

На правах рукописи



Корчинский Василий Васильевич

**РАЗРАБОТКА ТРУБЧАТЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТОВ
В ОТВОДАХ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
НАСОСОВ С ЦЕЛЮ СНИЖЕНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ
И УВЕЛИЧЕНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ**

Специальность: 05.07.05

Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов

Автореферат диссертации на соискание
ученой степени кандидата технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена в АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко».

Научный руководитель:

доктор технических наук Тимушев Сергей Федорович.

Официальные оппоненты:

Панаиотти Сергей Семенович, доктор технических наук, профессор Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, профессор кафедры;

Петрунин Сергей Валерьевич кандидат технических наук, ГНЦ ФГУП «Центр Келдыша», начальник сектора.

Ведущая организация: Федеральное казенное предприятие «Научно-испытательный центр ракетно-космической промышленности» (ФКП «НИЦ РКП»).

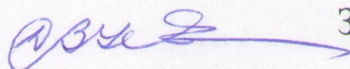
Защита состоится « 17 » апреля 2017 г. в 15.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе Московского авиационного института (национального исследовательского университета) (МАИ), по адресу: 125993, Россия, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Московского авиационного института (национального исследовательского университета) (МАИ) <http://www.mai.ru/upload/iblock/3ee/diss.03.11.16-g.pdf>

Автореферат разослан « ____ » _____ 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета Д212.125.08

д.т.н., профессор



Зуев Юрий Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации.

Развитие ракетной техники и жидкостных ракетных двигателей связано со снижением затрат на выведение полезной нагрузки и повышением надежности пилотируемых полетов. Оно характеризуется увеличением мощности и коэффициента полезного действия двигательных установок, повышением рабочих давлений, форсированием рабочего процесса и выдвиганием все более высоких требований к надежности работы системы питания на базе турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостного ракетного двигателя (ЖРД). Оптимизация траектории полета ракеты-носителя требует от двигателя обеспечения возможности постоянного регулирования тяги в процессе всего полета путем изменения в широком диапазоне соотношения компонентов топлива. В рамках создания многорежимных ЖРД нового поколения одна из важных проблем – это обеспечение высокой точности их управления, регулирования и надежности. Вместо одно- или двухрежимных двигательных установок (ДУ), все более актуальным на данном этапе является создание и производство энергоемких и многорежимных ДУ, где проблема снижения гидродинамической вибрации и повышения надежности ТНА выходит на первый план. Статистика показывает, что наибольшее число отказов ЖРД происходит именно в системе подачи компонентов топлива.

Актуальность этой проблемы особенно остро проявилась при создании и разработке сверхмощных ЖРД многократного применения для ракетно-космического комплекса «Энергия-Буран». Опыт доводки современных ЖРД показывает, что основные высокооборотные шнекоцентробежные насосы являются критически важными узлами системы подачи.

Многоразовое использование ЖРД и резервирование по тяге потребуют от двигателя еще более высоких энергетических характеристик и надежности конструкции, которая, в частности, достигается за счет снижения виброактивности шнекоцентробежных насосов ТНА.

Этими требованиями определяется необходимость проведения глубоких научных, экспериментальных и аналитических исследований для модернизации элементов проточной части отводов центробежных насосов и обеспечением повышения технических параметров ТНА ЖРД.

Центробежные насосы широко применяются во многих отраслях промышленности (энергетике, транспортной, химической и др.), где также остро проявляется проблема снижения вибрации, пульсаций давления и шума.

Применение в насосах более совершенной проточной части отвода способствует решению задачи снижения пульсаций давления и вибрации при работе турбонасосного агрегата.

Рабочий процесс центробежных насосов основан на непрерывной передаче энергии лопатками рабочего колеса потоку жидкости. Движение потока после выхода из рабочего колеса носит нестационарный турбулентный характер. Преобразование потока за рабочим колесом осуществляется конструктивными элементами проточной части отвода насоса - кольцевой диффузор, направляющий аппарат(НА), спиральная камера и конический диффузор, которые испытывают высокие динамические нагрузки от пульсаций давления.

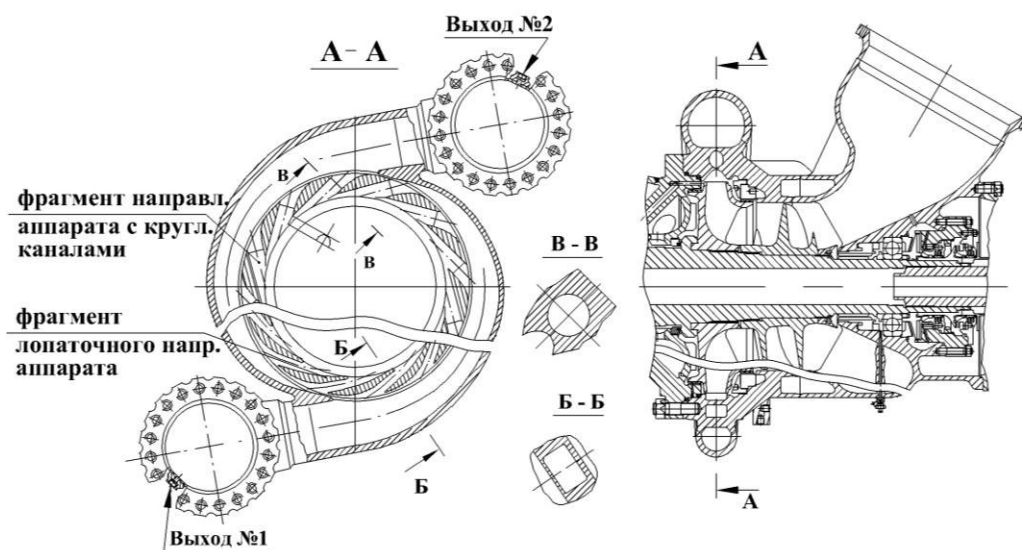


Рис.1. Проточная часть насоса окислителя мощного ракетного двигателя.

Основная причина шума и вибрации центробежных насосов – гидродинамическое взаимодействие неоднородного вихревого потока выходящего из рабочего колеса с элементами отвода. В результате генерируются мощные пульсации давления, являющиеся основным источником гидродинамической вибрации и шума насоса. Конструктивные элементы корпуса насоса под действием пульсаций давлений испытывают значительные динамические нагрузки, которые могут приводить к их усталостному разрушению.

Анализ показывает, что наличие эллипсной входной кромки в трубчатом направляющем аппарате обеспечивает фазовое сглаживание импульса давления при гидродинамическом взаимодействии неравномерного потока, выходящего из рабочего колеса в отводящее устройство. Этот эффект лежит в основе снижения амплитуды пульсаций давления на частоте следования лопаток и вибрации насоса.

Цель и задачи исследования. Целью данной диссертации является разработка и создание отвода шнекоцентробежного насоса с направляющим аппаратом, имеющим каналы круглого сечения, который дает снижение вибрации и пульсаций давления, при сохранении заданных энергетических и кавитационных характеристик, обеспечивая надежную работу двигателя на максимальном режиме и при многократном использовании.

В соответствии с поставленной целью задачами настоящего исследования являются:

1. Аналитический обзор применяемых в отводах центробежных насосов направляющих аппаратов и обоснование актуальности разработки нового НА.

2. Выбор конструкции и проектирование проточной части отвода шнекоцентробежного насоса.

3. Разработка методики, определение геометрических параметров и профилирование круглых каналов направляющего аппарата и спиральной камеры в отводе насоса.

4. Численный анализ трехмерного нестационарного течения в насосе с отводами разного конструктивного исполнения для определения гидравлических потерь и амплитуд пульсаций давления.

5. Анализ статистики быстроменяющихся параметров насосов окислителя с отводами, имеющими направляющие аппараты разного конструктивного исполнения.

6. Оценка экономической эффективности технологического процесса изготовления направляющего аппарата с каналами круглого сечения.

Научная новизна. В ходе проведенного исследования были получены следующие новые результаты:

- сформулированы и подтверждены требования к расчету и проектированию трубчатых направляющих аппаратов в отводах центробежных насосов ТНА ЖРД;
- разработана методика выбора оптимального варианта геометрии проточной части центробежного насоса ТНА ЖРД с трубчатым направляющим аппаратом;
- изменение геометрии каналов направляющего аппарата повысило прочностные характеристики ТНА ЖРД с трубчатым направляющим аппаратом и сняло проблему образования усталостных трещин;
- получены результаты по снижению пульсаций давления на 1й и 2й гармониках частоты следования лопаток при работе насоса с трубчатым направляющим аппаратом на номинальном режиме.

Достоверность результатов исследования. Разработанная методика расчета и проектирования отвода центробежного насоса подтверждена результатами модельных испытаний насосов на воде и натуральных огневых испытаний в составе двигательной установки на сертифицированных стендах, а также численным моделированием нестационарного 3-х мерного течения в насосе.

Практическая значимость данной работы:

- разработана методика расчета отвода центробежного насоса ТНА ЖРД и профилирования каналов трубчатых направляющих аппаратов, обеспечивающая технические параметры надежности ракетного двигателя;
- применение в отводе центробежного насоса ТНА ЖРД трубчатого аппарата позволило снизить вибрации корпуса насоса по суммарному сигналу;
- внедрение трубчатого направляющего аппарата позволило полностью снять проблему образования трещин и повысить надежность насоса ТНА;
- отвод центробежного насоса с направляющим аппаратом новой конструкции позволил снизить пульсации давления на частотах следования рабочих лопаток, что также способствует повышению надежности ТНА.
- изменением конструкции направляющего аппарата обеспечена более высокая технологичность его изготовления;

Реализация результатов работы. Разработанный в АО «НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко» центробежный насос с отводом новой конструкции обеспечивает снижение вибрационных нагрузок при энергетических параметрах и габаритах, аналогичных классическому лопаточному НА. В результате отводы новой конструкции внедрены в насосы окислителя и горючего в отработанный, прошедший доводочные и контрольно-технологические испытания ракетный двигатель РД171(самый мощный в мире жидкостной двигатель отечественного производства тягой 830т.). При последующих разработках новых ракетных двигателей РД180 тягой 400т. и РД191 тягой 200т., в насосах окислителя и горючего применен отвод новой конструкции с трубчатым НА.

Достигнутое улучшение динамических характеристик ТНА с отводами новой конструкции позволяет обеспечить многократное использование ракетных двигателей.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на заседаниях кафедры «Ракетные двигатели» МАИ в 2010 - 2014гг.; рассматривались на НТС в НПО «Энергомаш» и в центре Келдыша; докладывались на 2й Международной конференции «Динамика и виброакустика машин» 15 – 17 сентября, 2014, Самара, Россия; на 13-й Между-

народной конференции «Авиация и космонавтика-2014», 17-21 ноября 2014г. Москва; на Международном форуме «Инженерные системы – 2016» 4-6 апреля 2016, Москва; на XLII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения-2016», 11-15 апреля 2016г., МАИ (НИУ), Москва; на Международной научно-технической конференции «Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития», 9-10 июня 2016, Санкт-Петербург.

Вклад автора.

1. Разработка конструкция направляющего аппарата с круглыми каналами и выпуск рабочей документации на изготовление трубчатого направляющего аппарата.
2. Проведение анализа результатов модельных и натурных испытаний насосов с направляющими аппаратами разного конструктивного исполнения.
3. Постановка и анализ вычислительных экспериментов вариантов проточной части отвода с использованием численного моделирования трехмерного нестационарного потока.
4. Разработка методики расчета и профилирования каналов трубчатого направляющего аппарата и отвода высокооборотного шнекоцентробежного насоса.

Результаты, полученные другими исследованиями, а также данные совместных исследований, отмечены по тексту или снабжены сносками на соответствующие источники.

Публикации. Автором, по теме диссертации, опубликованы 6 научных работах, в том числе, две статьи-в изданиях из списка ВАК РФ, один патент.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы. Объем диссертации 119 страниц. Библиография состоит из 83 наименований обзорного исследования технической литературы.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность работы, сформулированы цели и задачи диссертационной работы.

В первой главе раскрывается состояние решаемой в диссертации проблемы и особенности геометрических параметров проточной части высокооборотных центробежных насосов: рассматривается необходимость применения в отводе высокооборотного центробежного насоса направляющего аппарата (НА); описываются конструктивные особенности лопаточных НА, с каналами прямоугольной формы и трубчатых направляющих аппаратов с круглыми каналами;

приводится сравнительный анализ течения и потерь энергии потока в каналах направляющих аппаратов разного конструктивного исполнения;

разработана методика расчета отводов центробежных насосов с трубчатым направляющим аппаратом с учетом рекомендаций ВНИИгидромаш и МАИ.

Методика обеспечивает габаритные размеры нового НА на уровне лопаточного аппарата (наружный и внутренний диаметральные размеры, число каналов и их диаметр): особенностью геометрического профилирования трубчатых направляющих аппаратов является то, что круглые каналы при взаимном пересечении образуют входную кромку эллипсной формы (рис. 2);

Важным достоинством проектирования является обеспечение минимальных радиальных габаритов трубчатого направляющего аппарата, не превышающих габаритов лопаточного НА.

Из анализа литературы, можно сделать следующие выводы: все известные методы проектирования центробежных насосов не дают однозначных рекомендаций определения основных геометрических параметров центробежного насоса, расчеты отводов центробежных насосов производятся с применением эмпирических формул, которые имеют ограниченное применение.

Теоретическими исследованиями применения направляющих аппаратов с круглыми каналами (трубчатые направляющие аппараты) занимались Рубинов В.Я., Покровский Б.В., Овсянников Б.В. и Боровский Б.И., отмечавшие, что применение трубчатых направляющих аппаратов может быть перспективным для снижения вибрации центробежных насосов.

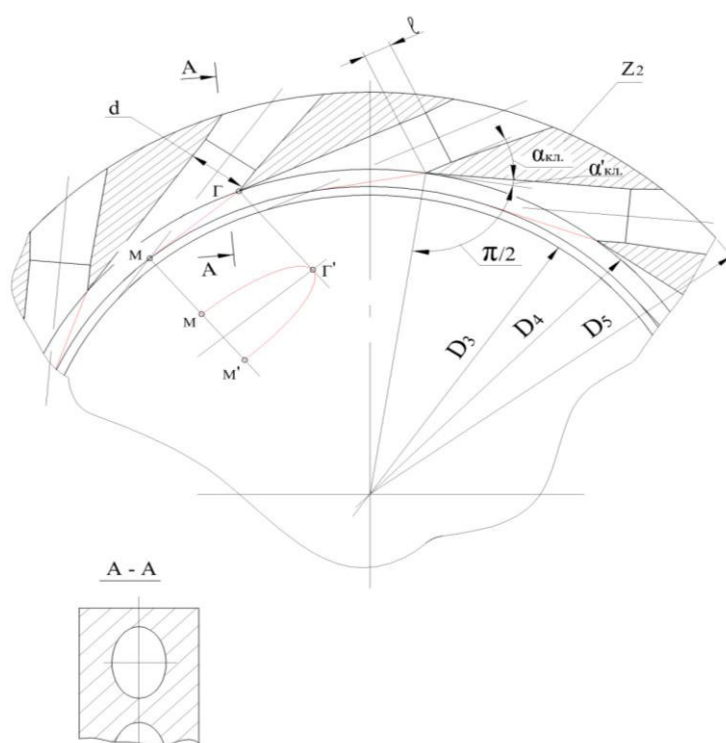


Рис 2. Трубчатый направляющий аппарат.

В работе рассматриваются доводочные испытания самого мощного в мире отечественного ЖРД, в ходе которых после 7 – 8 ресурсных испытаний на входных кромках лопаток направляющего аппарата отмечалось появление трещин в местах сопряжения лопаток НА со стенками корпуса насоса, причем доработка сопряжения входных кромок не решает проблему (рис.3). Вследствие данного дефекта ограничивался ресурс работы двигателя РД171 с тягой 830 тонн.

Переход от одноразового использования ракетного двигателя к многократному применению позволяет получить огромный экономический эффект, однако требует существенного увеличения надежности и ресурса работы. Проблема образования трещин решена заменой лопаточного направляющего аппарата на трубчатый НА с круглыми каналами в поперечном сечении (рис.1 сечение В–В и рис. 4).

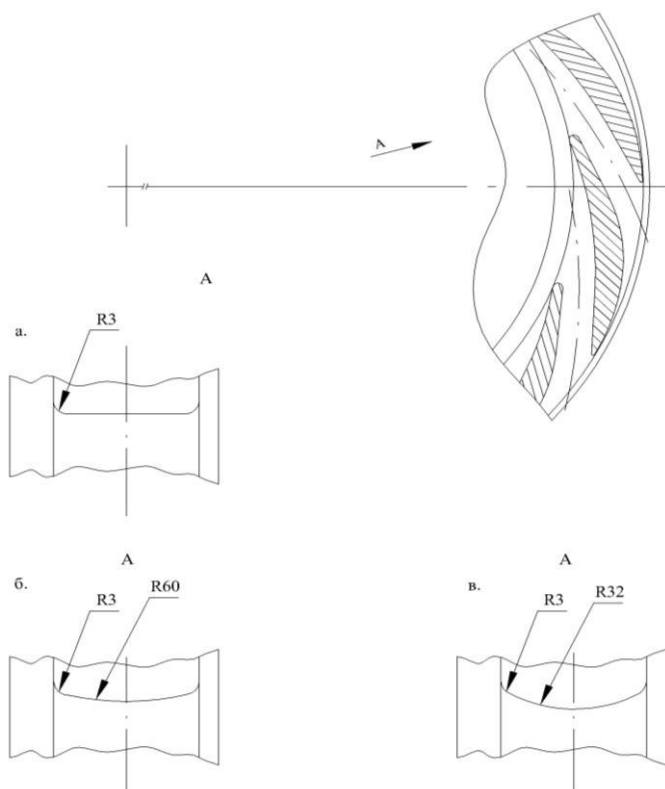


Рис.3. Доработка входных кромок лопаток лопаточного аппарата: а – входная кромка, изготовленная по КД; б–1я доработка; в –2я доработка.

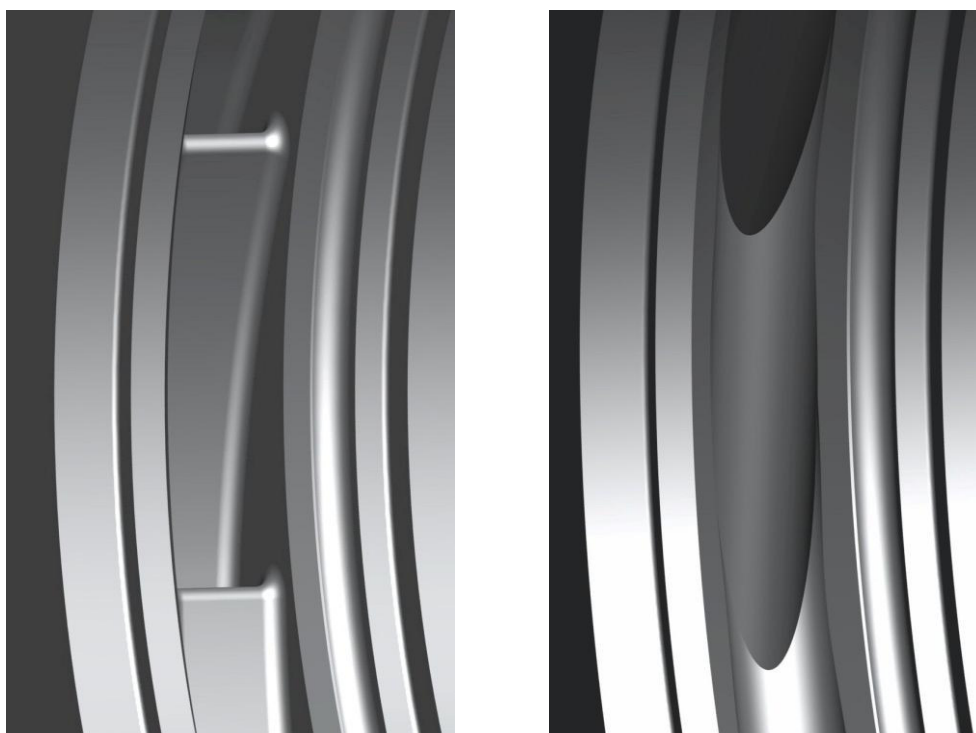
Во второй главе рассматривается проточная часть отвода насоса и конструирование элементов проточной части по потоку, после рабочего колеса.

Большое внимание уделяется кольцевому диффузору-начальному конструктивному элементу проточной части отвода (например, вариант исполнения проточной части для вхождения потока после рабочего колеса в

каналы направляющего аппарата на рис.5, 6). В этой зоне поток переходит из вращающегося рабочего колеса в неподвижный отвод насоса. При этом происходит интенсивное гидродинамическое взаимодействие с генерацией пульсаций давления и вибрации на частоте следования рабочих лопаток и ее высших гармониках.

Из экспериментальных данных известно, что уровень пульсаций давления в зависимости от угла наклона стенки (рис.7) снижается, так как снижается нормальная к поверхности преграды составляющая скоростного напора.

Отвод насоса, в свою очередь, состоит из целого ряда конструктивных элементов (кольцевой диффузор, направляющий аппарат, спиральная камера, конический диффузор), которые последовательно выполняют функции по замедлению потока с минимальными потерями энергии. Отмечается, что форма кольцевого диффузора и конфигурация входных кромок каналов направляющего аппарата играет первостепенную роль в формировании потока и снижении потерь энергии в проточной части отвода (рис.8), а также генерации пульсаций давления в каналах направляющего аппарата и вибрации (рис.9).



а.

б.

Рис. 4. а–входные кромки лопаток аппарата с прямоугольными каналами; б–входные кромки (эллипсные) аппарата с круглыми каналами.

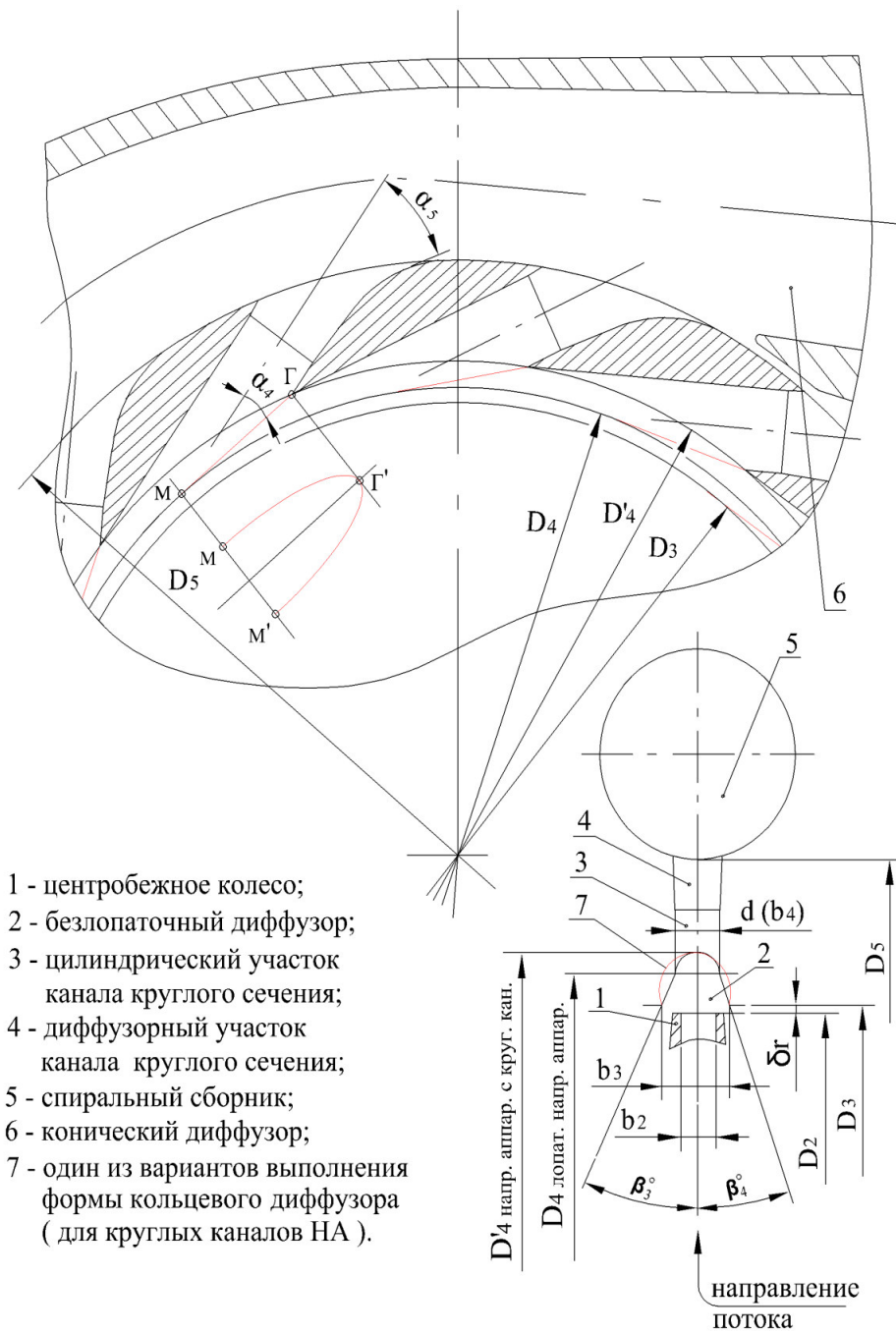


Рис.5. Геометрические параметры трубчатого аппарата в исполнении «НПО Энергомаш».



Рис.6. Геометрия кольцевого диффузора, обеспечивающего снижение нестационарности потока после рабочего колеса.

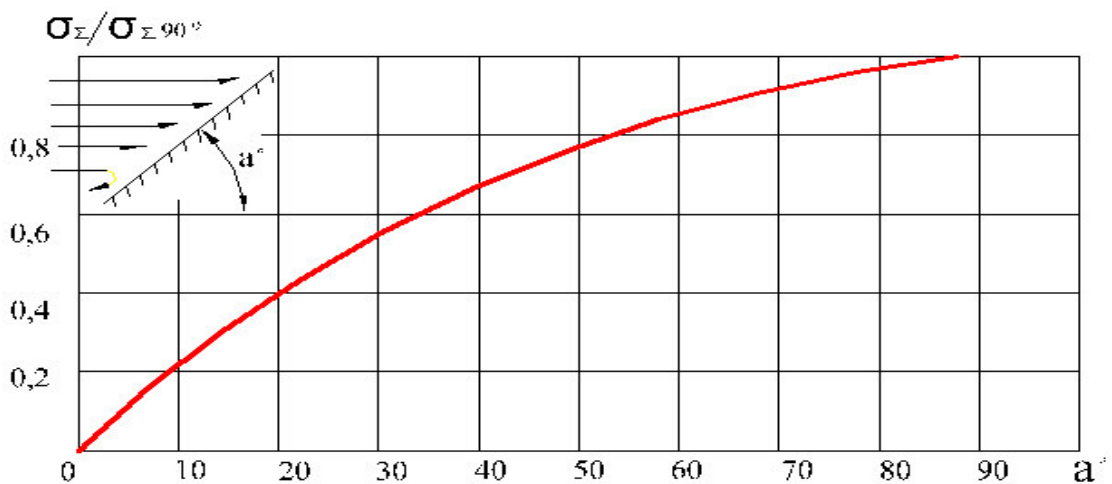


Рис.7. Изменение среднеквадратического значения амплитуд давления в точке, расположенной на оси струи, в зависимости от угла натекания (α°).

Обеспечение оптимального пространственного распределения параметров потока после рабочего колеса на входе в отвод обеспечивает в дальнейшем минимизацию потерь энергии и снижение пульсаций давления и вибрации.

Дается определение угла α_4 . При проектировании трубчатого направляющего аппарата назначается при $\alpha_5 = 1...15^\circ + \alpha_4$. Соотношение углов α_4 и α_5 обеспечивает снижение потерь энергии при одновременном снижении пульсаций давления и гидродинамической вибрации. Угол выхода потока после каналов направляющего аппарата (α_5) обеспечивает диффузорность каналов.

В третьей главе представлен расчет геометрических параметров проточной части и профилирование каналов трубчатого направляющего аппарата и спиральной камеры отвода центробежного насоса.

Оптимальный режим работы насоса определяется отводом, так как гидравлические потери в первую очередь связаны с геометрическими параметрами элементов проточной части отвода.

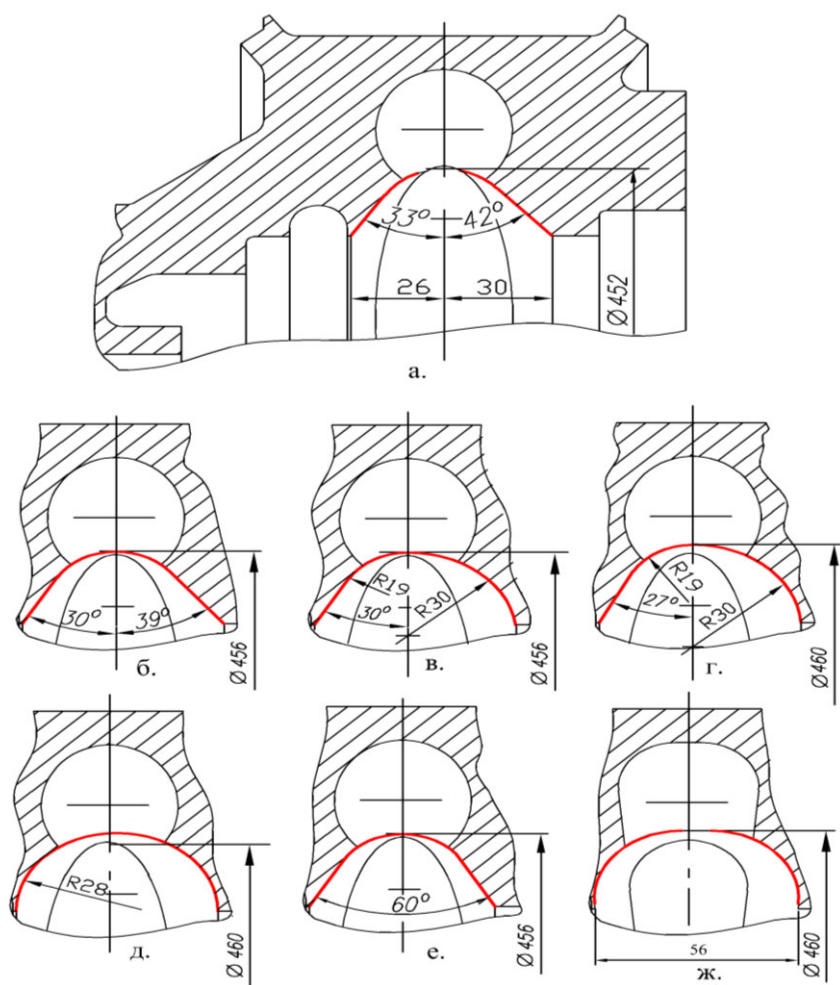


Рис.8. Геометрические формы кольцевого диффузора (а,б,в,г,д,е в зависимости от угла и радиуса; ж – трапецеидальная).

Многочисленные экспериментальные данные показывают, что зона минимальных амплитуд на тональных составляющих ЧСЛ в спектрах пульсаций давления фиксируется в зоне оптимальных подач.

Отправной точкой методики расчета отвода центробежного насоса для ТНА ЖРД взята работа В.Я. Рубинова и Б.В. Покровского о применении НА с каналами круглого сечения. Кроме того учтены особенности и отличия трубчатых НА от направляющих аппаратов лопаточного типа. При этом обеспечивается главное требование – диаметральные размеры нового отвода не должны превышать размеров отвода с лопаточным аппаратом.

Методика расчета основана на геометрических параметрах центробежного колеса. Расчет должен обеспечить безударное натекание потока после рабочего колеса с целью снижения пульсаций давления и вибрации.

Внутренний и наружный диаметры находятся из следующих соотношений:

$$D3 = D2 + 1...3 \text{ мм} - \text{или}$$

$D3 = (1,04...1,12)D2$ – определение $D3$ зависит от конструкции уплотнений по буртам РК;

$$D4 = (1,10...1,15)D2 ;$$

$$D5 = (1,35...1,4)D2 .$$

Диаметры каналов круглого сечения в НА d определяются соотношением

$$d = (0,85...1,1) b2$$

Относительный зазор между $D2$ и $D3$ (рис. 6) определяется из соотношения:

$$\delta r = \frac{D_3 - D_2}{D_2} \cdot 100 \% ;$$

Увеличение δr до определенной степени способствует формированию оптимальной структуры потока после рабочего колеса, обеспечивая снижение пульсаций давления и гидравлических потерь, связанных с неоднородностью потока на выходе из РК. Высоким значениям коэффициента быстроходности ($n_s > 100$) соответствуют более высокие значения радиального зазора δr .

Экспериментальными данными установлено, что увеличение радиального зазора, как правило, обеспечивает снижение амплитуд пульсаций давления на частотах следования лопаток.

Значение диаметра $D'4$ (по вершинам эллипсных кромок) обеспечивается сверлением каналов. Этот диаметр не влияет на размер зазора δr , но при увеличении $D'4$ снижается интенсивность ударного натекания потока.

После определения $D3$ и $D4(5)$ предварительно выбирается число каналов $z2$ из условия, что внутренний угол клина $\alpha_{кл.}$ не должен быть отрицательным.

Выполнение передней кромки канала аппарата с углом клина $\alpha_{кл} = 2\pi/z2$, значительно большим, чем у обычных аппаратов, предотвращает отрыв потока при обтекании передней кромки и сопутствующие ему кавитационные явления в

отводе, вызывающие вибрацию в широком диапазоне частот, это также способствует расширению рабочей области подач и обеспечению малошумной работы насоса.

Анализ геометрии НА с каналами круглого сечения показывает, что это достигается при:

$$z_2 \geq \frac{\pi}{\arctg \sqrt{\frac{d}{D_3}}}$$

Далее величина z_2 корректируется для обеспечения оптимального сочетания чисел лопаток рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата, обеспечивающих минимальную интенсивность вибрации на частотах следования лопаток. С учетом выбранного числа z_2 окончательно принимается диаметр d , с учетом расчетных параметров насоса.

Длина цилиндрического участка канала оценивается как $L = 0,5d$ (см. Рис.9). Угол раскрытия эквивалентного конического диффузора, после цилиндрической части канала принимается равным $\theta^\circ = 6 \dots 8^\circ$.



Рис. 9. Определение длины каналов лопаточного аппарата.

Анализ показывает необходимость правильного сочетания обводов, сечений каналов трубчатого направляющего аппарата и спиральной камеры, чтобы обеспечить объединение равноскоростных потоков и уменьшение вихреобразования в отводе.

Серия стендовых огневых испытаний двигателей, которые в отводах насосов окислителя имели трубчатые направляющие аппараты с круглыми каналами, показали более высокую динамическую прочность отвода. Обеспечивая снижение вибрации, пульсаций давления и повышение надежности при сохранении других характеристик насос, имеющий в отводе трубчатый направляющий аппарат полностью соответствует габаритным размерам насоса с лопаточным направляющим аппаратом. Полученные результаты обеспечили внедрение направляющего аппарата новой конструкции.

В четвертой главе приводится численный анализ гидравлических потерь энергии в проточной части отводов центробежных насосов с направляющими аппаратами разного конструктивного исполнения.

В результате нестационарного гидродинамического взаимодействия неравномерного потока (вращающегося вместе с рабочим колесом) с отводящим устройством, в насосах возникают колебания на частотах, кратных частоте вращения лопаток рабочего колеса. Колебания на частоте следования рабочих лопаток (ЧСЛ) и ее высших гармониках определяются формулой: $f_b = k \cdot z_1 \cdot f_r$; где f_r - частота вращения рабочего колеса, Гц; k - номер гармоники; z_1 - число лопаток РК.

Численный анализ потерь энергии в направляющих аппаратах показывает, что наименьшие потери полного давления получены в трубчатом НА (рис.1).

В ходе вычислительных экспериментов методом численного анализа трехмерного нестационарного турбулентного течения в проточной части насоса, подтверждено снижение амплитуды пульсаций давления в каналах трубчатого направляющего аппарата. Снижение пульсаций давления объясняется влиянием эллипсной формы входных кромок НА.

В пятой главе проводится анализ статистики быстроменяющихся параметров (БМП) насосов окислителя, в отводах которых установлены лопаточные и трубчатые направляющие аппараты. Проведена статистическая обработка данных экспериментальных измерений пульсаций давления и вибрации, включая среднеквадратические значения (СКЗ) амплитуды суммарного сигнала и амплитуд спектральных компонент ЧСЛ.

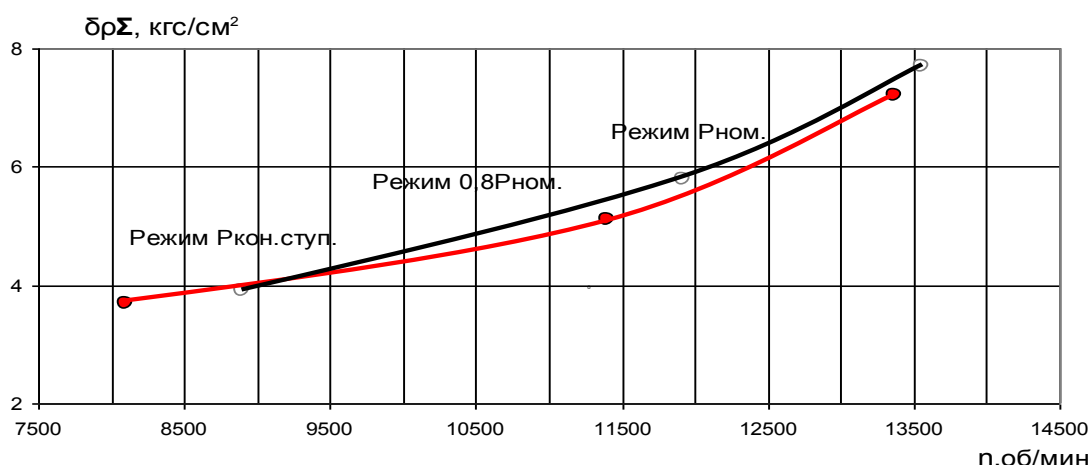


Рис.10. Пульсации давления по суммарному сигналу на выходе №1 (рис.1) в зависимости от числа оборотов насоса: ○—лопаточный аппарат; ●—трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Изменение пульсаций давления по суммарному сигналу (СКЗ) приведено на рис.10 и 11 и в табл.1 и 2. Погрешность датчиков пульсаций давления по

суммарному сигналу составляет $\pm 10\%$, поэтому статистически достоверное снижение пульсаций давления на выходе насоса по амплитуде суммарного сигнала достигнуто на номинальном режиме.

Таблица 1

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Рном.	0,8Рном.	Ркон.ступ.
	Среднестатистические значения пульсаций давления, кг/см ²		
1.Насос с лопаточным аппаратом.	7,7	5,8	3,9
2.Насос с трубчатым аппаратом, и каналами круглого сечения	7,2	5,1	3,7
Снижение уровня пульсаций, %	6,5	12	5

В выходном патрубке №2 различие показаний датчиков, установленных в насосах с отводами разного конструктивного исполнения, находится в области допустимой погрешности измерения датчиков ($\pm 10\%$).

Необходимо отметить, что в выходных патрубках уровень пульсаций давления существенно ниже, чем в зоне входа в каналы направляющего аппарата.

Поскольку влияние трубчатого аппарата обеспечивает снижение пульсаций давления на частоте следования рабочих лопаток, эффект снижения в суммарном сигнале пульсаций давления на выходе насоса проявляется слабо.

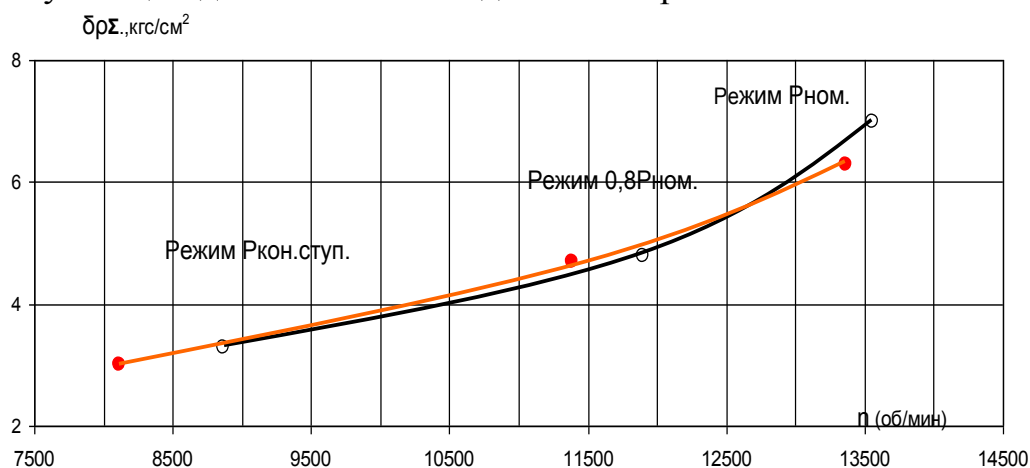


Рис11. Пульсации давления по суммарному сигналу на выходе №2 (рис.1) от числа оборотов насоса: ○—лопаточный аппарат; ●—трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Таблица 2

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Рном.	0,8Рном.	Ркон.ступ.
	Среднестатистические значения пульсаций давления, кг/см ²		
1.Насос с лопаточным аппаратом.	7,0	4,8	3,3
2.Насос с трубчатым аппаратом и каналами круглого сечения	6,3	4,7	3,0
Снижение уровня пульсаций, %	10	2	9

Полученные результаты обработки данных по суммарному сигналу подтверждают снижение амплитуд вибрации в насосах с трубчатыми направляющими аппаратами, имеющими круглые каналы в поперечном сечении.

На рис.12 и 13 показаны зависимости СКЗ суммарного сигнала вибрации корпуса насоса окислителя с разными направляющими аппаратами от числа оборотов. В табл.3 и 4 приведены значения амплитуд для отдельных режимов.

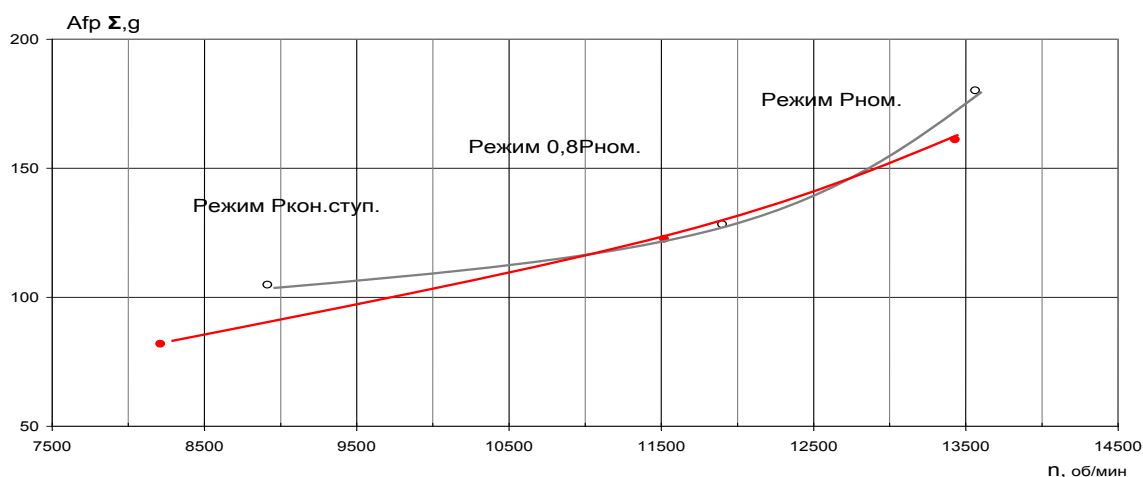


Рис.12 . Продольная вибрация корпуса насоса по суммарному сигналу от числа оборотов насоса: ○—лопаточный аппарат;
●—трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Таблица 3

Наименование агрегата:	Режим работы двигателя.		
	Рном.	0,8Рном.	Ркон.ступ.
	Среднестатистические значения вибраций, g		
1.Насос с лопаточным аппаратом.	180,2	128,28	104,86
2.Насос с трубчатым аппаратом и каналами круглого сечения.	161,2	122,65	81,97
Снижение уровня вибраций, %	11	4,4	22

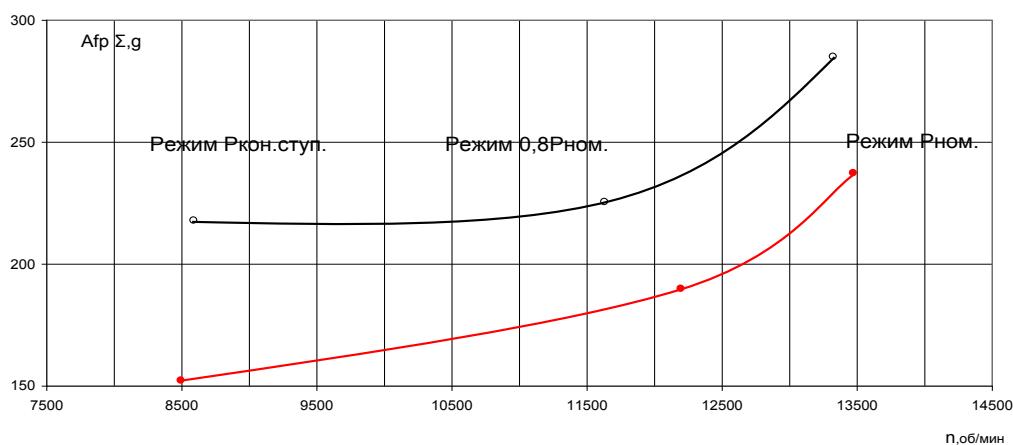


Рис.13. Поперечная вибрация корпуса насоса по суммарному сигналу от числа оборотов насоса: ○ — лопаточный аппарат; ● — трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Таблица 4

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Рном.	0,8Рном.	Ркон.ступ.
	Среднестатистические значения вибраций, g		
1.Насос с лопаточным аппаратом.	285,2	225,7	218,1
2.Насос с трубчатым аппаратом и каналами круглого сечения.	237,5	190,1	136,8
Снижение уровня вибраций, %	16,7	15,5	37,2

Снижение вибрации корпуса насоса в среднем по трем режимам:

в продольном направлении составляет ~ 12,5%; в поперечном направлении ~ 23,1%.

Данные по пульсациям давления первой и второй гармоник частоты следования рабочих лопаток на номинальном режиме в диапазоне частоты вращения 13000...14500об/мин приведены на рис.14, 15, 16, 17 и табл.5, 6, 7, 8.

При проведении модельных испытаний и на огневых испытаниях зафиксировано снижение пульсаций давления на первой и второй гармониках ЧСЛ почти в 2 раза на номинальном режиме по расходу.

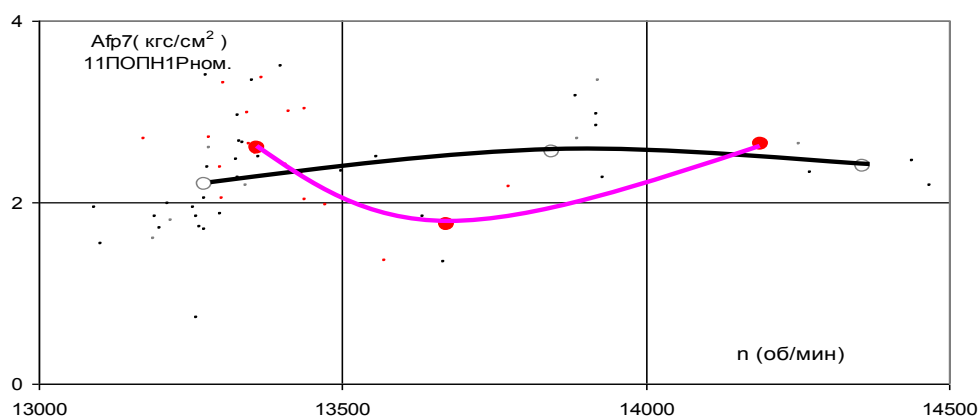


Рис.14. Пульсации давления на первой гармонике ЧСЛ от числа оборотов насоса: ○ – лопаточный аппарат; ● –трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Таблица 5

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Средние значения амплитуды пульсаций давления первой гармоники ЧСЛ на выходе № 1, кгс/см ²		
	Р в диапазоне 13000÷13500 об/мин	Р в диапазоне 13500÷14000 об/мин	Р в диапазоне 14000÷14500 об/мин
1.Насос с лопаточным аппаратом.	2,2	2,56	2,4
2.Насос с трубчатым аппаратом.	2,6	1,76	2,64
Среднее значение пульсаций в диапазоне 13000÷14500об/мин, %	3,3		

Общее среднее снижение пульсаций давления на выходах №1 и № 2 на первой гармонике частоты следования лопаток составляет ~ 16,8%.

Общее среднее снижение пульсаций потока на выходах №1 и № 2 на 2й гармонике составляет ~ 52,15%

Обобщение полученных результатов экспериментальных данных позволяет утверждать, что изменение геометрии каналов направляющего аппарата ощутимо влияет на снижение амплитуд давления быстроменяющихся параметров.

Этот результат в дальнейшем можно будет улучшить при оптимизации геометрических параметров трубчатого направляющего аппарата.

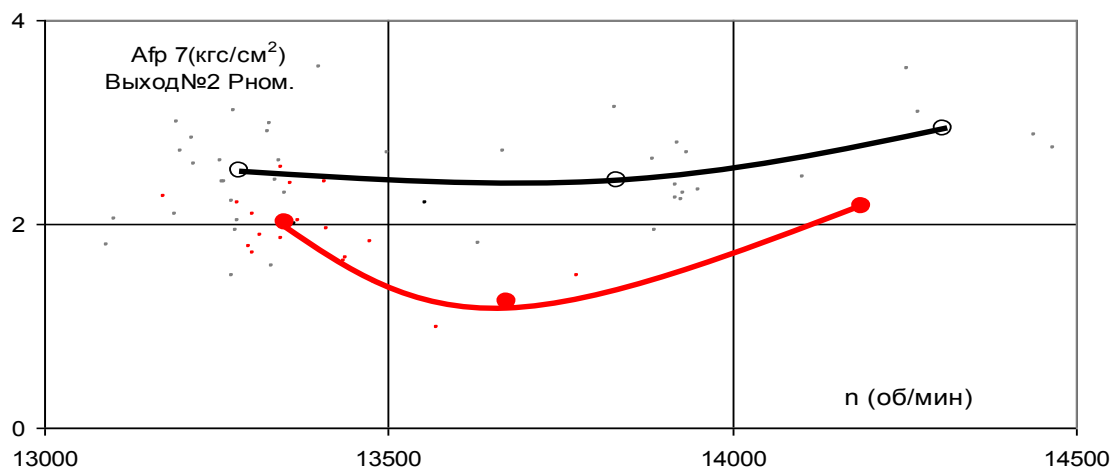


Рис.15. Пульсации давления на первой гармонике ЧСЛ от числа оборотов насоса: ○ — лопаточный направляющий аппарат; ● — трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Таблица 6

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Средние значения амплитуды пульсаций давления первой гармонике ЧСЛ на выходе №2, кгс/см ²		
	Р в диапазоне 13000÷13500 об/мин	Р в диапазоне 13500÷1400 об/мин	Р в диапазоне 14000÷14500 об/мин
1.Насос с лопаточным аппаратом.	2,53	2,43	2,94
2.Насос с трубчатым аппаратом.	2,02	1,24	2,17
Средний уровень пульсаций давления в диапазоне 13000÷14500 об/мин, %	30,3		

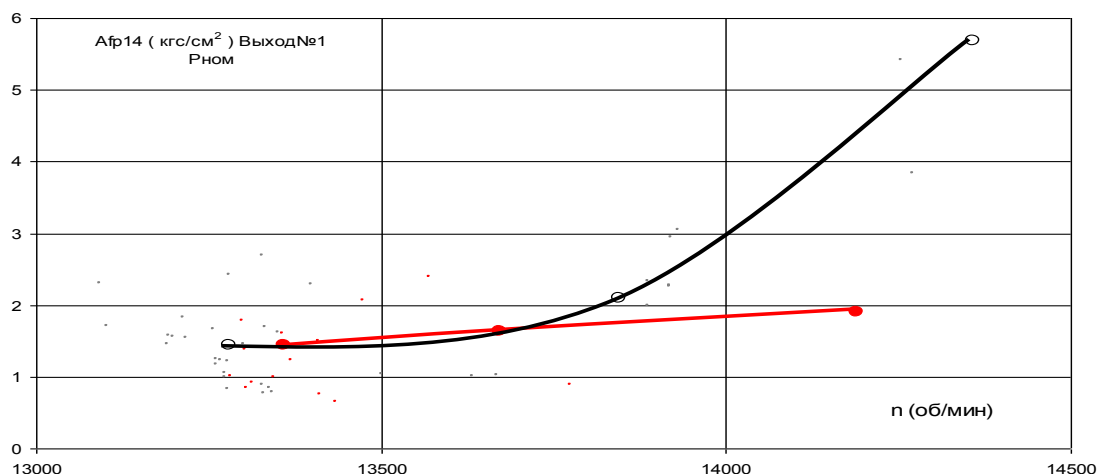


Рис.16. Пульсации давления на второй гармонике частоты следования лопаток в зависимости от числа оборотов насоса: ○ – лопаточный аппарат, ● – трубчатый аппарат с каналами круглого сечения.

Таблица 7

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Средние значения спектральной составляющей пульсаций давления второй гармонике ЧСЛ на выходе №2, кг/см ²		
	Р в диапазоне 13000÷13500 об/мин	Р в диапазоне 13500÷14000 об/мин	Р в диапазоне 14000÷14500 об/мин
1.Насос с лопаточным аппаратом.	1,44	2,1	5,68
2.Насос с трубчатым аппаратом.	1,23	1,64	1,9
Среднее снижение уровня пульсаций давления в диапазоне 13000÷14500, %	48,2		

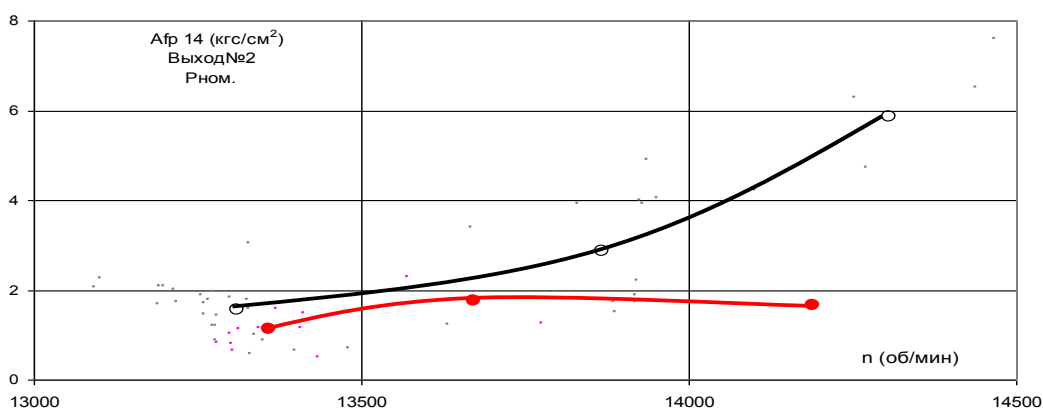


Рис.17. Пульсации давления на второй гармонике ЧСЛ в зависимости от числа оборотов насоса: ○ – лопаточный аппарат; ● – трубчатый аппарат каналами круглого сечения.

Таблица 8

Наименование агрегата	Режим работы двигателя.		
	Средние значения амплитуды пульсаций давления второй гармонике ЧСЛ на выходе №2, кгс/см ²		
	Р в диапазоне 13000÷13500 об/мин	Р в диапазоне 13500÷14000 об/мин	Р в диапазоне 14000÷14500 об/мин
1.Насос с лопаточным аппаратом.	1,61	2,87	5,86
2.Насос с трубчатым аппаратом, и каналами круглого сечения.	1,12	1,77	1,65
Среднее снижение уровня пульсаций давления в диапазоне 13000÷14500об/мин, %	56,1		

В шестой главе отмечается, что поскольку каналы в направляющем аппарате выполнены круглыми, технологический процесс их изготовления упрощается. В лопаточном аппарате каналы имеют прямоугольную форму, и их изготовление осуществляется электроэрозионным методом. Этот очень сложный и трудоемкий процесс заменен более простым – сверлением и зенкованием. В результате трудоемкость техпроцесса снизилась почти в 3 раза

Экономический эффект может быть очень значительным в случае многократного использования ракетного двигателя. Доводочные испытания показывают, что по своим прочностным характеристикам двигатель приближается к требованиям многократного использования, так как на огневом

стенде прошел 12 испытаний без замечаний, и его полный ресурс экспериментально не определен.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан и экспериментально исследован отвод центробежного насоса с трубчатым направляющим аппаратом новой конструкции.

2. Изменение конструкции направляющего аппарата в составе отвода насоса позволило повысить динамические прочностные характеристики корпуса насоса окислителя и полностью устранить проблему образования трещин на входных кромках направляющего аппарата.

3. В результате изменения геометрии проточной части входных кромок и каналов направляющего аппарата отвода насоса получено снижение вибрации по суммарному сигналу на 23%.

4. Исследование спектральных составляющих на частотах следования лопаток показало, что обеспечивается снижение пульсаций на первой и второй гармониках частоты следования лопаток почти в 2 раза при работе двигателя на номинальном режиме.

5. Разработана методика расчета и профилирования трубчатого направляющего аппарата с круглыми каналами и согласования со спиральной камерой в отводе центробежного насоса ТНА ЖРД.

6. Направляющий аппарат новой конструкции внедрен во всех последующих разработках ракетных двигателей НПО «Энергомаш».

Основное содержание и результаты диссертационной работы представлены в следующих публикациях:

1. Корчинский В.В., Ромасенко Е.Н., Суворов А.П. Сравнительный анализ виброактивности насосов окислителя ЖРД РД171 и РД171М с направляющими аппаратами разной конструкции.//Труды НПО Энергомаш. 2012. №29. С 135-147.

2. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнеко-центробежного насоса ЖРД. Труды МАИ, №82 (18 июня 2015г). URL: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=58687>.

3. Кольцевой диффузор статора центробежного насоса: Пат. 2103560 Рос. Федерация. Корчинский В.В., Каналин Ю.И. - №59121609/06; заявл.20.12.95; опубл. 27.01.98, Бюл.№3.

4. Корчинский В.В., Каналин Ю.И., Боровский Б.И. Повышение эффективности высокооборотного насоса применением трубчатого направляющего аппарата. М., 1993г. 12с. – Деп. в ВИНТИ 28.09.93. №28538.

5. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. Численное исследование вариантов трубчатого направляющего аппарата. 13-я Международная конференция «Авиация и космонавтика – 2014». 17-21 ноября 2014г. Москва, Тезисы. – СПб.: Мастерская печати, 2014. С 236-238.

6. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В., Лотков Н.А. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса ЖРД. Динамика и виброакустика машин: Сборник докладов 2-й Международной научно-технической конференции 15-17 сентября 2014г. Самара: СГАУ, 2014. С 224-229.

7. Тимушев С.Ф., Клименко Д.В., Корчинский В.В. Применение акустико-вихревого метода к определению амплитуд дискретных компонент спектра пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе. Международный форум «Инженерные системы – 2016». Программа и тезисы докладов. Москва. 2016 - 28с.

8. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В. Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса ЖРД с применением акустико-вихревого метода. XLII Международная молодежная научная конференция «Гагаринские чтения-2016» Сборник тезисов докладов: В 4т. М.: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2016. Том 3 693с.

9. Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В. Расчет амплитуд пульсаций давления на частоте следования лопаток в отводе центробежного насоса. Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Сб. научн. тр. Междунар. Научн.-техн. конф., 9-10 июня 2016 – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016, С 179-180.

Типография АО «НПО Энергомаш»
Заказ от 14.08.2016г. Тираж 65экз.