

УДК 621.5

Численное моделирование пульсаций давления и нестационарных нагрузок в радиальной турбине турбодетандера

Тимушев С.Ф.*, Клименко Д.В., Фирсов В.П.***, Антюхов И.В.******

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

**e-mail: irico@mail.cnt.ru*

***e-mail: srmitriy@gmail.com*

****e-mail: firsovval@mail.ru*

*****e-mail: cryogen204@mail.ru*

Аннотация

Современные системы криостатирования находят важное применение для поддержания теплового режима и сохранения криогенного топлива в топливных баках современных космических систем, а также в линиях высокотемпературной сверхпроводимости (ВТСП). В данной работе проведено численное моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточной части турбодетандера - радиальной турбины применяемой в системе криостатирования. Геометрия расчетной области разработана с тем, чтобы учесть основные особенности течения рабочего тела в проточной полости, включая геометрию четырнадцати рабочих лопаток и восьми лопаток соплового аппарата. Расчетная область разбита на три подобласти: корпус соплового аппарата, область ротора, выхлопная часть. Задача

решается с применением, так называемых скользящих поверхностей, которые служат для передачи данных из зоны ротора, где расчет ведется во вращающейся системе координат, в зону статора, с учетом углового смещения подобластей и межсеточной интерполяции. Шаг расчета по времени выбирается из условия обеспечения углового смещения за один шаг в пределах одной ячейки расчетной сетки. В результате расчётов были получены мгновенные поля скоростей, распределения давления, температуры и числа Маха. Для определения пульсаций давления выбраны точки в зоне косо́го среза лопаток соплового аппарата. Проведён спектральный анализ полученных данных, который показал, что тональная компонента с частотой следования рабочих лопаток доминирует в спектрах пульсаций давления, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па. Расчет нагрузки на лопатку соплового аппарата дает амплитуды силы 2 Н и амплитуду момента 0.03 Н м.

Ключевые слова: криорефрижератор, турбодетандер, скользящая поверхность, численное моделирование, спектры пульсаций давления, частота следования лопаток.

Условные обозначения

T – температура;

C – концентрация;

ρ - плотность;

t – время;

D - коэффициент диффузии концентрации;

C_p - удельная теплоемкость;

λ - коэффициент теплопроводности

$$H = C_p T + \mathbf{V}^2 / 2 \quad \text{- полная энтальпия}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R_0 / M} \quad \text{- показатель адиабаты}$$

$$c = \sqrt{\gamma \frac{P + P_{ref}}{\rho}} \quad \text{- скорость звука}$$

$$M = \frac{|\mathbf{V}|}{c} \quad \text{- число Маха}$$

$\mathbf{V} = (V_1, V_2, V_3)$ - вектор скорости

V_1 - X-компонента скорости

V_2 - Y-компонента скорости

V_3 - Z-компонента скорости

$|\mathbf{V}|$ - Модуль скорости

P - Давление

μ - динамическая вязкость

g - Вектор силы тяжести

R_0 - универсальная газовая постоянная

M - молярная масса смеси

k - турбулентная энергия

ε - скорость диссипации турбулентной энергии

μ_t - турбулентная вязкость

T_{ref} - опорная температура

P_{ref} - опорное давление

1 Введение

Важнейшей задачей на пути выполнения российской программы освоения межпланетного космического пространства является создание инфраструктуры для постоянного базирования на орбите и на Луне. В частности, необходимо создать эффективную систему, обеспечивающую длительное хранение компонентов криогенного топлива (жидкий кислород и жидкий водород) в условиях космической орбитальной станции и дозаправку транспортных разгонных блоков.

В условиях теплопритока от солнечного излучения система должна включать активное криостатирование топливных баков.

Одним из главных узлов такой системы является криорефрижератор.

В криорефрижераторе используется схема компримирования и расширения неона с помощью компрессорных и турбодетандерных машин [1, 2] на газостатических опорах.

Развитие и совершенствование малорасходных радиальных турбодетандеров и центробежных компрессоров позволяет отказаться от громоздких и сложных в изготовлении осевых турбомашин и выполнить криорефрижератор на компактных радиальных турбомашинках.

Другая современная тенденция – замена в высокооборотных турбоагрегатах прецизионных опор качения на радиальные и осевые газостатические подшипники.

В настоящее время газостатические опоры достаточно широко используются в криогенных машинах в связи с возможностью обеспечения высоких частот вращения, надежной работы при низких температурах, отсутствием загрязнения объекта охлаждения продуктами смазки. Газостатические опоры позволяют производить бесконтактный запуск машины с нулевого числа оборотов, что значительно увеличивает надежность узла газовых подшипников. По своим характеристикам эти опоры можно отнести к классу опор с неограниченным ресурсом работы. Газостатические опоры отличает высокая несущая способность, возможность работы в любом диапазоне температур, большие технологические зазоры, в меньшей степени подверженные влиянию температурных деформаций.

При проектировании агрегатов на газостатических подшипниках особое внимание уделяется вопросам снижения осевых усилий, уменьшения нагрузки на осевые подшипники, снижения виброактивности, что в целом повышает надежность системы. В этой связи возникает необходимость получения информации о величинах нестационарных нагрузок, действующих на элементы проточной части. Такая информация для радиальных турбин недостаточно представлена в научно-технической литературе, носит узкоспециализированный и фрагментарный характер [3]. Использование методов численного моделирования для расчёта параметров нестационарного потока в проточной части турбомшины позволяет не только получить энергетические характеристики турбомшины, но и проанализировать динамические нагрузки, действующие на элементы проточной части.

2 Используемые численный метод и модели

В процессе численного моделирования применены математические модели, включенные в пакет программного обеспечения вычислительной гидродинамики [4].

Они описывают движение однородной жидкости при различных скоростях с учетом эффектов сжимаемости, турбулентности и теплопереноса, включая модель теплопереноса в твердом теле для задачи сопряженного теплообмена при учете теплопереноса между газом и твердым телом, k-ε модель турбулентного течения жидкости [5] для моделирования течения газа при больших и малых числах Рейнольдса в нестационарной постановке при любых числах Маха.

При расчете сопряженного тепломассопереноса и аэродинамики задаются так называемые опорные величины. Абсолютные значения переменных определяются через опорные и относительные (f) величины следующим образом:

$$f_{\text{abs}} = f + f_{\text{ref}}.$$

При определении граничных и начальных условий используются относительные величины.

Система конечно-разностных уравнений вычислительной гидродинамики и теплообмена решается нестационарным численным методом на прямоугольной сетке с локальной адаптацией и подсеточным разрешением сложной геометрии. В расчетной области определяется начальная сетка с ячейками в форме параллелепипедов. Выделяются подобласти геометрии (граничные условия), в которых необходимо провести расчет на более густой сетке. В этих подобластях производится адаптация начальной расчетной сетки, при которой ячейки начальной

сетки делятся на 8 равных ячеек нового уровня адаптации. Далее, если необходимо, ячейки делятся еще раз и так до достижения необходимой точности. Ячейки начальной сетки называются ячейками уровня 0, ячейки, получаемые измельчением уровня 0, называются ячейками уровня 1 и т. д. Соответствующая сетка называется сеткой нулевого, первого уровня адаптации и т. д. Метод подсеточного разрешения геометрии предназначен для аппроксимации криволинейных границ на прямоугольной сетке. Ячейки, через которые проходит граница, теряют свою первоначальную форму параллелепипеда и превращаются в многогранники произвольной формы. Такой подход позволяет с достаточной степенью точности производить расчеты, минимизируя вычислительные ресурсы и процессорное время.

3. Уравнения гидродинамики и граничные условия

В модель входят уравнения Навье-Стокса, энергии и уравнение конвективно-диффузионного переноса концентрации примеси. Плотность, теплопроводность и коэффициент диффузии линейно зависят от температуры и концентрации.

В модели присутствуют следующие уравнения

- уравнения Навье-Стокса

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2)$$

- уравнение для полной энтальпии

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} H) = \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla((\lambda + \mu_t) \nabla T) \quad (3)$$

- уравнение состояния

$$\rho = \frac{M}{R_0} \frac{P + P_{ref}}{T + T_{ref}} \quad (4)$$

В стандартной k-ε модели турбулентности, турбулентная вязкость μ_t выражается через величины k-ε следующим образом:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

- уравнения для k и ε

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} k) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right) \nabla k\right) + \mu_t \cdot G - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{V} \varepsilon) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \nabla \varepsilon\right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 \cdot \mu_t \cdot G - C_2 \cdot f_1 \rho \cdot \varepsilon) \quad (7)$$

$$G = D_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$D_{ij} = S_{ij} - \frac{2}{3} \cdot \left(\nabla \cdot \mathbf{V} + \frac{\rho \cdot k}{\mu_t} \right) \delta_{ij} \quad (9)$$

$$S_{ij} = \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \quad (10)$$

Значения параметров k- ε модели равны:

$$\sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,3; \quad C_\mu = 0,09; \quad C_1 = 1,44; \quad C_2 = 1,92 \quad (11)$$

4 Описание установки

Система криостатирования представляет из себя замкнутую гидравлическую систему, предназначенную для обеспечения температурного и теплового режимов работы сверхпроводящих кабельных линий, баков с криогенным топливом для ракетно-космических блоков. В качестве рабочей среды используется жидкий азот.

Система криостатирования обеспечивает непрерывную подачу жидкого азота в протяжённые криостаты с температурой (64...65 К) и расходом до 1.5 кг/с с давлением до 2 МПа. Непрерывная циркуляция жидкого азота с минимальными теплопритоками к охлаждающей среде в протяженных криостатах, входящих в контур криостатирования, обеспечивается циркуляционным насосом.

Устройством обеспечивающим охлаждение жидкого азота является криорефрижератор.

Криорефрижератор – система, предназначенная для охлаждения рабочего тела (газообразного неона) до заданной температуры и подачи его в основной

теплообменный аппарат, в котором происходит отвод тепла от жидкого азота и его переохлаждение перед подачей в контур криостатирования силового кабеля. Криорефрижератор, в общем случае, является разомкнутой системой, которая создает единый замкнутый контур с системой криостатирования посредством теплообменного аппарата нагрузки где обеспечивается охлаждение жидкого азота газообразным неоном с температурой 56..65 К. В криорефрижераторе реализуется газовый детандерный холодильный цикл на базе радиальных турбокомпрессоров, радиального турбодетандера и компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Неон позволяет в несколько раз сократить количество ступеней сжатия компрессора по сравнению с гелиевым контуром и значительно уменьшить стоимость компрессорного оборудования. Так как минимальная температура в контуре криорефрижератора не поддерживается не ниже 56 К, то сохраняется газообразное состояние неона. Неоновый контур имеет меньшие потери рабочего тела по сравнению с гелиевым контуром.

Турбодетандер состоит из рабочего колеса радиальной турбины и центробежного компрессора первой ступени, который выполняет также функцию газодинамического тормоза (рисунок 1). Частота вращения ротора составляет 25200 об/мин.

Газ подается по двум трубопроводам в корпус детандера. Далее рабочий газ ускоряется в сопловом аппарате и поступает на лопатки рабочего колеса. После расширения и снижения температуры выхлоп газа идет через осевой диффузор.

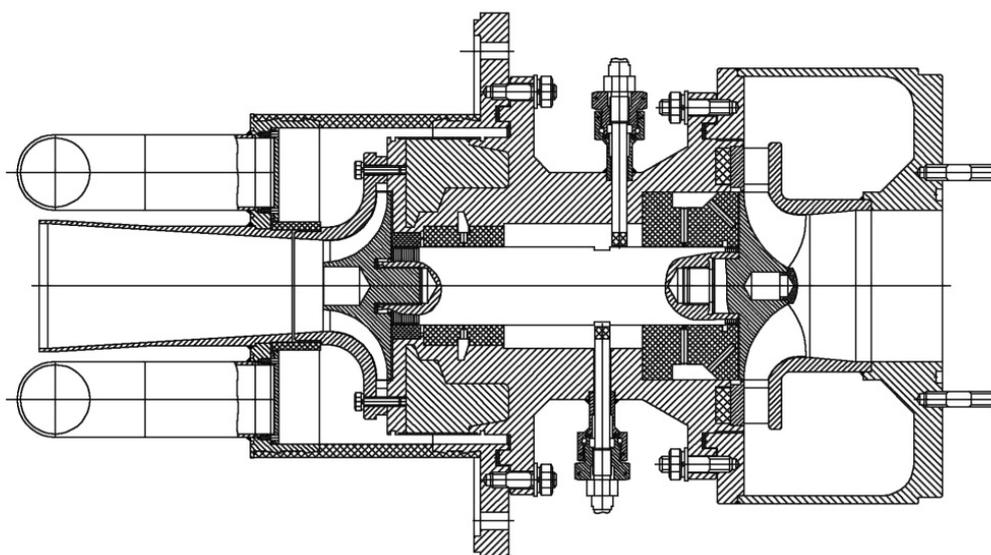


Рисунок 1 Сборочный эскиз турбодетандера

Установка детандера в криорефрижераторе ВТСП на стенде, где проводились экспериментальные исследования, показана на Рисунок 2. Верхняя часть представляет центробежный компрессор, собственно детандер встроен в бак криорефрижератора.

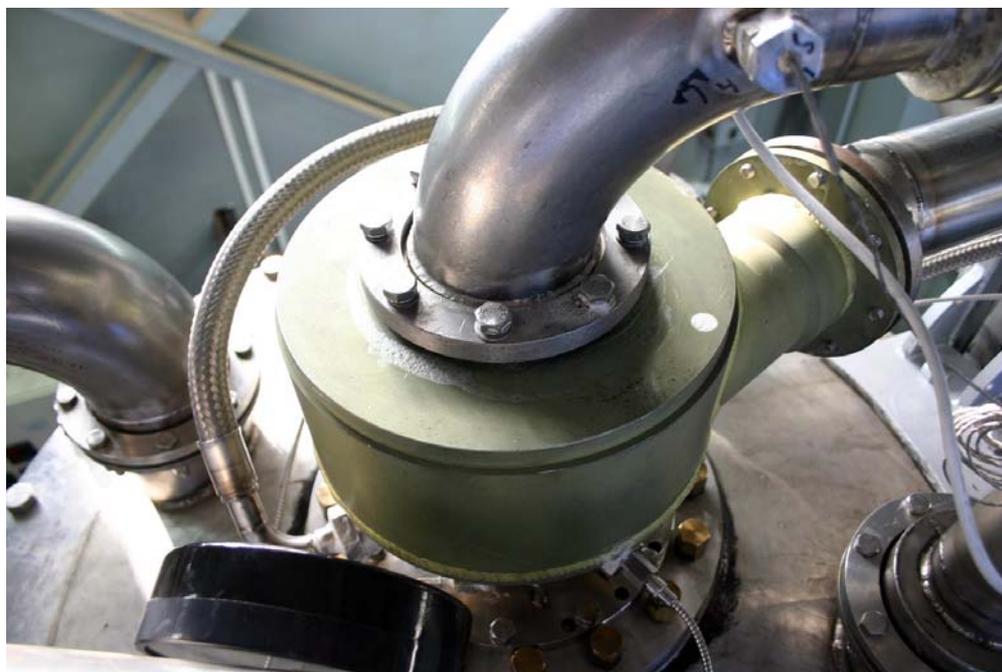


Рисунок 2 Вид детандера в экспериментальной установке криорефрижератора ВТСП.

5 Расчетная область.

Геометрия расчетной области разработана с учётом основных особенностей течения рабочего тела в проточной полости, включая геометрию рабочих лопаток и лопаток соплового аппарата. Расчетная область (рисунок 3) разбита на три подобласти: корпус соплового аппарата, область ротора, выхлопная часть. Задача решается с применением так называемых скользящих поверхностей, которые служат для передачи данных из зоны ротора, где расчет ведется во вращающейся системе координат, в зону статора, с учетом углового смещения подобластей и межсеточной интерполяции. Шаг расчета по времени выбирается из условия обеспечения углового смещения за один шаг в пределах одной ячейки расчетной сетки.

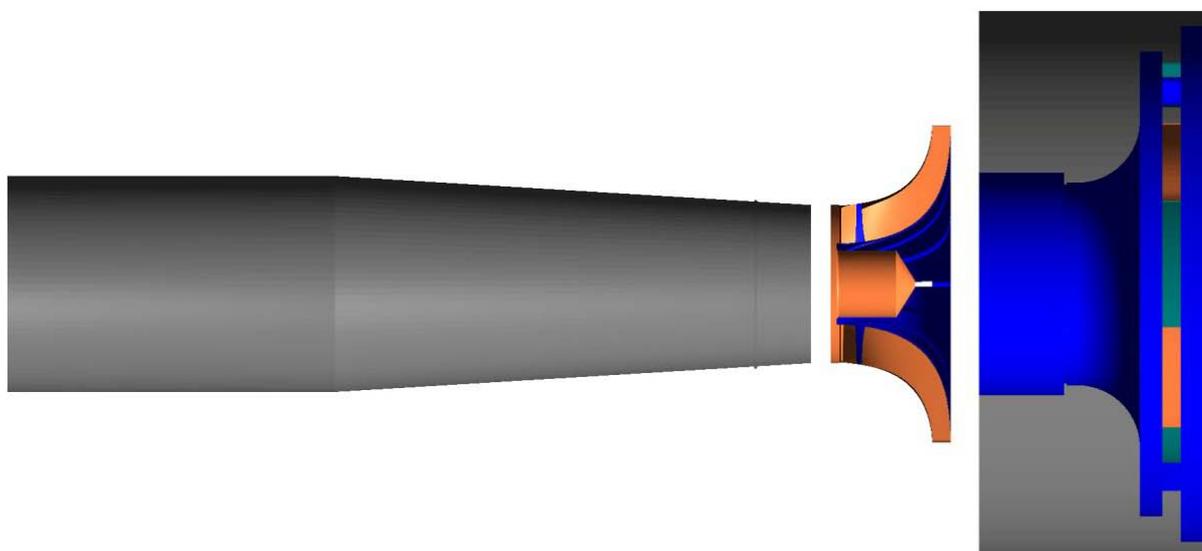


Рисунок 3 Меридиональное сечение расчетной области

На рисунке 4 показана расчетная сетка на виде в плане. Сетка адаптируется в зоне лопаток соплового аппарата и рабочего колеса для разрешения градиентов потока. Это особенно важно для определения параметров нестационарного

газодинамического взаимодействия потока, выходящего из соплового аппарата с вращающимися лопатками рабочего колеса.

Расчет ведется с шагом по времени $4e-06$ с, что дает около 42 точек на период прохождения рабочих лопаток

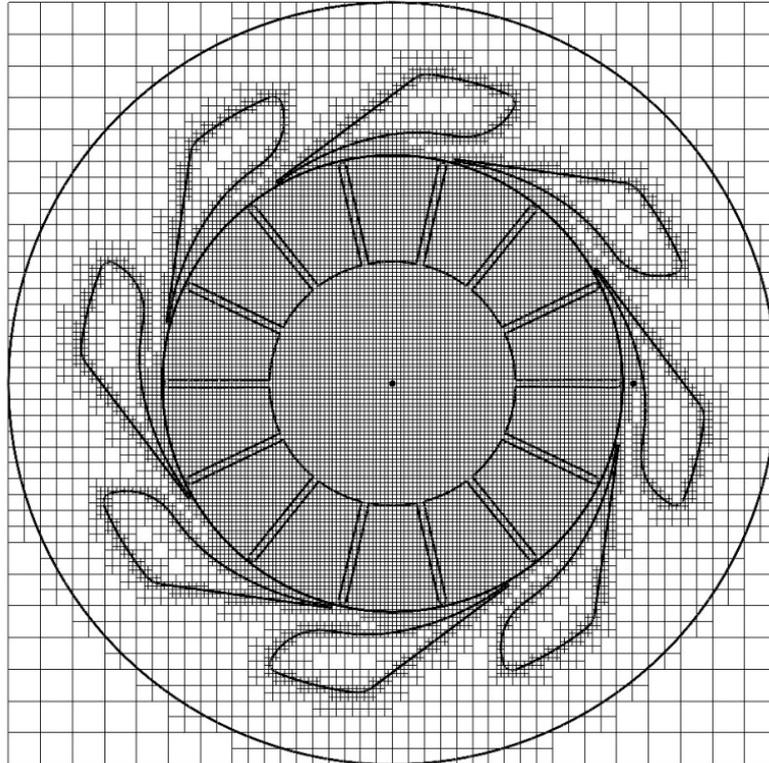


Рисунок 4 Расчетная сетка в зоне соплового аппарата

6 Результаты расчётов

Нестационарное решение устанавливается по температурному перепаду на уровне 21К (рисунок 5). Такое значение температуры получается без учета потерь на утечки, потерь в радиальном зазоре и теплопритоков извне.

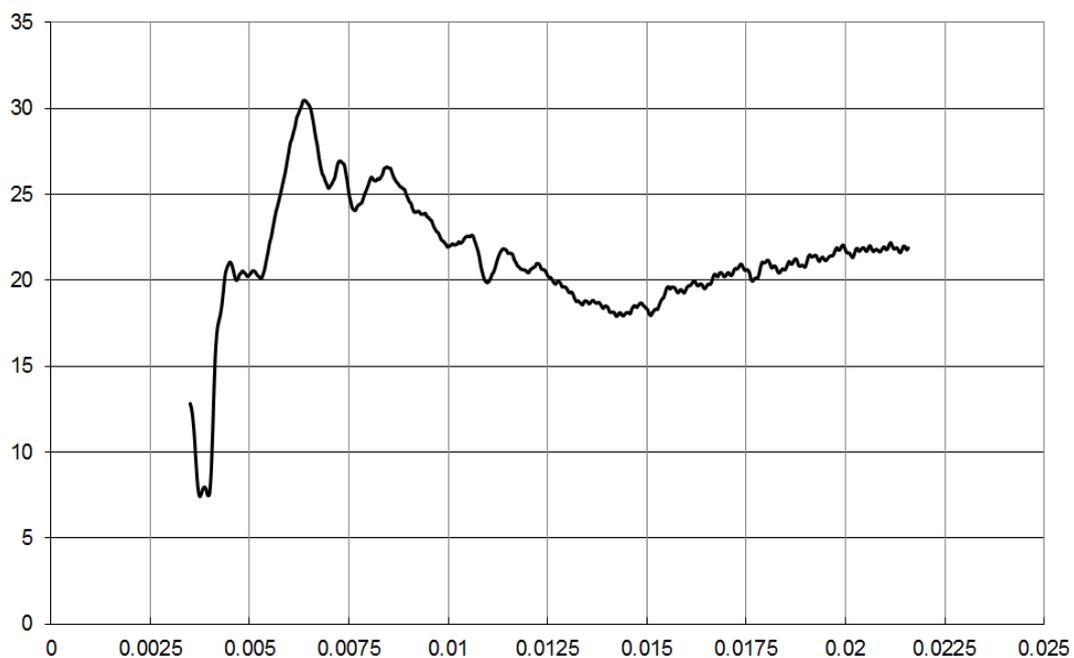


Рисунок 5 Температурный перепад, К

На рис 6 и 7 представлено мгновенное поле скоростей и статического давления в меридиональной плоскости, которое показывает плавное изменение параметров вдоль по тракту турбины.

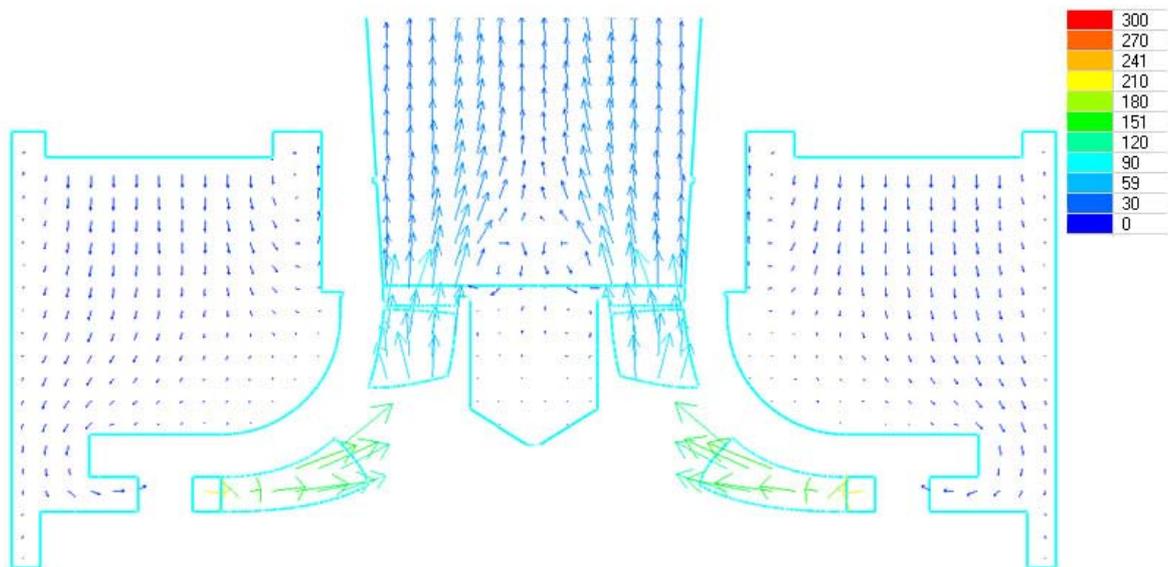


Рисунок 6 Векторы скорости в меридиональной плоскости, м/с

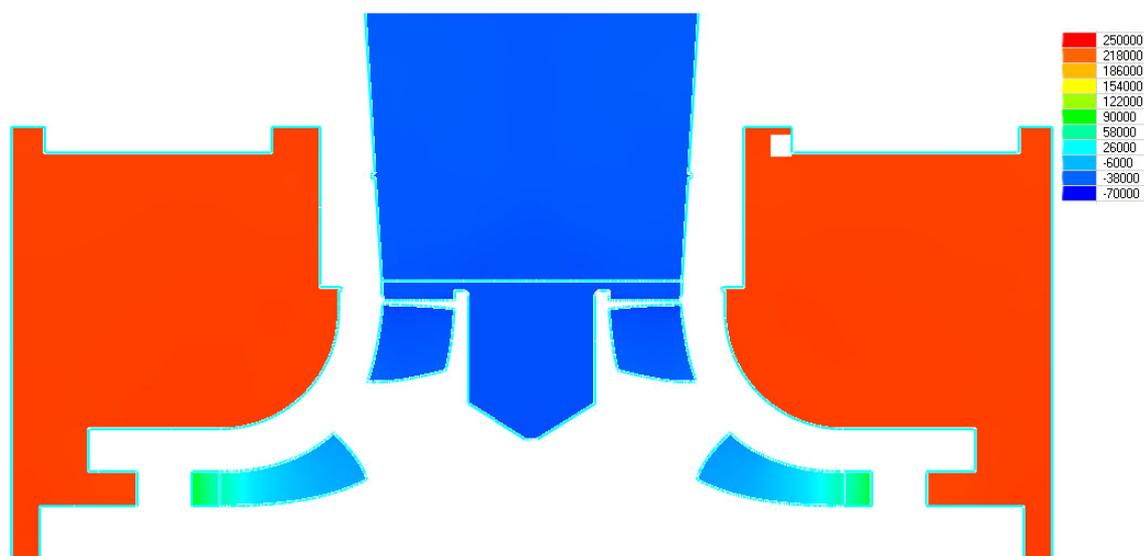


Рисунок 7 Поле статического давления в меридиональной плоскости

Ускорение потока в зоне соплового аппарата турбины хорошо прослеживается на рисунке 8 , где показаны векторы скорости на средней плоскости в плане. Величины скоростей вдоль косога среза межлопаточного канала соплового аппарата изменяются неравномерно. Это видно и на рисунке 9.

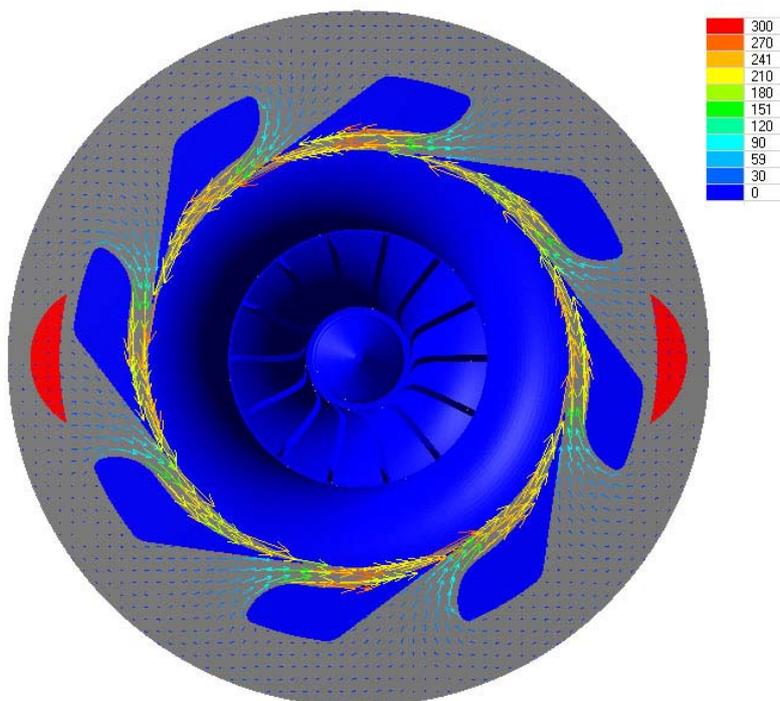


Рисунок 8 Поле скоростей в зоне соплового аппарата

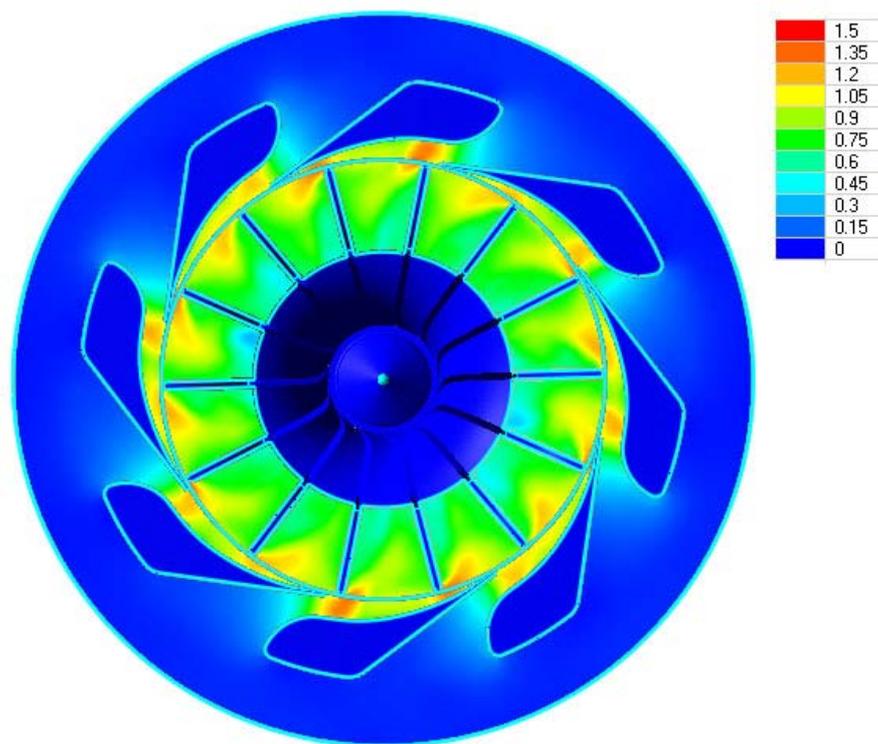


Рисунок 9 Мгновенное распределение числа Маха в плоскости соплового аппарата

Мгновенное распределение числа Маха указывает на существенную неравномерность распределения этого параметра, связанную с угловым положением рабочего колеса относительно лопаток соплового аппарата. Ускорение потока дополнительно происходит в районе входных кромок рабочего колеса, создавая окружную неравномерность параметров потока (см также неравномерность давления на рисунке 10), которая периодически меняется при прохождении лопаток рабочего колеса.

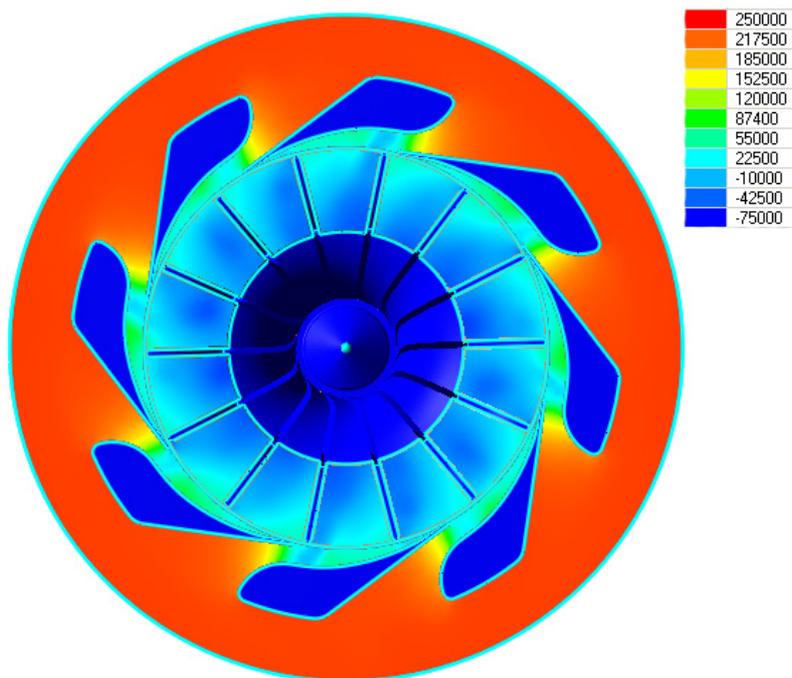


Рисунок 10 Мгновенное поле давления в плоскости соплового аппарата

Для фиксации пульсаций давления выбраны четыре точки в зоне косого среза лопаток соплового аппарата, как показано на рисунке 11.

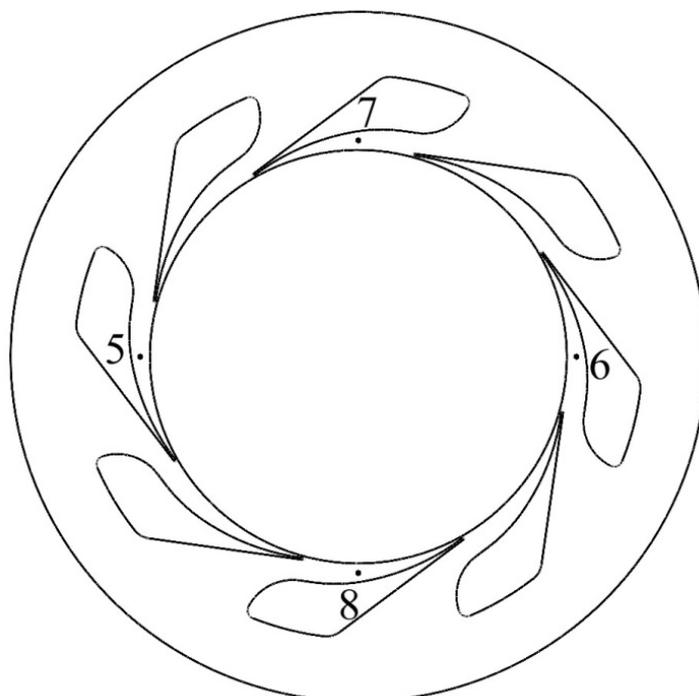


Рисунок 11 Точки фиксации давления в каналах соплового аппарата

Соответствующие графики изменения статического давления в указанных точках приведены на графике рисунке 12. Сигналы пульсаций давления в противоположных точках 5 - 6 и 7 - 8 совпадают по фазе. Частота пульсаций давления соответствует частоте прохождения рабочих лопаток.

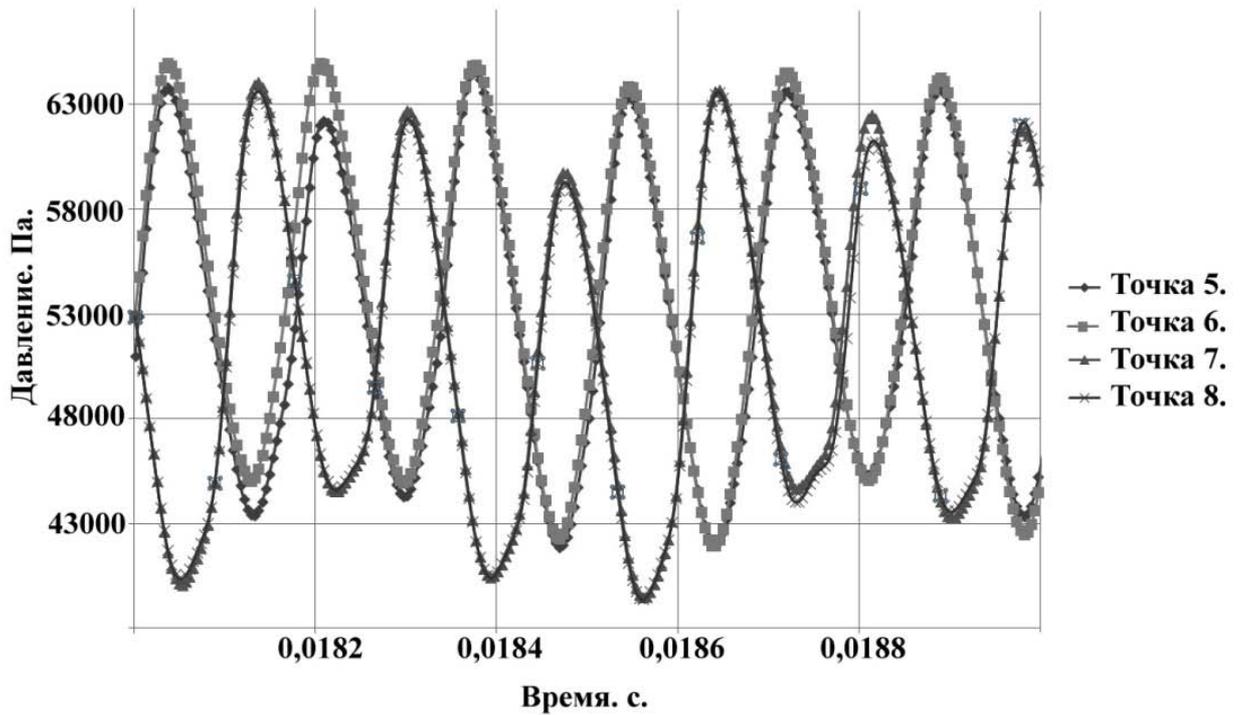


Рисунок 12 Пульсации давления в каналах соплового аппарата

Спектральный анализ пульсаций давления (рис 13, 14) показывает, что тональная компонента с частотой следования лопаток превалирует в спектре, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па.

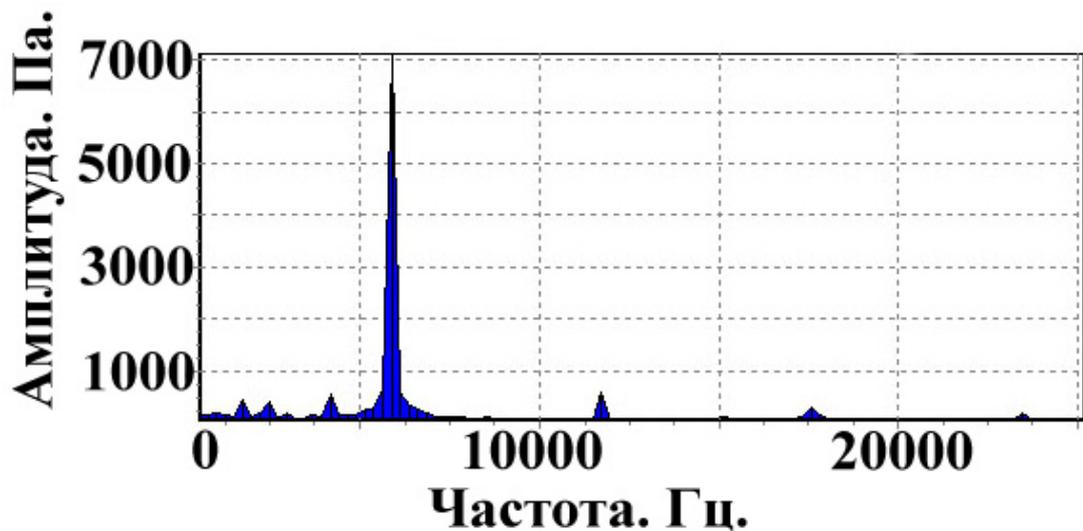


Рисунок 13 Спектр пульсаций давления в точке 5

На основе расчета мгновенного поля давления в проточной части детандера можно определить динамические нагрузки на элементы проточной части, в том числе на лопатки соплового аппарата. На рис. 15 показана точка Mz, в которой определены нестационарная сила (максимальная компонента силы действует в направлении оси X) и момент относительно оси Z (параллельной оси вращения).

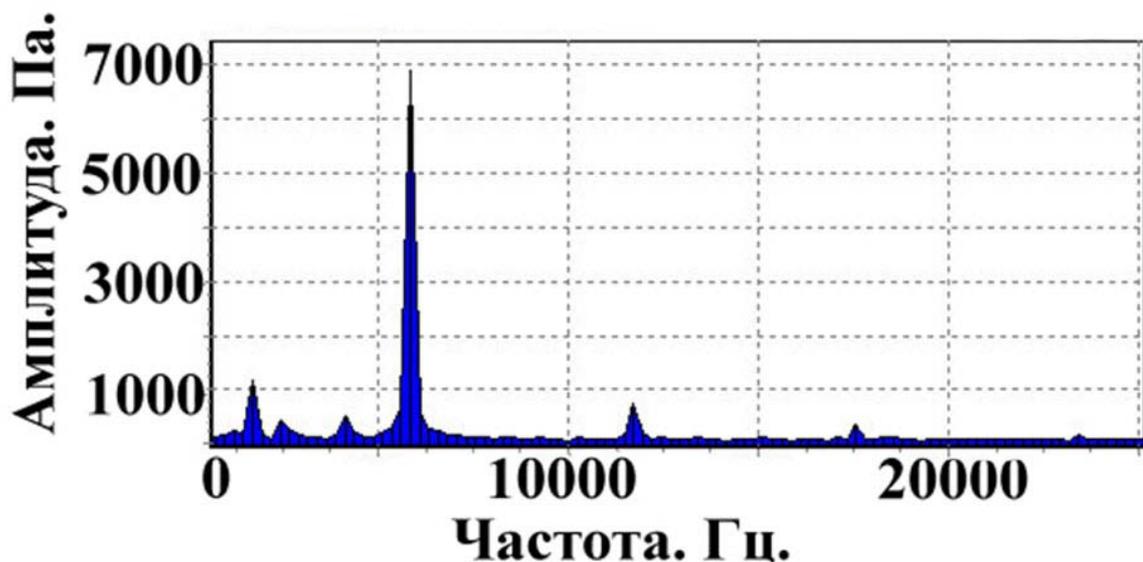


Рисунок 14 Спектр пульсаций давления в точке 8

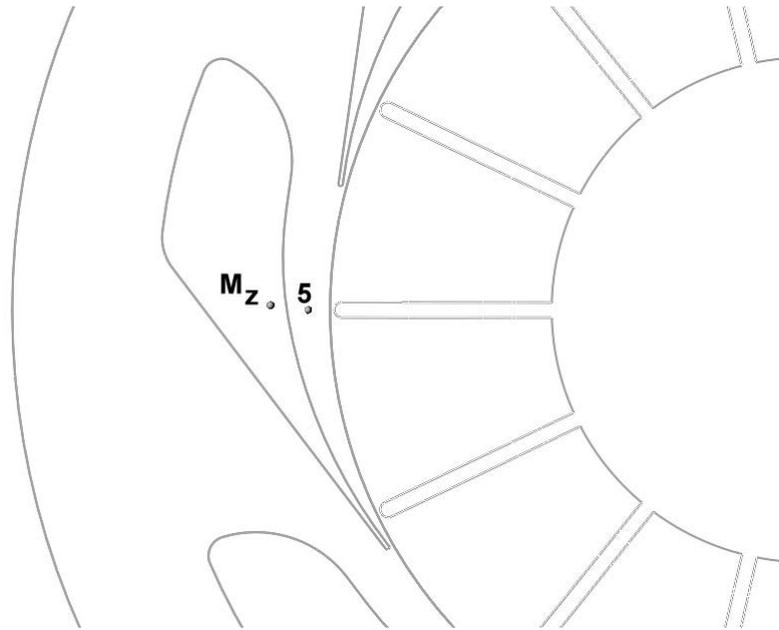


Рис. 15 Точка приложения силы и момента на лопатке соплового аппарата

Основная компонента нестационарной силы действует по направлению оси X.

Амплитуда колебаний силы составляет около 2 Н.

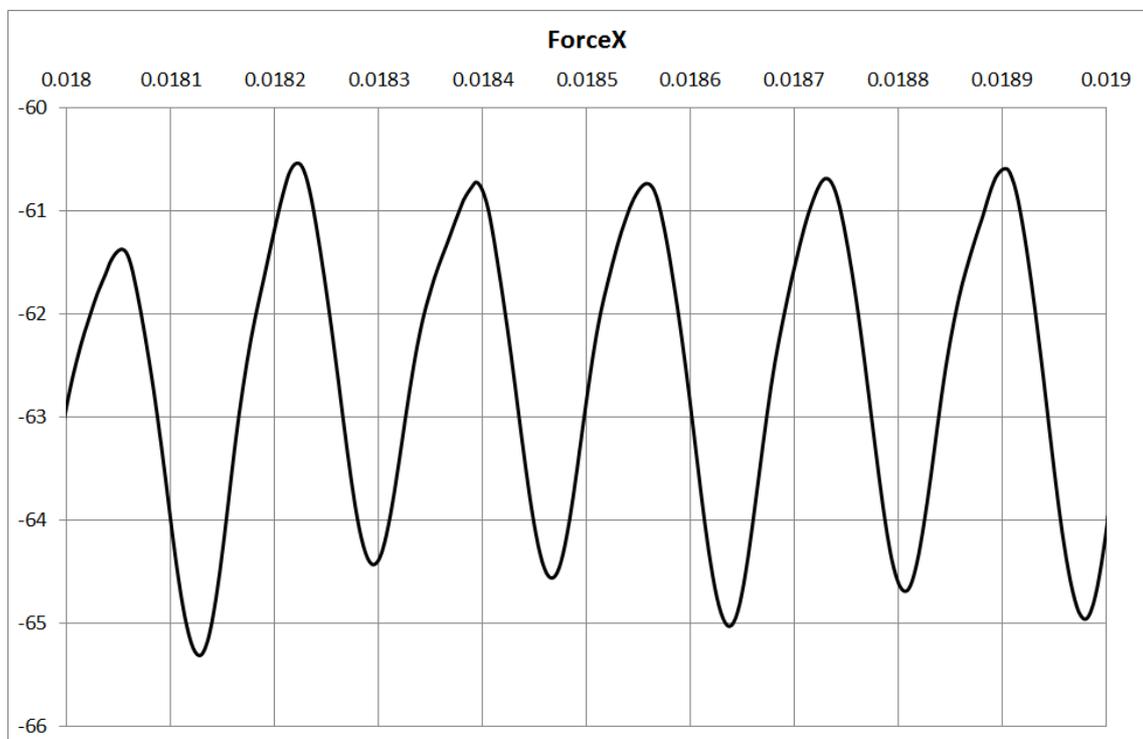


Рис. 16 Сила, действующая на профиль соплового аппарата

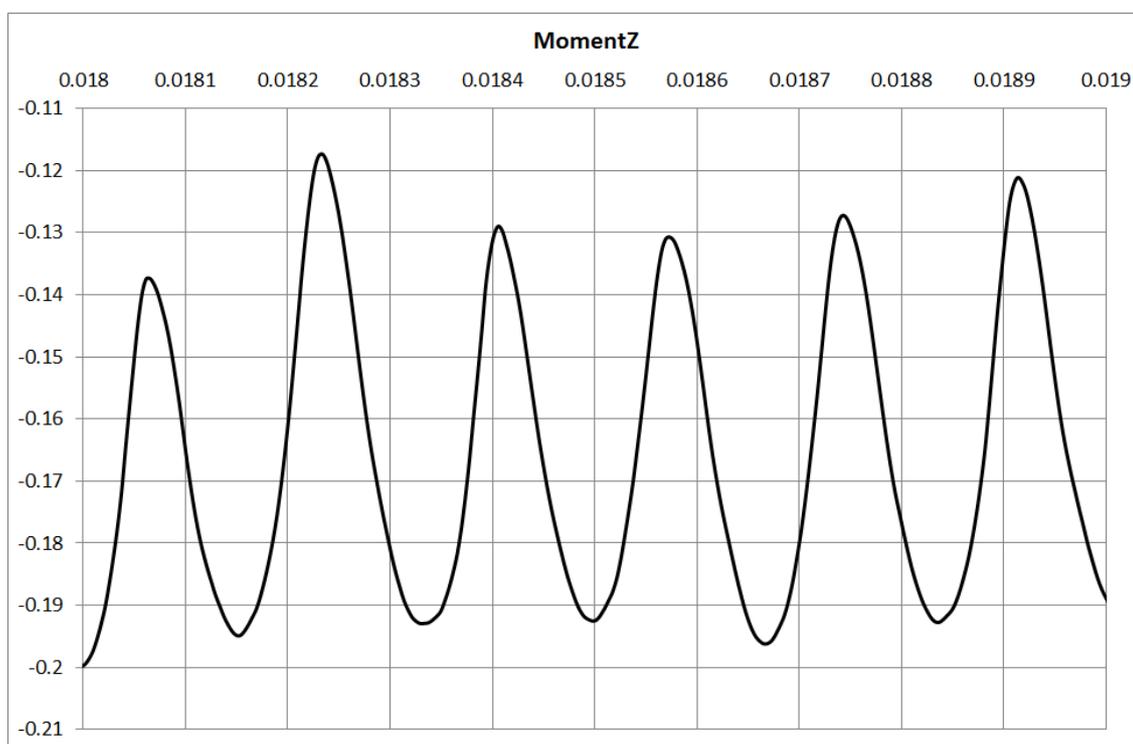


Рис. 17 Момент, действующий на лопатку соплового аппарата

Амплитуда колебаний момента (см. Рис. 17) достигает примерно 0.03 Н м.

На данный момент экспериментальные измерения пульсаций давления и вибрации турбодетандера не проведены, однако следует отметить, что в ходе предварительных испытаний турбодетандер работает устойчиво, надежно, при низком уровне шума.

Заключение

В результате численного моделирования нестационарного течения в турбодетандере криорефрижиратора получены мгновенные поля скоростей, распределения давления, температуры и числа Маха. Для определения пульсаций давления выбраны точки в зоне косога среза лопаток соплового аппарата. Проведён спектральный анализ полученных данных, который показал, что тональная компонента с частотой следования рабочих лопаток доминирует в спектрах

пульсаций давления, а ее амплитуда составляет свыше 7000 Па. Расчет нагрузки на лопатку соплового аппарата дает амплитуду силы 2 Н и амплитуду момента 0.03 Н м. Измерения вибрации и пульсаций давления не проведены, однако предварительные испытания показали, что турбодетандер работает устойчиво и надежно, при относительно низком уровне вибрации и шума.

Библиографический список

1. Техника низких температур / Под ред. Е.И. Микулина И.В., Марфениной И.В., Архарова А.М.: - М.: Энергия, 1975. 512 с.
2. Епифанова В.И. Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. - М.: Машиностроение, 1974. -448 с.
3. Fredrik Hellström Numerical computations of the unsteady flow in a radial turbine. March 2008 Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Mechanics. SE-100 44 Stockholm, Sweden.
4. Software package for gas and fluid flow simulation FlowVision. Version 2.5.0. Manual CAPVIDIA, 1999-2007 Leuven, Belgium.
5. Wilcox D. C., (1994) "Turbulence modeling for CFD" // DCW Industries, Inc. 460 p.