

Н. С. Дорош, С. Н. Леонтьев

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БУСТЕРНЫХ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Рассмотрены особенности конструкции бустерных турбонасосных агрегатов (БТНА) со шнеком сложной геометрии. При испытании таких агрегатов отмечается расхождение параметров, полученных расчетным путем, и характеристик, полученных при испытании, что указывает на необходимость дополнительного исследования гидродинамики БТНА и совершенствования методов расчета. Для минимизации этого расхождения предложено провести компьютерное моделирование процессов в гидравлических трактах шнека. Приведены результаты моделирования, которые будут проверены экспериментально на описанной конструкции.

E-mail: doroshnikita@gmail.com; lsn_pro@mail.ru

Ключевые слова: бустерный турбонасосный агрегат, шнек, осевая сила, эпюра давления, разгрузочное устройство, спрямляющий аппарат.

Обеспечение антикавитационной устойчивости системы подачи топлива является одной из ключевых проблем создания жидкостных ракетных двигателей (ЖРД). В современных ЖРД широко применяют бустерные турбонасосные агрегаты (БТНА), необходимые для обеспечения оптимальной работы основного ТНА.

Задача БТНА заключается в повышении давления на входе в основной насос, при этом предъявляют высокие требования к его гидравлическим характеристикам (антикавитационные качества, экономичность) при минимальной удельной массе и минимальных относительных линейных размерах. Наиболее полно всем требованиям отвечают лопаточные осевые насосы. Прогнозирование и улучшение гидравлических характеристик таких насосов является важной задачей.

Одни из самых эффективных и современных бустерных насосов, в которых использована замкнутая схема питания, разработаны и применяются в семействе российских ЖРД “НПО Энергомаш им. В.П. Глушко” (РД171М, РД180, РД191). Основным рабочим элементом является осевой насос (шнек) сложной винтовой геометрии с приводом от газовой или гидравлической турбины. На рис. 1 приведена схема БТНА горючего двигателя РД180 [1].

Конструктивно БТНА состоит из следующих основных частей:

– сварного корпуса с установленной на пилонах центральной втулкой, являющейся передней опорой шнека, соплового аппарата турбины с коническими соплами и торообразного коллектора, обеспечивающего подвод керосина к сопловому аппарату;

- шнека с ротором, приваренным к его лопаткам по наружному диаметру на выходе;
- сварной крышки, включающей спрямляющий аппарат, который предназначен для преобразования части динамического напора в статический.

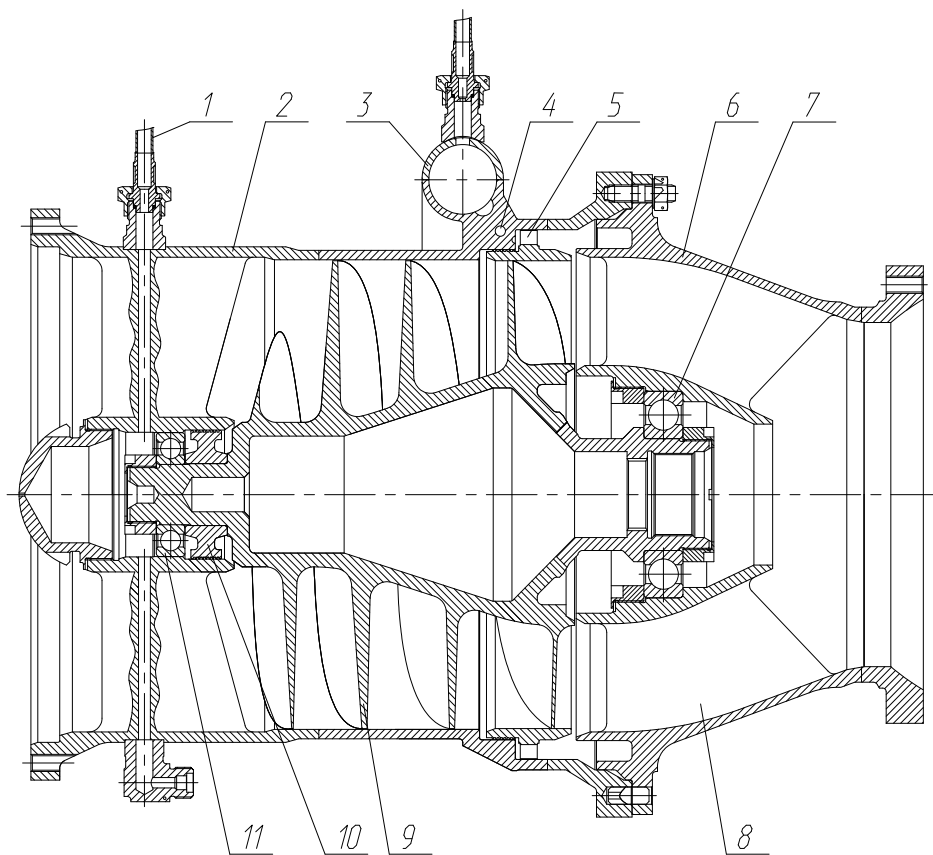


Рис. 1. Бустерный турбонасосный агрегат горючего:

1 — трубопровод; 2 — корпус; 3 — коллектор турбины; 4 — сопловой аппарат; 5 — ротор; 6 — крышка; 7, 11 — шарикоподшипники; 8 — лопаточный спрямляющий аппарат; 9 — шнек; 10 — диск разгрузочный

В качестве опор шнека с ротором используют шарикоподшипники: радиально-упорный, установленный в крышке, и радиальный, расположенный в центральной втулке корпуса. Охлаждение и смазка подшипников осуществляется протоком горючего.

Для разгрузки радиально-упорного подшипника от значительных осевых усилий на шнеке с ротором размещен разгрузочный диск 10. Наружный диаметр диска и давление в полости перед диском выбраны из условия компенсации осевого усилия, возникающего на шнеке. Подача давления в разгрузочную полость осуществляется через трубопровод из коллектора турбины БТНА. Оптимизация проточной ча-

сти и улучшение работы узлов и устройств агрегата может внести значительный вклад в повышение КПД бустерного насоса.

Особенности шнеков бустерных ТНА. Наибольшее распространение в ракетной технике получили “предвключенные” шнеки, установленные перед центробежными колесами основного ТНА. Они служат для повышения давления перед центробежным колесом в целях исключения кавитационного срыва работы последнего, но в отличие от насосов БТНА имеют более высокую частоту вращения. Исходя из этого, основным направлением исследований и их совершенствования было повышение характеристик всасывания шнека, в то время как течение в межлопаточном канале и напор при проектировании не являлись определяющими факторами [2].

При проектировании осевого насоса как самостоятельного агрегата требуется уделять гораздо больше внимания геометрии шнека, так как КПД лучших образцов находится в районе 0,5. Поэтому при увеличении напора шнека геометрия простого винтового насоса значительно усложняется (рис. 2): используют втулку переменного диаметра; лопатки переменного шага; непостоянную толщину лопаток; могут использоваться дополнительные (напорные) лопатки.

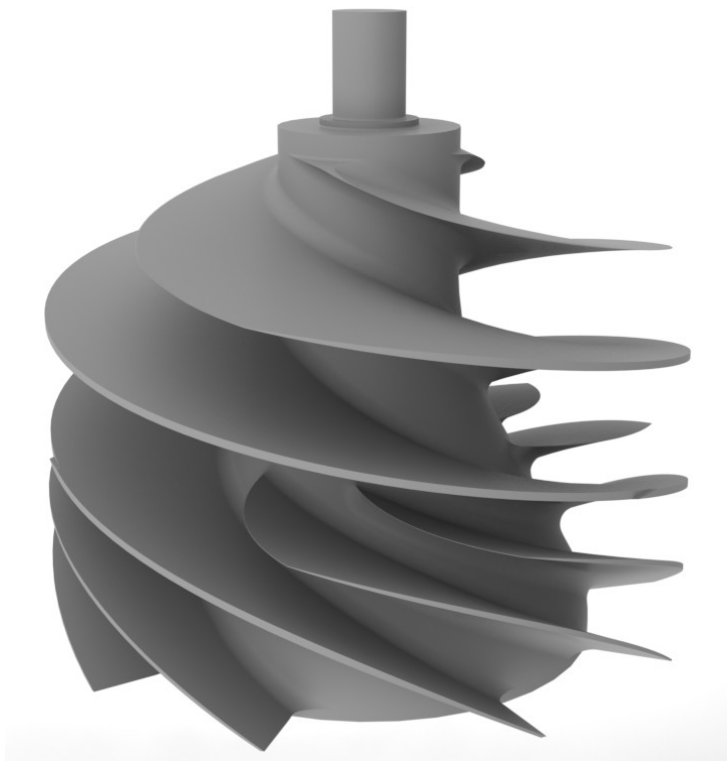


Рис. 2. 3D-модель шнека БТНА

Несмотря на кажущийся системный подход большинство этих рекомендаций имеют эмпирическую основу, в то время как теоретические модели течения в межлопаточном канале недостаточно достоверны. В частности, при отработке новых БТНА в “НПО Энергомаш” столкнулись с проблемой разгрузки шнека от осевых сил. В отличие от центробежных в осевых насосах создаваемый перепад давления действует на всю площадь лопаток шнека. При значительных перепадах и больших диаметрах шнеков возникающая осевая сила не может быть воспринята упорным шарикоподшипником. Для этого применяют разгрузочное устройство, расположенное во втулке корпуса: в полость под большим давлением подается компонент, а в качестве поршня устанавливают диск с лабиринтным уплотнением. Для расчета потребной площади диска и давления в полости используют расчетную методику [3] для оценки осевого усилия на шнек.

В процессе отработки шнека было выявлено, что реальное усилие превышает расчетное более чем на 50 %, что говорит о непригодности используемой расчетной модели. В случае если разгрузочное устройство окажется не способно компенсировать возникающую осевую силу, нагрузка на радиально-упорный подшипник превысит допустимое значение, что вызовет его разрушение и приведет к аварийной ситуации.

Таким образом, становится актуальным исследование распределения давления на выходе из шнека БТНА и изучение свойств выходящего потока при различных режимах работы агрегата. Кроме получения непосредственно эпюр давлений возможно определение осевой и окружной составляющих скорости потока, что поможет более эффективно проектировать лопаточный спрямляющий аппарат, так как в отличие от предвключенных шнеков закрутка потока за шнеком БТНА нежелательна.

Компьютерное моделирование гидродинамики БТНА. При исследовании насосов достаточно просто определить их общие энергетические характеристики на конкретных режимах, такие как КПД, напор, расход, потребляемая мощность [4]. Однако для детального понимания особенностей их работы требуется исследование всех характеристик потока на протяжении тракта насоса. В общем случае для построения картины течения необходимо знать распределение полного и динамического давления, но экспериментально получить эти данные очень непросто. Более того, измерить давление внутри каналов быстровращающегося рабочего колеса принципиально не представляется возможным. С учетом проблем, связанных с проведением экспериментальных исследований и их дороговизны, следует искать принципиально иные методы.

В настоящее время таким эффективным и гибким методом является компьютерное моделирование. Моделирование и визуализация гидродинамических процессов служат удобным инструментом при проектировании и исследовании сложных гидродинамических процессов. По результатам моделирования можно принять решение о

выборе конструкции, оценить температурное состояние и запас прочности высоконагруженных областей, составить представление о характере течения в узлах агрегата.

Данное исследование проводится с помощью программы ANSYS CFX — одного из программных пакетов для расчета и визуализации задач гидро- и газодинамики. Математическое моделирование позволяет значительно снизить количество испытаний с использованием дорогостоящей материальной части и получить полную картину процессов, происходящих в трактах БТНА, что при модельных испытаниях невозможно.

На первом этапе, необходимом для проведения моделирования, разрабатывают 3D-модели исследуемого агрегата или его частей. Модели создаются в таких пакетах САПР, как SolidWorks или Pro/ENGINEER, затем полученные твердотельные модели должны быть “инвертированы”, т. е. требуется получить модели проточных частей агрегата.

Вторым важным этапом является дискретизация расчетного объема. С этой целью используют программы для построения расчетных сеток, с помощью которых разбивают расчетную область на элементарные ячейки. От степени дискретизации напрямую зависит качество моделирования, что приводит к значительному объему предварительной работы. Простейший метод обеспечивает автоматическое построение тетраэдрических сеток (объем разбивается на элементарные тетраэдры), доступное в ряде программ. Однако предпочтительнее оказался метод построения “структурированных” гексаэдрических сеток (в идеальном случае элементарным объемом является куб). Представляет интерес задача построения сетки для канала шнека, который имеет сложную винтообразную геометрию переменного сечения и большие углы разворота потока (рис. 3).

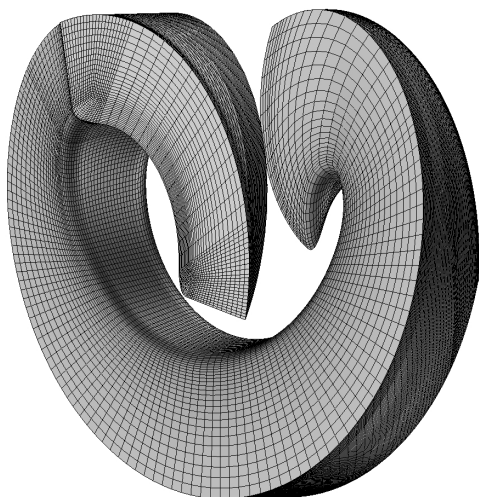


Рис. 3. Структурированная сетка межлопаточного канала шнека

Сначала моделируют только шнек, а именно, один межлопаточный канал, что позволяет сэкономить расчетные ресурсы, так как полученные результаты будут обладать осевой симметрией. Затем модель усложняют путем добавления трактов спрямляющего аппарата, входного участка с пилонами и др. Расчет показал, что поле давления за шнеком действительно довольно неравномерно (рис. 4).

При компьютерном моделировании гидродинамики необходима проверка достоверности получаемых результатов, для чего применяют классические методы исследования: измерение давлений в характерных точках потока и сравнение их значений с результатами компьютерного моделирования. При этом следует решать проблемы, связанные с измерением давлений в потоке жидкости:

- минимизировать возмущения, вносимые в поток измерительным устройством, стараясь сохранить гидродинамику агрегата как можно ближе к оригиналу;
- проводить измерения на некотором расстоянии от рабочего колеса, благодаря чему удастся исключить взаимное влияние измерителя и вращающихся лопаток;
- обеспечивать устойчивость измерительного устройства в высокоскоростном турбулентном потоке за шнеком.

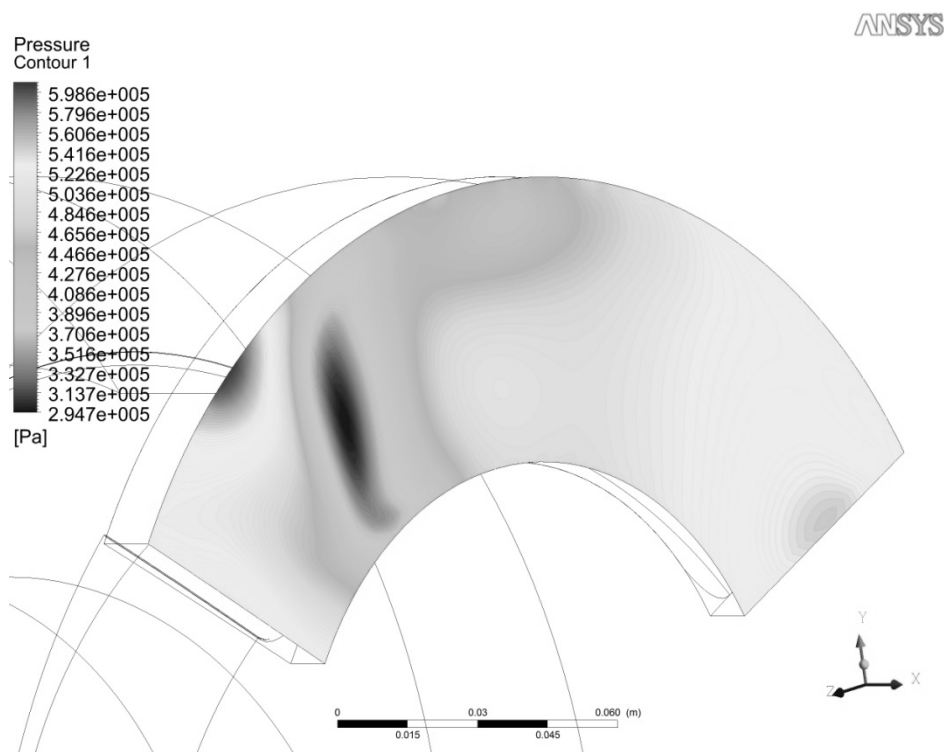


Рис. 4. Распределение давления за шнеком

Постановка экспериментального исследования. Наличие в конструкции БТНА спрямляющего аппарата (СА) за шнеком обеспечивает соблюдение указанных выше требований: группу измеряющих давление устройств размещают на входной кромке лопаток (рис. 5).

Несколько точек измерения по длине кромки и замеры колебаний по мере вращения шнека позволяют получить изменяющуюся по времени эпюру давлений в радиальном направлении у кромки лопатки. Для сохранения геометрии кромки и предотвращения колебаний и повреждения измерительных трубок предлагается интегрировать их в тело лопатки. Благодаря этому будут сохранены изначальная геометрия агрегата, его характеристики и, следовательно, идентичность по отношению к математической модели. Установленные таким образом трубки будут измерять полное давление набегающего потока. Для более точной картины другой набор измерительных трубок может быть расположен в перпендикулярном направлении.

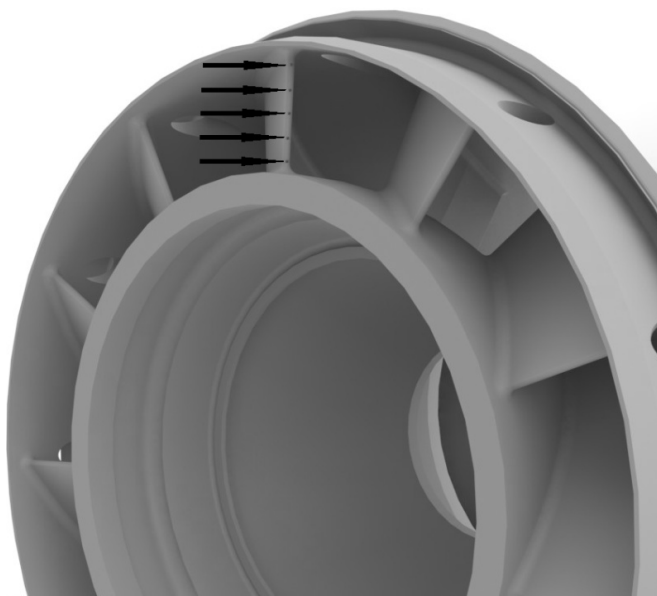


Рис. 5. Схема замера давления на кромке лопатки СА

Кроме того, показательной для сравнения величиной является осевое усилие на шнеке, которое также может быть получено экспериментально путем замера давления в разгрузочной полости и умножения его на площадь разгрузочного диска. Этот параметр входит в число стандартно измеряемых показателей, и по результатам большого числа испытаний имеются показатели статистики для различных режимов работы агрегата. Эти данные можно сопоставить с осевой силой, рассчитанной с помощью ANSYS CFX.

Таким образом, описанные мероприятия позволят создать измерительную систему, удовлетворяющую большинству рекомендаций.

При этом отсутствует необходимость создания специальных стендов или дополнительных устройств: для этой задачи может быть использована модифицированная стандартная материальная часть.

В работе предложен подход к расчетно-экспериментальному изучению течения в межлопаточных каналах шнеков сложной геометрии. Выполнено компьютерное моделирование гидродинамики течения и определено распределение давления за шнеком. Сформулированы требования к оснащению и конструкции экспериментальной части. Полученные экспериментальные данные смогут подтвердить и в случае необходимости помогут внести коррективы в расчетную модель для ее дальнейшего использования. Ожидается, что по результатам моделирования нескольких конфигураций шнеков на различных режимах работы будут выявлены определенные зависимости и в итоге даны рекомендации для корректирования существующих расчетных методик. Улучшенная расчетная методика позволит более точно прогнозировать характер течения за шнеком, что необходимо для согласования работы шнека и спрямляющего аппарата, а также для расчета осевой силы, действующей на шнек. Предполагается, что при этих данных удастся значительно снизить объемы модельных и доводочных испытаний БТНА, что ускорит и удешевит процесс разработки новых агрегатов, а также повысит их эффективность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. URL: www.lpre.de/energomash/RD-180/index.htm
2. Высокооборотные лопаточные насосы / под ред. Б.В. Овсянникова и В.Ф. Чебаевского. М.: Машиностроение, 1975. 336 с.
3. Лакшминараяна. Визуальное исследование течения в осевом насосе / Теоретические основы инженерных расчетов. 1972. № 4. С. 79–89.
4. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопаточных насосов. М.: Машиностроение, 1989. 184 с.

Статья поступила в редакцию 01.10.2012