

УДК 621.454.2

## **Методика численного моделирования вибрации осевого бустерного насоса жидкостного ракетного двигателя**

**Тимушев С. Ф.<sup>\*</sup>, Федосеев С.Ю.<sup>\*\*</sup>**

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия*

*\*e-mail [irico.harmony@gmail.com](mailto:irico.harmony@gmail.com)*

*\*\*e-mail [it202mai@gmail.com](mailto:it202mai@gmail.com)*

### **Аннотация**

Проблема снижения гидродинамической вибрации насосных агрегатов системы подачи ЖРД является ключевой для повышения надежности и ресурса работы двигательной установки. В этой связи актуальной задачей становится моделирование пульсаций давления в проточной части и гидродинамической вибрации корпуса насоса на ранних стадиях проектирования. В статье рассматривается численное моделирование трехмерного нестационарного турбулентного течения в бустерном насосном агрегате жидкостного ракетного двигателя. Проведен анализ спектрального состава пульсаций давления, возникающих в проточной части насосного агрегата. Установлено, что спектр пульсаций давления на выходе рабочего шнекового колеса состоит из тональных компонент на частоте следования рабочих лопаток (ЧСЛ) и ее высших гармоник. На входе в шнек в спектре

пульсаций давления доминируют тональные составляющие на роторной частоте и ЧСЛ. Моделирование вибрации корпуса насоса начинается с определения собственных форм и частот колебаний. Моделирование вынужденных колебаний элементов конструкции и корпуса насоса обеспечивается заданием распределенных динамических нагрузок от пульсаций давления. Сравнение результатов расчетов и экспериментальных данных позволяет говорить, что предложенный подход может быть использован конструкторами при проектировании насосной техники.

Ключевые слова: осевой шнековый насос, пульсации давления, метод конечных объемов, трехмерное моделирование течений, бустерный насосный агрегат ЖРД, спектральный состав, собственные формы колебаний, вынужденные колебания, ЧСЛ.

## **Введение**

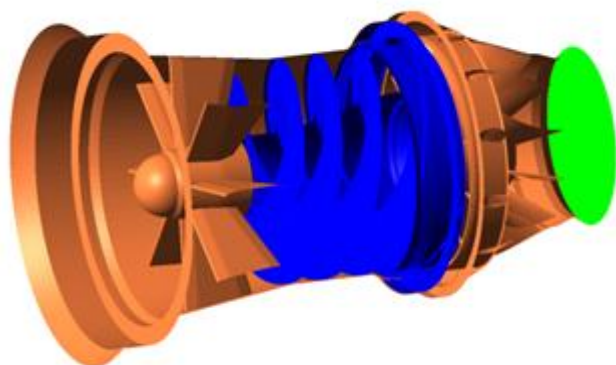
Снижение вибрации турбонасосных агрегатов подачи ЖРД является главной проблемой на пути повышения надежности системы подачи и всей двигательной установки. Как показывает практика эксплуатации насосных агрегатов, главной причиной высокого уровня вибрации являются пульсации давления рабочей жидкости. Актуальным стало развитие методики численного моделирования виброакустических процессов в насосных агрегатах ЖРД, обеспечивающей определение пульсаций давления и уровня вибрации насосов на этапе проектирования путем вычислительного

эксперимента. Использование такой методики обеспечивает поиск способов снижения уровня вибрации уже на этапе эскизного проектирования и без существенных материальных затрат на материальную часть и экспериментальные работы.

### **Объект исследований.**

В системе подачи жидкостного ракетного двигателя большой тяги используются высокооборотные шнекоцентробежные насосы [8] и бустерные осевые шнековые насосы для подачи компонентов топлива в камеру сгорания. Насосные агрегаты являются наиболее мощными источниками пульсаций давления и вибрации двигательной установки. Один из таких бустерных насосных агрегатов выбран в качестве объекта исследований, что обусловлено вопросами повышения его надежности и ресурса работы. Пульсации давления, возникающие в рабочей жидкости, перекачиваемой насосом, образуют возмущающие силы, возбуждающие механические колебания элементов конструкции корпуса насоса. Для определения величин амплитуд пульсаций давления рабочей жидкости, возникающих в проточной части бустерного насосного агрегата, проведено численное моделирование трехмерного нестационарного течения с использованием программного комплекса FlowVision [7]. Проведение численного моделирования требует построения трехмерной геометрической модели основных элементов проточной части бустерного насосного агрегата. Геометрическая модель проточной части (Рис.1) согласно поставленным условиям расчетной задачи

состоит из ротора и статора. Статор насоса представлен внутренней стенкой корпуса насоса, с которой соединены восемь пилонов и выходной лопаточный направляющий аппарат. Ротор насоса представляет собой трехзаходное шнековое рабочее колесо с переменным диаметром втулки, на выходном бандаже которого крепится диск турбины.



**Рисунок 1 Геометрическая модель проточной части БТНА принятая в расчетах.**

Разработанная геометрическая модель учитывает при моделировании радиальный зазор между корпусом насоса и шнековым колесом. Для разработанной геометрической модели в расчете заданы граничные условия, определяющие режим работы бустерного насосного агрегата. Согласно принятым условиям моделирования на входе в насос задано статическое давление равное одной атмосфере, а на выходе из насоса задан расход воды равный 324 кг/с (расчет проводится на модельном режиме работы с водой в качестве рабочей жидкости). Для учета вращения рабочего колеса насоса при моделировании использован интерфейс «подвижное тело», обеспечивающий

вращение ротора с частотой 5720 об/мин. Согласно принятым допущениям, при моделировании трехмерного нестационарного турбулентного течения в насосе не учитываются присутствие газовой фазы и утечки через уплотнения. Используется модель несжимаемой жидкости. В ПП FlowVision встроена модель, которая позволяет моделировать течения несжимаемой жидкости на основе решения уравнения Навье - Стокса в форме (1) с учетом уравнения неразрывности и системы уравнений, входящих в модель турбулентности k-ε (2).

$$\frac{dV}{dt} + \nabla(V \otimes V) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla(\mu + \mu_t)(\nabla V + (\nabla V)^T) \quad (1)$$

$$\nabla V = 0$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla(Vk) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \frac{G}{\rho} - (\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \quad (2)$$

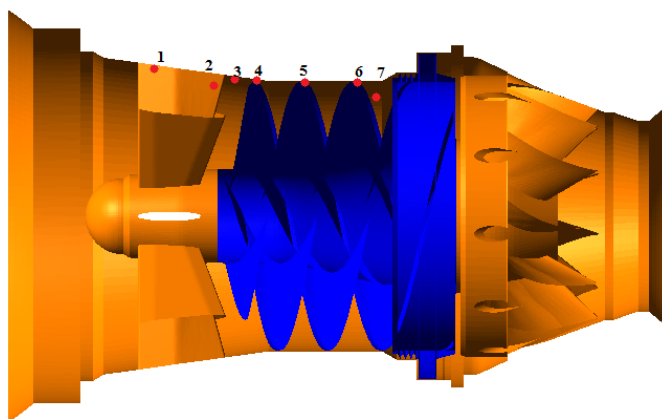
$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \nabla(V\varepsilon) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left( C_1 \frac{G}{\rho} - C_2 (\varepsilon - \varepsilon_{ini}) \right)$$

$$G = \mu_{eff} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right)$$

Для расчетов во FlowVision используется метод конечных объемов.

Для выделения конечных объемов строится начальная расчетная сетка в форме параллелепипедов. Расчетная сетка автоматически адаптируется к особенностям геометрии, чтобы достаточно точно учесть в расчетах геометрические особенности элементов проточной части насоса. Это достигается за счет разбиения ячеек начальной сетки на более мелкие ячейки в зонах сильной деформации течения (каждая ячейка начальной сетки делится на 8 ячеек следующего уровня адаптации.) Сложную

геометрическую форму проточной части насоса позволяют учесть встроенные функции подсеточного разрешения геометрии, когда прямоугольные ячейки, которые пересекаются криволинейной границей, разбиваются на произвольные многогранники. Это позволяет существенно сократить количество ячеек необходимых для обеспечения высокой точности расчетов.

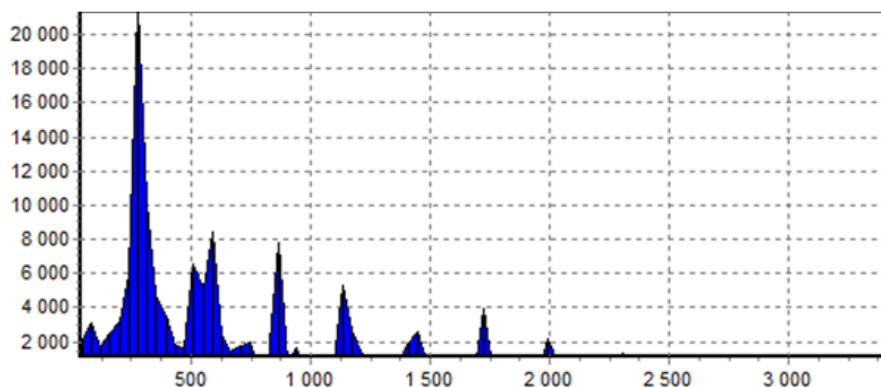


**Рисунок 2 Точки фиксации пульсаций давления.**

В получившейся расчетной области (проточной части насоса) расставлены точки в которых с дискретизацией  $0.5 \cdot 10^{-5}$  секунды физического времени фиксировалась величина пульсаций давления. Такой подход позволил сформировать представление об изменении статического давления в зависимости от времени, и тем самым получить все необходимые данные для проведения анализа спектрального состава пульсаций давления в точках 1-7 (Рис. 2).

### **Результаты расчетов**

По результатам численного моделирования получен спектральный состав [5] пульсаций давления рабочей жидкости, возникающих в проточной части бустерного насосного агрегата. Согласно полученным данным в точке 7 (Рис. 2) пульсации давления рабочей жидкости, возникающие на выходе из шнекового колеса, в основном связаны с нагрузкой рабочей лопасти. На спектре пульсаций давления (Рис.3) рабочей жидкости хорошо просматриваются пульсации давления на частоте следования лопаток (ЧСЛ, 273 Гц) и ее высших гармониках.

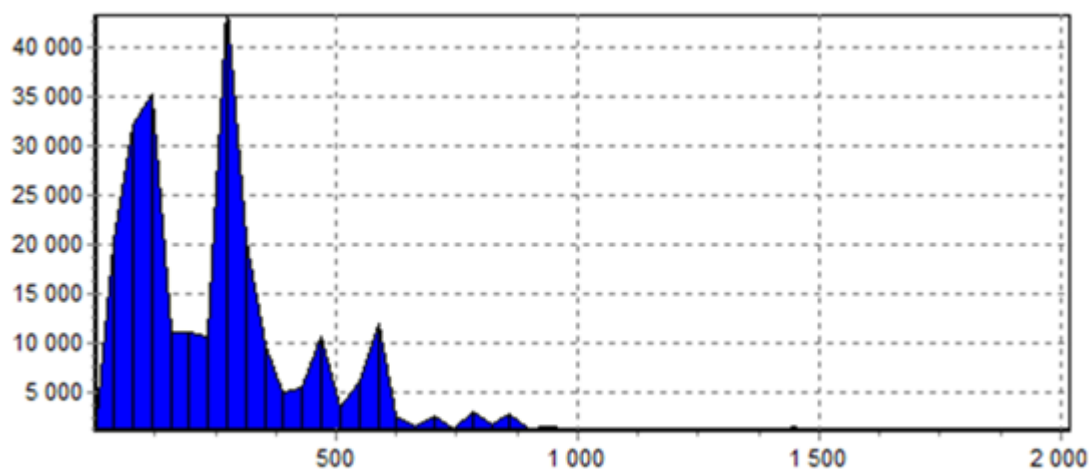


**Рисунок 3 спектр пульсаций давления в точке 7.**

Такие пульсации характерны для насосных агрегатов и достаточно подробно освещены в литературе [1, 3].

Более сложный спектральный состав (Рис. 4) получен на входе в бустерный насосный агрегат. Взаимодействие шнекового колеса насоса с вихревыми следами после входных пилонов и концевые течения через радиальный зазор между корпусом насоса и шнековым колесом создают сложную структуру течения, которая приводит к возникновению пульсаций

давления рабочей жидкости, как на роторной частоте, так и на частоте следования лопаток (Рис. 4).



**Рисунок 4 Спектр пульсаций давления в точке 2 перед шнековым колесом насоса**

Анализ параметров течения на входе в шнековое колесо показывает формирование поля давления, не имеющего круговой симметрии, что является источником пульсаций давления на роторной частоте, и соответствует результатам [2].

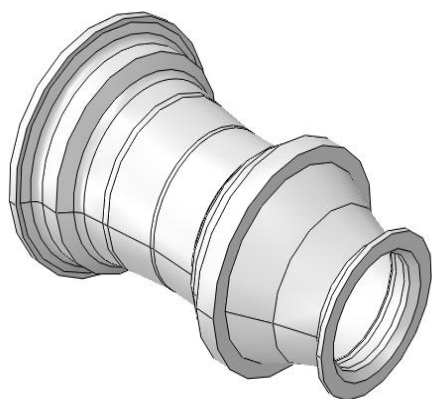
Полученные результаты расчетов указывают на то, что неравномерное поле давления на входе шнека (возникновение зон разряжения) зависит не только от количества пилонов, кратности числа пилонов числу лопаток шнекового колеса, но и от самого процесса обтекания пилонов рабочей жидкостью и осевого зазора между пилонами и шнековым колесом. Результаты расчетов показывают, что снижение количества пилонов с 8 до 3 приводит к существенному снижению пульсаций давления, которое может быть связано также с восстановлением круговой симметрии течения на



входе. Можно также рекомендовать установку банджа на входном участке шнека для снижения интенсивности концевое течения, а также увеличение осевого зазора между пилонами и шнеком.

### **Определение собственных форм колебаний**

Учитывая спектральный состав пульсаций давления, можно провести проверку элементов конструкции насоса на возможность возникновения резонансных колебаний под действием пульсаций давления. Для этого в программном комплексе Abaqus [6] поставлен вычислительный эксперимент. Разработана геометрическая модель корпуса насоса, состоящая из цилиндрического и конического участков соединенных между собой во фланце.



**Рисунок 5 геометрическая модель корпуса бустера.**

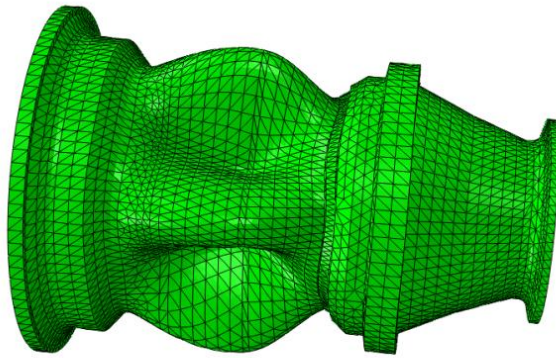
Следует отметить, что в расчетах используется упрощенная геометрическая модель, в которой не учитывается болтовое соединение.

Принято рассматривать собственные формы колебаний корпуса насоса, как сложной оболочки переменного сечения.

В расчетах принято, что корпус насоса изготовлен из стали с плотностью  $7700 \text{ кг/м}^3$ , коэффициентом Пуассона 0.28 и модулем Юнга 210 ГПа. В расчетах учитывается фланцевое закрепление корпуса насоса, как граничное условие, препятствующее перемещению конечных элементов, расположенных на поверхности боковых фланцев, по шести степеням свободы. Для расчетов используется метод конечных элементов. При дискретизации геометрической модели корпуса применяются конечные элементы в форме тетраэдров, что позволяет с достаточной точностью учесть сложные формы геометрической модели.

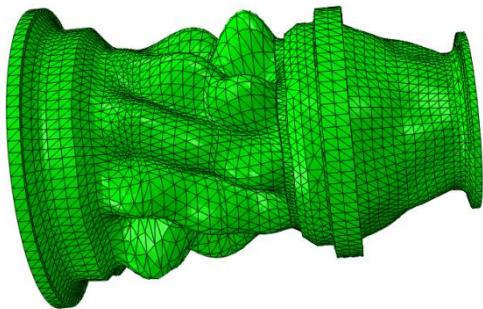
Полученные для корпуса насоса формы колебаний сравниваются с частотами пульсаций давления, полученными при моделировании. Согласно результатам расчетов форм колебаний выявлены две наиболее близкие по частоте формы колебаний.

Первая из указанных, собственная форма (Рис. 6) колебаний, проявляется на частоте около 90 Гц, что близко к пульсациям давления на роторной частоте (95 Гц).



**Рисунок 6 Собственная форма колебаний на частоте 90 Гц.**

Следует отметить, что при возникновении собственных форм колебаний на частоте близкой к 90 Гц не задействуются все три фланцевых соединения, колебания проявляются на цилиндрическом и коническом участках корпуса. Подобная картина наблюдается и на частоте 273 Гц. Полученная собственная форма колебаний (Рис. 7) совпадает с частотой следования лопаток, зафиксированной на входе и выходе насосного агрегата.



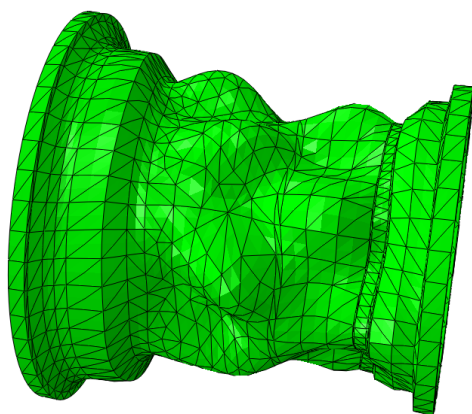
**Рисунок 7 Собственная форма колебаний корпуса на частоте 274 Гц.**

Для данной формы колебаний нет динамических нагрузок на фланцевые соединения. Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод, что основная нагрузка в этих условиях приходится на пилоны, расположенные перед шнековым колесом насоса. Для оценки влияния пульсаций давления на пилоны насоса, проведен дополнительный расчет, в

котором рассматривается цилиндрический участок корпуса насоса совместно с пилонами.

### **Расчет цилиндрического участка корпуса насоса с пилонами.**

Проведено расчетное исследование вибраций, возникающих от воздействия пульсаций давления на цилиндрический участок корпуса. Для этого определено влияние пилонов на собственную частоту и формы колебаний. Согласно полученным расчетным данным пилоны оказывают воздействие на собственные формы колебаний насоса, повышая жесткость конструкции. Однако частоты, на которых проявляются собственные формы



**Рисунок 8 Собственная форма колебаний цилиндрического участка корпуса с пилонами(264 Гц)**

колебаний практически не изменяются, что позволяет говорить о возможности возникновения эффекта резонанса, сопровождающегося существенным увеличением амплитуды колебаний элементов конструкции насоса. Для оценки влияния величины перемещений вызванных пульсациями давления проведен дополнительный расчет, в котором к внутренним стенкам

цилиндрического участка корпуса насоса приложены распределенные силы от пульсаций давления. Полученные результаты показывают, что пульсации давления могут вызывать вибрации отдельных участков корпуса насоса с амплитудой до 7 мкм.

## **Выводы**

1. Предложена методика численного моделирования вынужденной вибрации в бустерном насосном агрегате ЖРД, которая генерируется пульсациями давления в проточной части.
2. Установлено, что пульсации давления на выходе рабочего колеса являются результатом гидродинамического взаимодействия типа ротор-статор; пульсации давления на входе в шнек генерируются неравномерностью поля давления на входе в рабочее колесо, которая усиливается в результате гидродинамического взаимодействия вихревых следов пилонов с концевым течением через радиальный зазор в лопатках шнека..
3. По результатам численного моделирования сформулированы рекомендации по снижению уровня пульсаций давления в бустерном насосном агрегате: Применение бандажа, увеличение осевого зазора, снижение количества пилонов до числа, кратного числу лопастей шнека.
4. Определены собственные формы колебаний корпуса насосного агрегата на частотах 274 Гц и 95 Гц, которые могут под действием пульсаций давления вызвать резонанс на частоте следования рабочих лопаток и роторной частоте.

## Благодарность

*Авторы благодарят компанию "Тесис" за техническую помощь и поддержку в выполнении расчетов с применением ПО FlowVision и Abaqus.*

## Библиографический список

1. Гафуров С.А., Родионов Л.В., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Шахматов Е.В. Влияние конструкции входного участка шнеко-центробежной ступени комбинированного насоса на вибрационное и пульсационное состояние // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2012. №2(33). С. 155-163.
2. Людвиницкая А.Р. Аюпов А.И. Способы снижения вибрации насосных агрегатов. VIII Международная конференция «Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта». Новополюцк, 25 – 28 ноября 2014, С.73-76.
3. Челомей В.Н Вибрации в технике. - М.: Машиностроение, 1981. - 456 с.
4. Корн, Г., Корн, Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1974. - 832 с.
5. Питолин В.Е. Теоретическое исследование сил гидродинамического происхождения, вызывающих вибрацию центробежных насосов // Вестник Полоцкого государственного университета. Строительство. Прикладные науки. 2012, № 16, С.85-92.
6. Руководство пользователя Abaqus. URL: <http://abaqus.ethz.ch:2080/v6.11/#>

7. Руководство пользователя FlowVision. URL:

<https://flowvision.ru/index.php/public-downloads/category/7-uchebnye-materialy>.

8. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1986. – 376 с.