методику расчета и оптимизации малорасходных центробежных насосов, которая бы не требовала больших затрат времени, ресурсов, учитывала особенности малорасходных центробежных насосов, и при этом не было дискретного перебора вариантов решения поставленной задачи.

В первой главе исследуется динамика ротора малорасходного центробежного насоса с оппозитной схемой с гидростатическими подшипниками. Целью динамического расчета является определить способность ротора к самовсплытию, время всплытия, установившуюся угловую скорость и получить зависимости высоты всплытия ротора от времени и зависимость угловой скорости от времени. Конструктивная схема рассматриваемого насоса представлена на рис. 1.

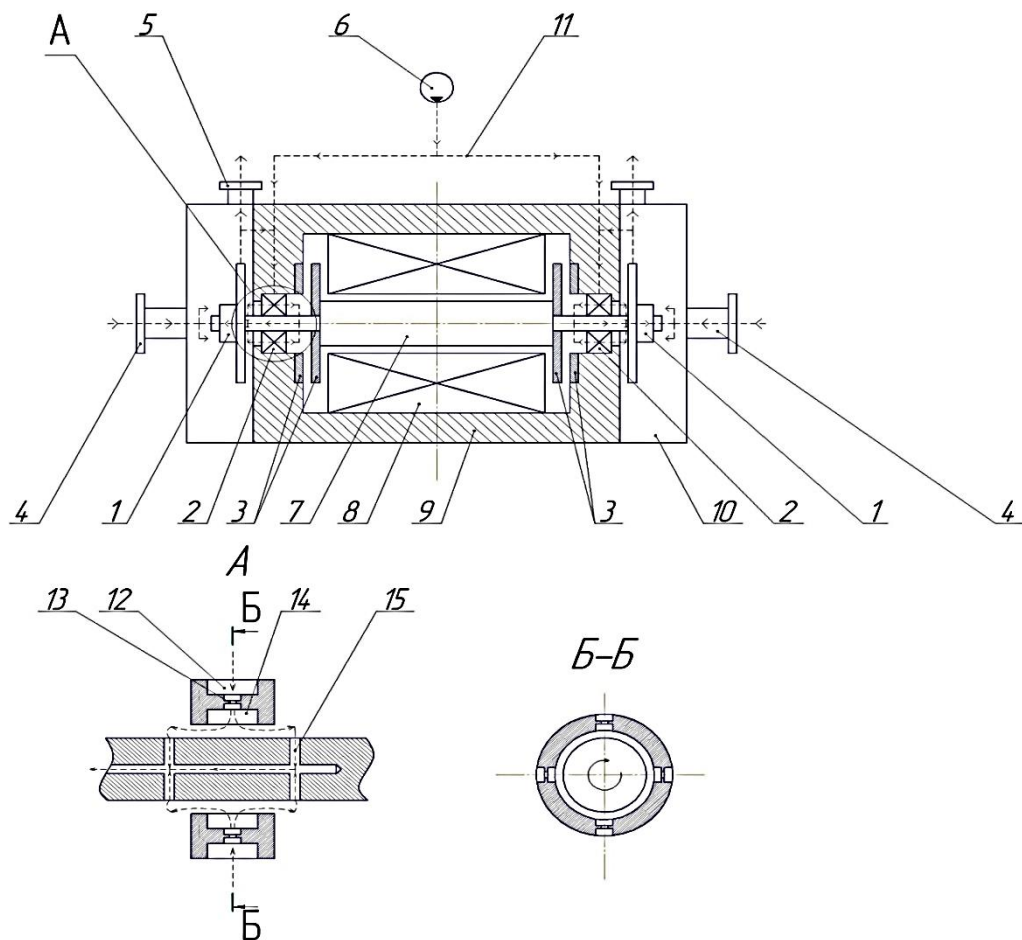


Рис. 1. Принципиальная конструктивная схема центробежного малорасходного насоса с оппозитной схемой с гидростатическими подшипниками

Принцип работы данного насоса состоит в следующем: рабочая жидкости поступает в насос по оси с двух сторон на входные патрубки (поз. 4). Затем перед входом в рабочее колесо (поз. 1) к основному потоку рабочей жидкости, поступившей на вход, прибавляется поток рабочей жидкости, движущийся со стороны вала насоса. Далее рабочая жидкость поступает на вход в рабочее колесо (поз. 1) и под действием массовых сил рабочая жидкость попадает в отвод насоса (поз. 5). При этом часть рабочей жидкости из отвода отбирается на работу гидростатического подшипника (поз. 2).

В подшипнике имеется задрессельное пространство (поз. 12), где рабочая жидкости распределяется между четырьмя дросселями (поз. 13), входящими в состав каждого из подшипников. Рабочая жидкость,

преодолев сопротивление этих дросселей попадает в «карман» (поз. 14) и затем через зазоры между валом и подшипником поступает в области слева и справа от подшипника, откуда через отверстия в валу (поз. 15) поступает на вход в рабочее колесо.

Для получения динамических характеристик насоса рассмотрим все действующие на ротор силовые факторы, представленные на рис.2.

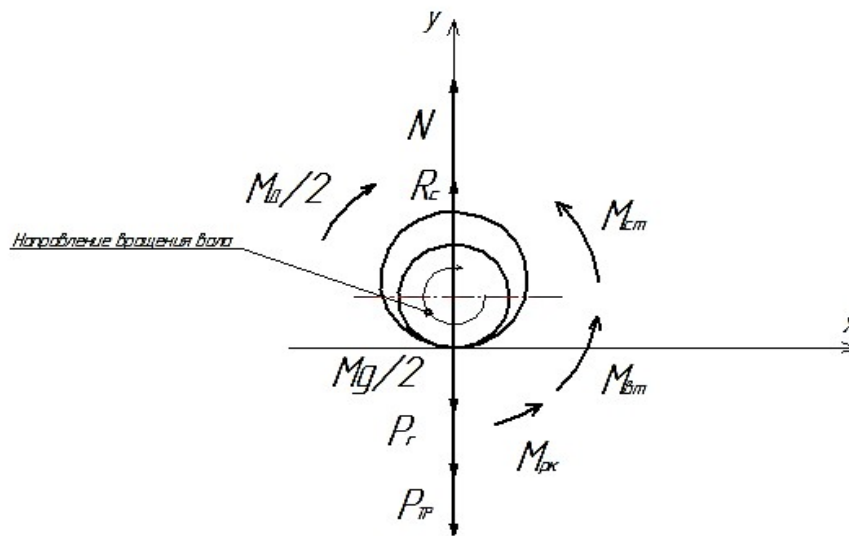


Рис. 2. Силовые факторы, действующие на ротор

На ротор действуют силы: вес ротора Mg , радиальная сила Pr , возникающая в рабочем колесе, нормальная реакция опоры N , статическая Rc реакция гидropодшипника.

Кроме того, на вал насоса действуют моменты: момент рабочего колеса $M_{рк}$, момент вязкого трения $M_{вт}$, момент сухого трения $M_{ст}$, и момент двигателя $Mд$.

Запишем уравнения равновесия ротора в общем виде:

$$\begin{cases} M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 \cdot Rc(t) + 2 \cdot N(t) - 2 \cdot Pr(t) - M \cdot g - 2 \cdot P_{тр}(t) \\ M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \\ J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_D(t) - 2 \cdot M_{рк}(t) - 2 \cdot M_{ст}(t) - 2 \cdot M_{вт}(t) \end{cases} \quad (1)$$

где M – масса ротора, J – момент инерции ротора относительно его оси, ω – угловая скорость вращения вала насоса, t – время с момента пуска насоса, g – ускорение свободного падения.

Величины $Rc(t)$, $Pr(t)$, $M_{рк}(t)$, $M_{ст}(t)$, $M_{вт}(t)$, N , $P_{тр}(t)$ указаны с коэффициентом 2, так как в насосе имеется два рабочих колеса и два подшипника и в силу симметрии конструкции насоса их вклад в силовые факторы одинаков.

В работе была показана малость сил, действующих в горизонтальном направлении, что позволило исключить 2-ю строчку системы (1).

Тогда, найдя зависимости все силовых факторов от времени, и подставив их в систему уравнений (1) мы получаем систему дифференциальных уравнений движения ротора. Перепишем систему уравнений в нормальном виде Коши:

$$\begin{cases} \frac{dV}{dt} = \frac{2 \cdot Rc(\omega, y) + 2 \cdot N(\omega, y) - 2 \cdot Pr(\omega) - M \cdot g}{M} \\ \frac{dy}{dt} = V \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_D(\omega, y) - 2 \cdot M_{рк}(\omega) - 2 \cdot M_{ст}(\omega, y) - 2 \cdot M_{вт}(\omega, y)}{J} \\ \omega(0) = 0 \\ y(0) = 0 \\ \frac{dy}{dt}(0) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Данная система была решена в системе Mathcad методом Рунге-Кутты 4-го порядка и были получены интересующие нас динамические характеристики насоса, в частности, способность ротора к самовсплытию, время всплытия ротора с момента пуска, график переходных процессов угловой скорости и высоты всплытия ротора.

Во второй главе описывается методика расчета второй конструктивной схемы – консольная схема с шарикоподшипниками, она представлена на рис. 3.

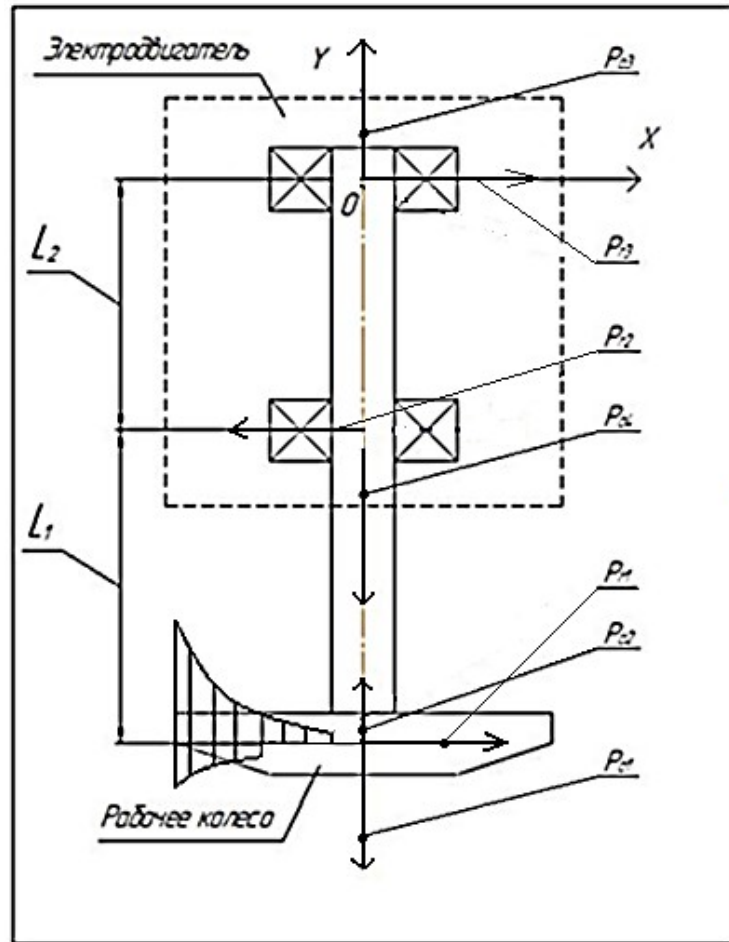


Рис. 3. Принципиальная конструктивная схема центробежного малорасходного насоса с шарикоподшипниками

Целью рассмотрения этой схемы является разработка методика определения оптимальной частоты вращения ротора насоса.

Существующие методики расчета центробежных насосов предлагают выбирать частоту насоса из компромисса КПД – кавитационные характеристики насоса.

Однако такой подход не очень применим к малорасходным центробежным насосам в силу того, что даже при очень больших значениях частоты кавитационные характеристики (в частности

кавитационный коэффициент быстроходности, позволяющий судить о том, насколько вероятно возникновение кавитации в данном насосе) ухудшаются незначительно (см. рис. 4).

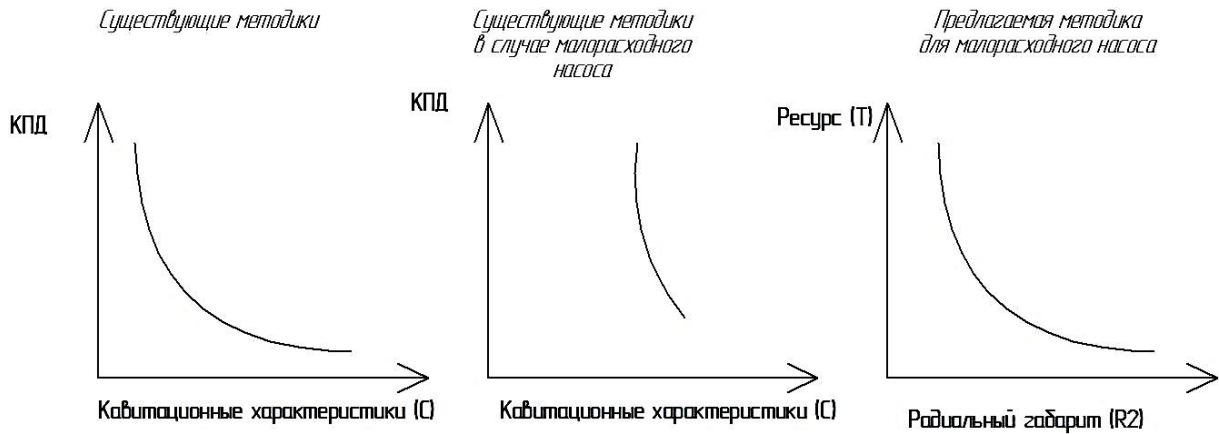


Рис. 4. Сравнение существующих методов определения оптимальной частоты вращения ротора и предлагаемой методики

Таким образом, возникает необходимость в формулировке нового подхода к выбору частоты вращения вала насоса для малорасходных центробежных насосов. Проведенный анализ эксплуатационных данных позволил сформулировать новые критерии определения частоты вращения вала насоса. Для малорасходных центробежных насосов в новом алгоритме предлагается искать частоту вращения вала насоса из компромисса радиальный габарит рабочего колеса – ресурс насоса. Для построения компромиссной кривой была использована известная из литературы полуэмпирическая формула зависимости ресурса от частоты:

$$T = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_{r\text{ЭКВ}}(n)} \right)^k \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (3)$$

где a_1, a_{23} и k – константы, $P_{r\text{ЭКВ}}(n)$ – эквивалентная радиальная сила, действующая на наиболее нагруженный подшипник, C – статическая грузоподъемность, n – частота вращения вала, T – ресурс насоса.

Также была получена зависимость радиального габарита рабочего колеса от частоты:

$$R_2 = \frac{\sqrt{\frac{H \cdot g}{y \cdot \eta_{\Gamma}}} \cdot 30}{\pi \cdot n}, \quad (4)$$

где H – напор насоса, g – ускорение свободного падения, y – поправка на конечное число лопастей, η_{Γ} – гидравлический КПД, R_2 – радиальный габарит рабочего колеса.

Таким образом, используя формулы (3) и (4) можно получить компромиссную кривую ресурс – радиальный габарит.

Для некоторого опытного насоса была получена такая компромиссная кривая, позволяющая представить процесс выбора частоты вращения вала насоса, по излагаемому алгоритму (рис. 5). Для удобства представления рассматриваемых величин радиальный габарит записан в виде величины $x=1/R_2$, и расположен вдоль оси абсцисс, а ресурс T в часах расположен вдоль оси ординат.

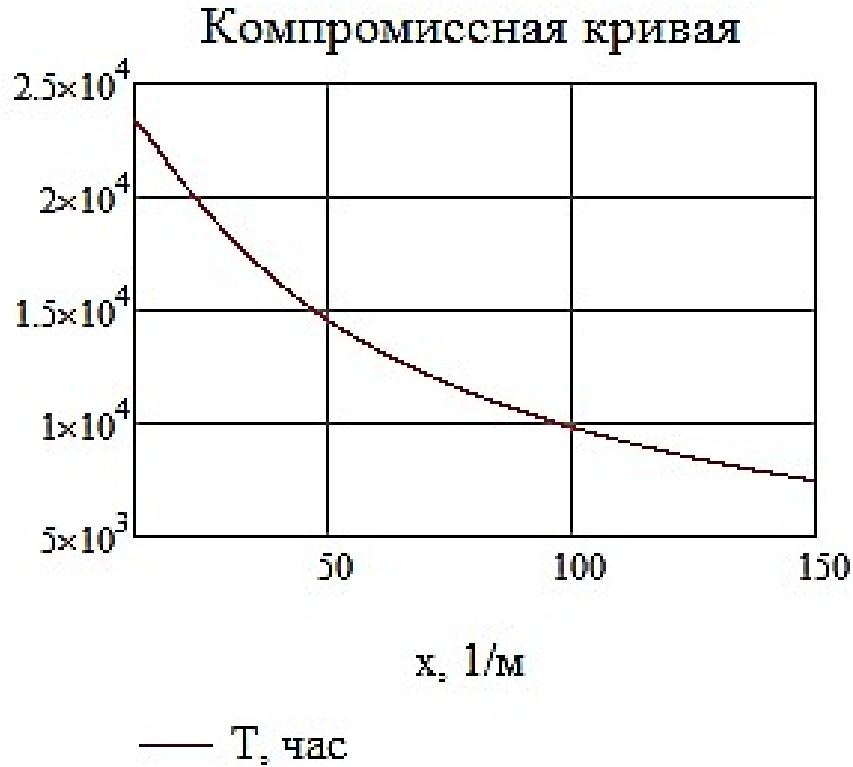


Рис. 5. Компромиссная кривая ресурс – радиальный габарит

Выбирая точку x_{opt} на этой кривой определяем соответствующую ей величину частоты вращения ротора.

В третьей главе были даны рекомендации по выбору остальных конструктивных параметров. Эти рекомендации были получены из условия максимума напора. Например, для получения оптимального числа лопаток рабочего колеса было записано уравнение Эйлера для центробежных насосов:

$$H = \frac{U_2 \cdot y \cdot \eta_r}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_{л2}} \right), \quad (5)$$

где g – ускорение свободного падения, y – поправочный коэффициент, учитывающий конечное число лопастей, η_r – гидравлическое КПД, U_2 – окружная скорость лопасти на радиусе выхода из рабочего колеса, D_2 – диаметр рабочего колеса на выходе, b_2 – ширина рабочего колеса на выходе, $\beta_{л2}$ – угол установки лопасти на выходе.

Если записать формулу (5) в зависимости от числа лопаток рабочего колеса z , то получим следующую формулу:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z} \right) \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)} \right), \quad (6)$$

где R_2 – радиус рабочего колеса.

Для нахождения максимума напора продифференцируем формулу (6):

$$\frac{dH_T}{dz} = \frac{\omega}{g} \cdot \left(R_2^2 \cdot \frac{\pi \cdot \sin(\beta_{л2})}{z^2} \cdot \omega - \frac{Q \cdot \cos(\beta_{л2}) \cdot R_2 \cdot \delta}{b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) - z \cdot \delta)^2} \right) \quad (7)$$

После математических преобразований находим формулу для оптимального числа лопаток рабочего колеса:

$$Z_{\text{опт}} = \begin{cases} \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} > 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2}) \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}{-1 + \delta \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega}{Q \cdot \delta \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})}}}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} < 0 \\ \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \sin(\beta_{л2})}{\delta \cdot 2}, & \text{при } 1 - \frac{\pi \cdot b_2 \cdot R_2 \cdot \omega \cdot \delta}{Q \cdot \text{ctg}(\beta_{л2})} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Полученное по формуле (8) значение округляется по общепринятым математическим правилам до целого.

Аналогично были получены формулы для всех остальных конструктивных параметров: Диаметра входа в рабочее колесо (была получена формула для оптимального значения диаметра из условия минимума потерь энергии), диаметра выхода из рабочего колеса (соответствующего компромиссной кривой ресурс – радиальный габарит), углов установки лопаток на входе и на выходе, а также ширины на входе и

на выходе из рабочего колеса (из условия безударного движения жидкости).

В четвертой главе описывается схема экспериментальной установки, разработанной для проверки полученного алгоритма расчета, излагается методика проведения экспериментов, проводится оценка погрешности измерений и приводятся результаты экспериментов над опытными образцами, и проводится анализ полученных опытных данных.

Принципиальная схема испытаний приведена на рис. 6.

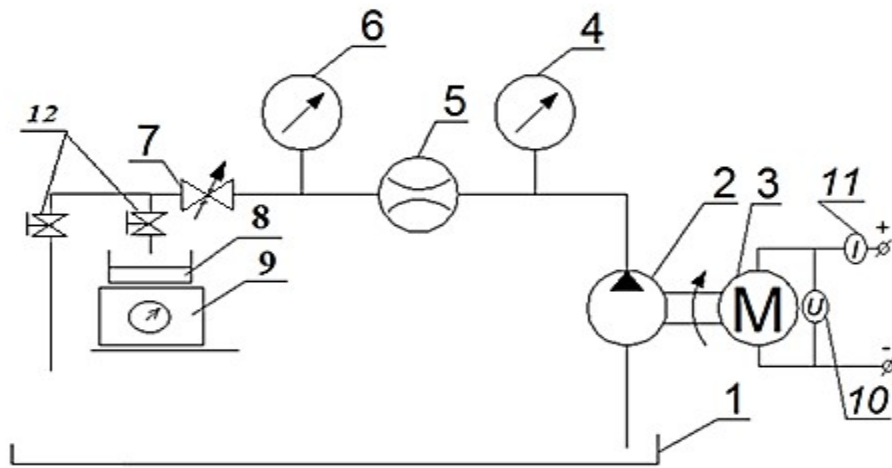


Рис. 6. Принципиальная схема испытаний насоса

На схеме обозначены: 1 – бак, 2 – испытуемый насос, 3 – электродвигатель, 4 – манометр «1», 5 – расходомерное сопло, 6 – манометр «2», 7 – регулировочный дроссель, 8 – тарировочная емкость, 9 – весы, 10 – вольтметр, 11 – амперметр, 12 – переключающие вентили.

Опытные образцы и сменные рабочие колеса изображены на рис. 7–8.



Рис. 7. Опытный образец



Рис. 8. Сменные рабочие колеса

Результаты расчетов и опытных значений расхода и напора одного из опытных образцов приведены на рис. 9.



Рис. 9. Экспериментальная и прогнозная характеристики насоса

На рис. 9 представлено сравнение экспериментальной напорной характеристики и прогноз напорной характеристики центробежного насоса с рабочим колесом z_4 , диаметром входа 10 мм при частоте $n=13000$ об/мин.

Максимальное отклонение прогноз напорной характеристики от экспериментальной не превышает 5 %.

В выводах и результатах сформулированы основные результаты работы.

Основные результаты:

1. Получена методика исследования динамических характеристик ротора насоса с оппозитной схемой с гидростатическими подшипниками.

2. Получена новая методика выбора оптимальной частоты вращения вала насоса, адаптированная к малорасходным центробежным насосам. Выбор частоты осуществляется из компромисса радиального габарита и ресурса насоса.
3. Получена методика расчета малорасходных центробежных характеристик позволяющая обеспечить оптимальное соотношение потребительских свойств насоса, таких как габариты, ресурс, масса и КПД.
4. Проведена серия экспериментов, подтверждающая верность изложенного алгоритма.

Список публикаций по теме диссертации

1.Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса// Инженерный вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014 г.

2.Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса// Инженерный вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014 г.

3. Протопопов А.А., Киляков А.А. Экспериментальный поиск оптимального диаметра входа в рабочее колесо малорасходного центробежного насоса// Молодежный научно-технический вестник # 11, ноябрь 2015 г.

4. Протопопов А.А., Абдрахманова Ж.С., Яворовский Е.А. Исследование зависимости момента на валу от рабочих характеристик малорасходного центробежного насоса// Молодежный научно-технический вестник # 09, сентябрь 2015.

5. Протопопов А.А. Гриднев Д.В. Экспериментальный поиск оптимального угла установки лопасти на выходе из полуоткрытого

рабочего колеса малорасходного центробежного насоса с кольцевым отводом// Молодежный научно-технический вестник # 03, март 2016.

6. Протопопов А.А., Шульжицкий А.А. Исследование влияния питающего напряжения на максимальный напор центробежного насоса// Молодежный научно-технический вестник # 03, март 2016.

7. Протопопов А.А. Захарова Е.В. Динамика малых колебаний низкоинерционного ротора малорасходного центробежного насоса с гидростатическими подшипниками// Политехнический молодежный журнал 2017 .- №5.

8. Протопопов А.А., Корсакова С.А. Получение зависимости установившейся угловой скорости от различных параметров насоса при сильных колебаниях ротора//Политехнический молодежный журнал 2017.- №4.

9. Протопопов А.А., Виговский В.И. Многокритериальная оптимизация высокооборотного центробежного насоса//Политехнический молодежный журнал 2017 .- №5.

10. Протопопов А.А., Якович С.М. Построение компромиссной кривой «ресурс–КПД» для центробежного насоса с помощью метода ЛП-тау поиска// Политехнический молодежный журнал 2017 .- №4.

11. Протопопов А.А., Виговский В.И. Анализ работы центробежного насоса в составе системы с изменяющимися параметрами//Политехнический молодежный журнал 2017 .- №11.

12. Протопопов А.А., Корсакова С.А. Исследование динамики ротора центробежного насоса с гидростатическими подшипниками численными методами//Политехнический молодежный журнал 2017 .- №11.

13.Боровин Г.К., Протопопов А.А. Расчет оптимального осевого зазора полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса системы терморегулирования космического аппарата// Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2013. №86. 16 с.

14. Протопопов А.А. Расчёт оптимальных параметров полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса// Известия МГТУ «МАМИ» №4 (26), 2015 г.

15.Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А. Методика и алгоритм определения основных конструктивных параметров малорасходного центробежного насоса// Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2016. №63. 16 с.

16. Протопопов А.А. Методика построения прогнозной напорной характеристики центробежного насоса// Научное обозрение 2016. №13. 6 с.

17.Боровин Г.К., Петров А.И., Протопопов А.А., Исаев Н.Ю. Динамика роторов малорасходных центробежных насосов с гидростатическими подшипниками и приводом от электродвигателей постоянного тока// Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2016. №142. 24 с.

18.Протопопов А.А., Захарова Е.В., Виговский В.И., Корсакова С.А., Мельничук Е.С., Якович С.М. Определение времени самовсплытия ротора центробежного насоса системы терморегулирования космического аппарата// Научное обозрение 2017. №11. 5 с.