

Разработка метода прогнозирования уровня вибронпряжений в лопатках ГТД

Журавлев Р. В.^{*}, Диденко Р. А., Лугинина Н. С.^{}, Габов Д. В.**

*Научно-производственное объединение (НПО) «Сатурн», проспект Ленина, 163, Рыбинск,
152912, Россия*

**e-mail: romanz1989@gmail.com*

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

Аннотация

При создании турбокомпрессоров важной задачей является прогнозирование вибронпряженности рабочих лопаток ещё на этапе проектирования, с целью минимизации рисков разрушения в работе, вследствие высокого уровня динамических напряжений, вызванных неравномерностью газового потока. На данный момент большинство существующих методов прогнозирования возможности резонанса в лопатках ГТД основано на эмпирическом опыте и некоторых допущениях. Для оптимизации процесса прогнозирования уровня вибронпряжений необходим более универсальный вычислительный метод, тесно связывающий газодинамику и прочность. Одним из таких методов является Fluid-Structure Interaction (FSI).

В данной работе разработана методика определения уровня вибронпряжений с применением программного комплекса ANSYS Workbench v.14, а также выполнено сравнение экспериментальных данных с результатами, полученными вычислительным методом.

Ключевые слова

ГТД, вибронпряжение, Fluid-Structure Interaction (FSI), нестационарность, спектральный анализ, диаграмма Кэмпбелла, частотная диаграмма

Актуальность задачи

Тенденции развития современного двигателестроения, определяемые требованиями экономичности, характеризуются ростом удельных параметров двигателя, уменьшением массы конструкции и увеличением нагрузки, действующей на узлы и детали. К основным показателям качества двигателя, характеризующим степень его совершенства, относятся надежность и ресурс. Улучшение этих показателей напрямую связано с необходимостью снижения уровня динамической нагруженности отдельных его узлов, так как большинство дефектов вызвано переменными нагрузками, усиливающимися при появлении резонанса. Обеспечение динамической прочности авиационных двигателей относится к разряду наиболее сложных проблем, возникающих при проектировании и доводке ГТД.

Исследовательские работы, направленные на изучение влияния неравномерности газового потока на напряженно-деформированное состояние деталей ГТД, в настоящее время проводятся ведущими авиадвигателестроительными компаниями совместно с научно-исследовательскими институтами и разработчиками программного обеспечения с целью разработать методики, позволяющие прогнозировать и оценивать уровень вибронапряжений ответственных деталей ГТД.

Fluid-StructureInteraction

Значительное количество работ при проектировании ГТД включают в себя как газодинамические, так и прочностные расчеты. Однако если ранее подобные расчеты выполнялись независимо друг от друга для задач по оценке вибронапряжений и флаттеростойчивости, то сейчас отдается предпочтение связанным расчетам. Относительно недавно для передачи нагрузок из одного программного комплекса в другой приходилось писать собственное программное обеспечение, макросы и т.д., при этом не существовало никакой единой интегрирующей платформы. С созданием ANSYSWorkbench появилась возможность объединять различные типы анализа в один проект. Примером этого является технология FSI, использующая специализированный Multi-Fieldрешатель, который позволяет организовывать одностороннюю или двустороннюю связь между различными модулями ANSYSдля передачи соответствующих нагрузок. Подобная связь может быть использована как в стационарных, так и в нестационарных задачах с учетом деформации элементов конструкции или движения ее отдельных частей.

Для анализа прочности существуют два типа FSI:

Односторонний (One-Way) FSI: Результат анализа CFD по контактному интерфейсу передается как нагрузка в ANSYSMechanical. Изменение граничного условия в ANSYSMechanical не передается обратно в CFD, т.е. влияние отклика механической системы считается незначительным.

Двусторонний (Two-way) FSI: В этом случае результат анализа ANSYSMechanical передается в CFD в качестве начального граничного условия. Аналогично, результаты, полученные в CFD, передаются обратно в ANSYSMechanical в качестве нагрузки.

Взаимодействие между двумя анализами обычно происходит на границе конечно-элементной модели, по так называемому Fluid-Solidинтерфейсу, где результаты одного анализа пройдены в другой в качестве нагрузки.

Для интересующей нас задачи по оценке вибронапряжений распределении полей давления и температур по поверхности пера лопатки, полученное из CFD передается в прочностной решатель. Под воздействием газодинамических и центробежных нагрузок лопатка деформируется и по деформированной геометрии автоматически перестраивается конечно-элементная модель, на основе которой производится газодинамический расчет. Этот процесс повторяется до назначенной пользователем сходимости, или до окончания времени моделирования.

Постановка задачи

Целью данной работы являлась разработка методики определения уровня вибронапряжений лопатки на этапе проектирования и сравнение результатов численного исследования с экспериментальными данными. Методика основана на анализе взаимодействия нестационарного течения газового потока и лопатки рабочего колеса (РК) компрессора высокого давления (КВД).

В качестве объекта исследования была выбрана сверхзвуковая ступень осевого компрессора промышленной наземной газотурбинной установки ОАО «НПО «Сатурн». Данный выбор обусловлен множеством экспериментальных и расчетных данных в области аэродинамики и динамической прочности.

Исследуется численное моделирование колебания лопатки рабочего колеса нулевой ступени КВД, вращающегося с угловой скоростью 13480 об/мин. Математические модели выполнены в САПР UnigraphicsNX (Рисунок 1).

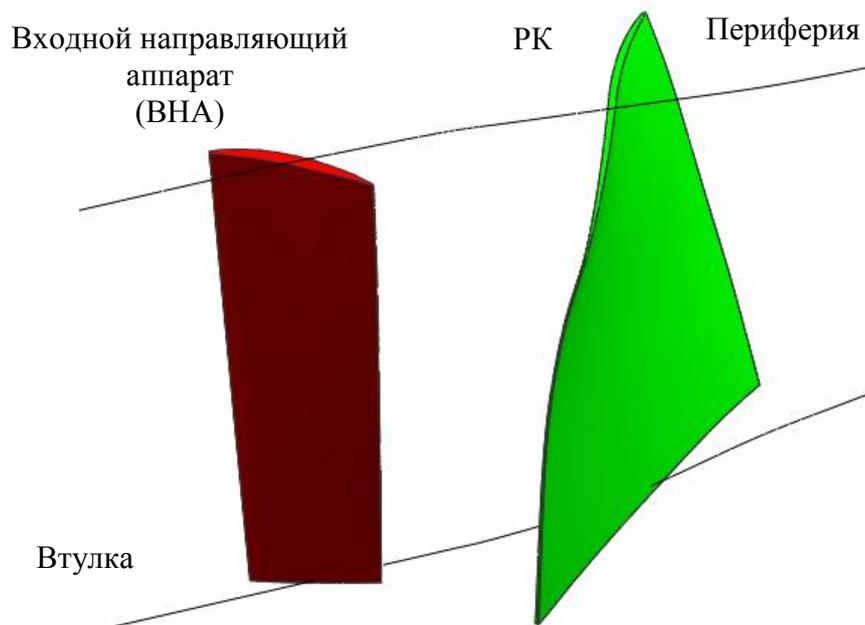


Рисунок 1 – Геометрия

По представленным математическим моделям были созданы конечно-элементные модели (КЭМ) для лопатки рабочего колеса и расчетной области, используемой при газодинамических расчетах. КЭМ гексагональные, выполнены в ПК ANSYSICEMCFDv.14. Для межлопаточных каналов был применен Н-О-Н шаблон. КЭМ представлены на рисунке 2

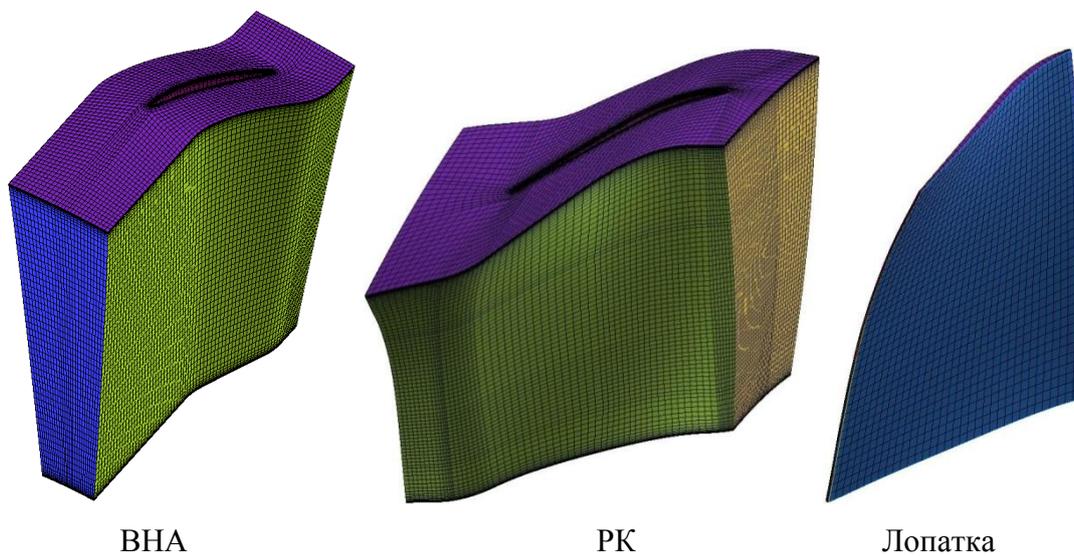


Рисунок 2 – Конечно-элементные модели

Граничные условия определены в результате стационарного расчета напорной ветки в рабочей точке на линии рабочих режимов.

В качестве материала лопатки был использован титановый сплав BT-8

В процессе расчета были приняты следующие допущения:

1. Проточная часть на входе выходе из межлопаточного канала сведена к цилиндрической с сохранением площади.
2. Поверхности проточной части принимались гладкими и адиабатными.
3. Расчёт проводился в периодической постановке, что позволило моделировать сектор, включающий в себя 2 лопатки ВНА и 1 лопатку рабочего колеса. Направляющий аппарат нулевой ступени не учитывался
4. Моделировалось только перо лопатки без учета замка и радиальных зазоров, высота лопатки равна высоте проточной части в месте установки. Лопатка имеет жесткое закрепление по втулочному сечению.
5. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса использовалась $k-\epsilon$ модель турбулентности.
6. Расчеты были остановлены по завершению времени моделирования процесса.

Особенности FSI

Для получения начального распределения параметров был произведен аэродинамический расчет в стационарной постановке.

Необходимым условием моделирования с использованием подвижных конечно-элементных моделей является полное совпадение геометрии интерфейсных поверхностей, при этом необязательно соблюдение условия распределения узлов «узел-в-узел», т.к. решателе ANSYS Mechanical реализована процедура интерполяции. Поверхности пера лопатки рабочего колеса являются интерфейсными и используются для передачи граничных условий.

При использовании подвижной конечно-элементной модели присутствует одна достаточно серьезная проблема, а именно – вырождение элементов. Минимизировать ее можно используя различные схемы распространения движения сетки. В случае задач с использованием малой высоты первой ячейки и при существенных перемещениях, схема, заданная по умолчанию, непригодна для расчетов, следовательно, необходим подбор оптимального закона и нестандартной схемы распределение элементов сетки. Также избежать вырождения элементов сетки возможно с помощью так называемого under-

relaxation механизма, задающегося коэффициентом дополнительной релаксации в препроцессоре ANSYSCFX.

Время моделирования процесса T и шаг по времени Δt выбираются из условия гарантированного получения интересующих минимальной и максимальной генерируемых частот, а также с учетом фиксации параметров потока с высокой точностью. Время моделирования и шаг по времени связаны с частотами следующими соотношениями:

$$\Delta t \leq 0.1 \cdot \frac{1}{f_{max}}$$
$$T \geq \frac{1}{f_{min}},$$

где f_{max} и f_{min} максимальная и минимальная собственные частоты колебаний лопатки при заданной частоте вращения ротора, определяемые посредством модального анализа.

В данном исследовании за время моделирования примем полный оборот ротора, за шаг по времени – 1/10 времени прохождения ротора одной лопатки ВНА.

Для контроля за изменением статического давления в потоке были установлены точки мониторинга, рассредоточенные по протяженности межлопаточного канала, и дублирующиеся по трем сечениям: на втулочном (5% высоты канала), среднем (50% высоты канала) и периферийном (95% высоты канала) радиусах (рисунок 3).

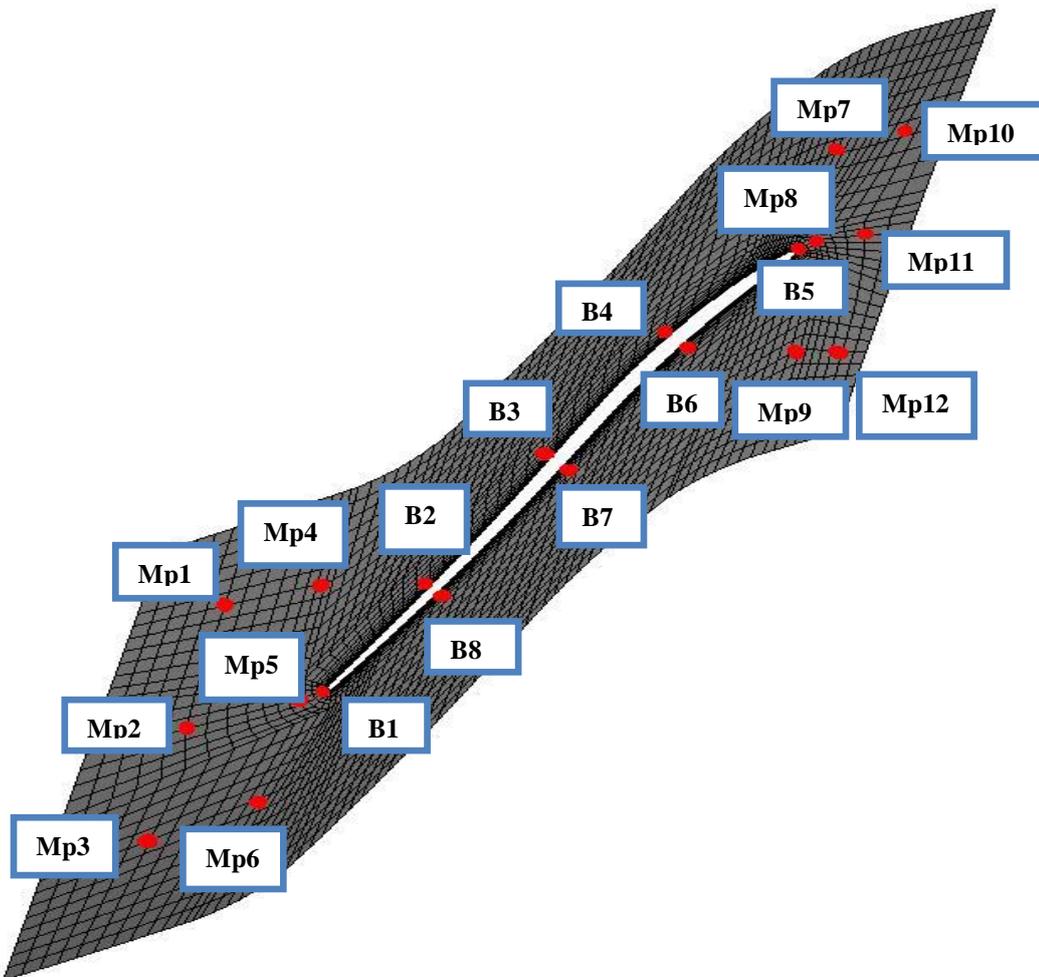


Рисунок 3 – Расстановка точек мониторинга параметров потока

Для контроля за уровнем напряжения в лопатах были также установлены точки мониторинга, в местах размещения датчиков тензометрирования, согласно экспериментальным данным (рисунок 4).

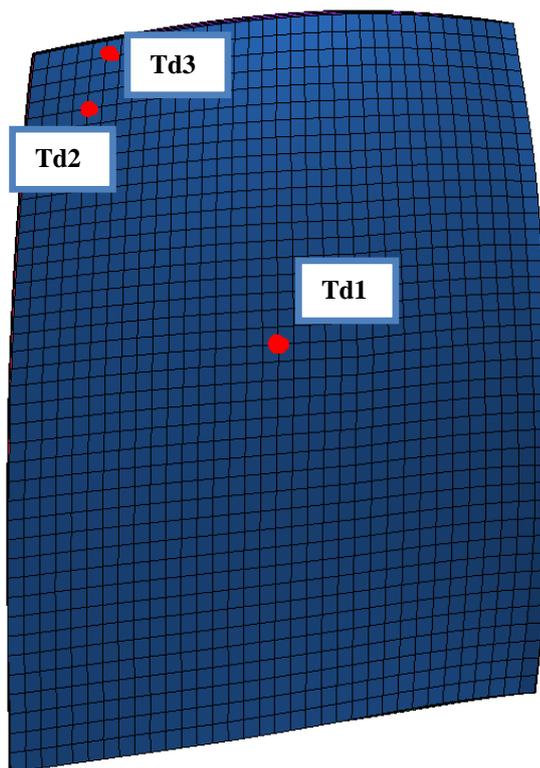


Рисунок 4 – Расстановка точек мониторинга в районах установки тензодатчиков

Порядок выполнения задачи

1. Модальный анализ: вычисление собственных форм и частот колебаний на разных режимах работы.
2. Обработка результатов модального анализа: построение диаграммы Кэмпбелла, определение диапазона интересующих форм и частот колебаний, вычисление шага по времени и суммарного времени моделирования задачи в нестационарной постановке.
3. Газодинамический расчет в стационарной постановке: получение начального распределения параметров.
4. Расчет совместной задачи газодинамики и прочности с применением метода FSI (нестационарная постановка).
5. Обработка результатов: построение функций зависимости значений параметров в контрольных точках от времени, спектральный анализ для определения частот возбуждающих гармоник, нанесение значений напряжений на диаграмму Кэмпбелла.

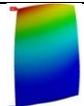
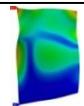
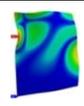
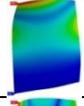
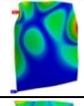
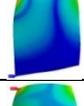
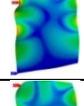
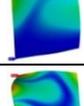
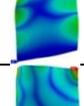
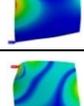
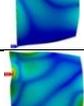
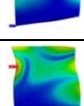
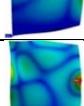
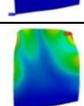
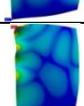
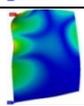
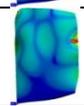
6. Сравнение экспериментальных данных с результатами численного моделирования.

Анализ полученных результатов

В ходе проведения модального анализа определены формы и частоты собственных колебаний при частоте вращения ротора $n=0$ об/мин и $n=13480$ об/мин. Результаты представлены в таблице 1 и на рисунке 5.

Результаты модального анализа

Таблица 1.

№ частоты	Форма	Частота колебаний при $n=0$ об/мин, Гц	Частота колебаний при $n=13480$ об/мин, Гц	№ частоты	Форма	Частота колебаний при $n=0$ об/мин, Гц	Частота колебаний при $n=13480$ об/мин, Гц
1		345.98	547.16	11		5486	5569.7
2		1233.4	1283.6	12		5781.4	5846.4
3		1352.3	1554.6	13		6418.8	6442.9
4		2143.2	2143.1	14		6872.4	6968.2
5		2831.4	2928.6	15		6990.2	7081.9
6		3142.5	3321.7	16		7820.6	7850.3
7		3870.5	3881.3	17		8085	8178.3
8		4089.6	4148.2	18		8849.7	8975.6
9		4698.1	4698	19		9192.5	9285.5
10		4893.8	5037.6	20		9651.6	9741.9

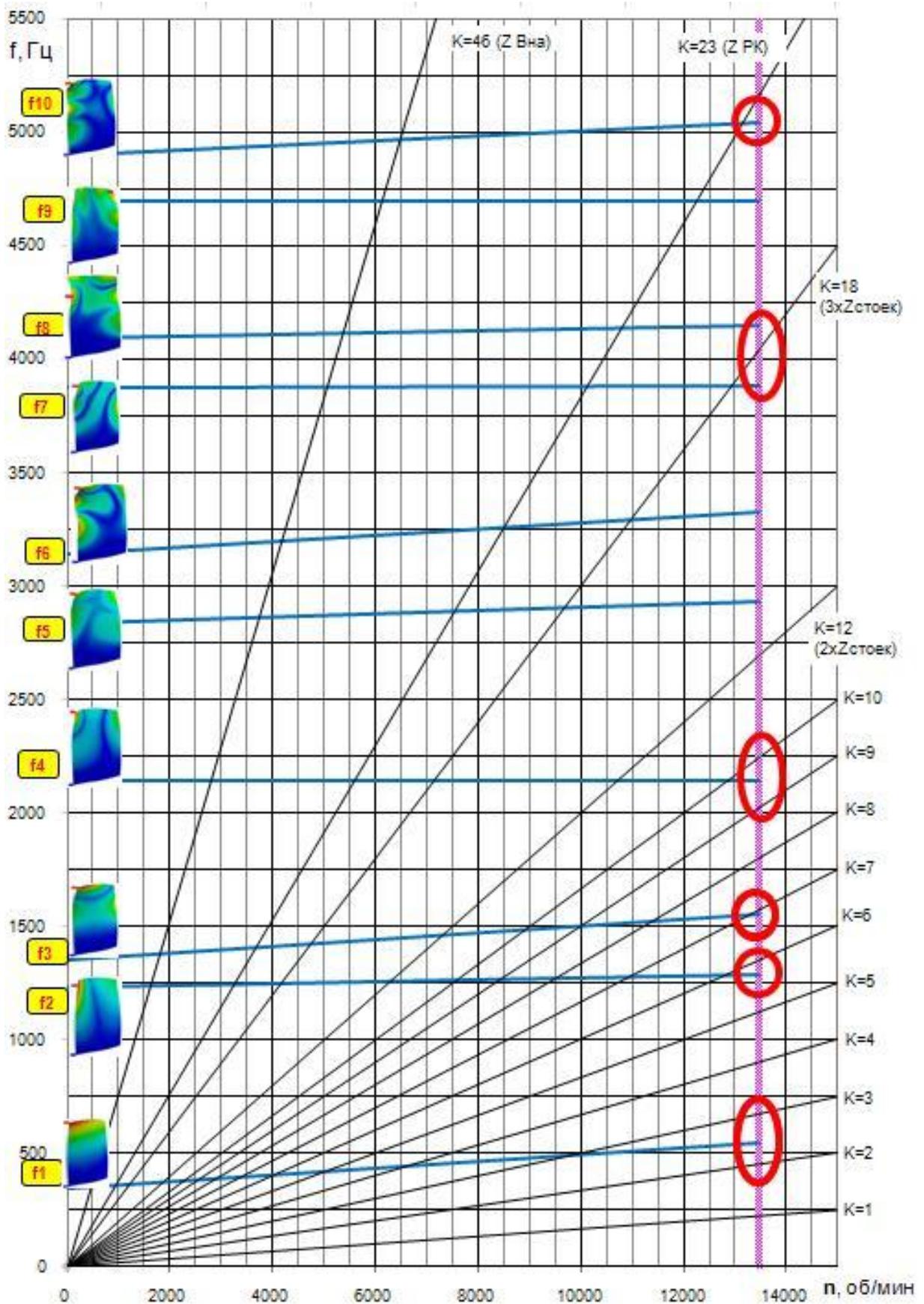


Рисунок 5 – Диаграмма Кэмпбелла

На диаграмме Кэмпбелла выделены области возможных резонансов – пересечения частот с возбуждающими гармониками на режиме $n=13480$ об/мин. Запасы в этих областях представлены в таблице 2.

Запасы

Таблица 2

Форма колебания	Гармоника	Запас, Гц
1-я изгибная	$K=2$	93
1-я изгибная	$K=3$	103
1-я крутильная	$K=6$ (Z стоек)	43
2-я изгибная	$K=7$	25
2-я крутильная	$K=9$	123
2-я крутильная	$K=10$	107
3-я крутильная	$K=18$ ($3 \times Z$ стоек)	58
№ изгибно-крутильная	$K=23$ (Z лопаток РК)	112

Лопатка совершает колебательные движения по периодическому закону (рисунок В.2). Максимальная амплитуда колебаний, зафиксированная при текущем моделировании, составляет 3.7 мм.

Известно, что одними из основных факторов возбуждения резонансных колебаний лопаток ротора является количество статорных лопаток, в случае данного моделирования таковым фактором является количество лопаток ВНА. Воздействие статорных лопаток на лопатки рабочего колеса заключается в наличии следов разрежения, которые существенно влияют на равномерность потока на входе в рабочее колесо. Из-за резких перепадов давления, вызванных следами разрежения от статорных лопаток, рабочая лопатка совершает колебания, которые при совпадении с частотой собственных колебаний могут вызвать резонанс.

Для исследования этого явления рассмотрим характер изменения параметров потока в межлопаточном канале рабочего колеса. По всей протяженности канала установлены точки мониторинга, в которых отслеживаются параметры потока. Точки дублируются по высоте канала на втулочном радиусе (5% высоты канала), среднем радиусе (50% высоты канала) и периферийном радиусе (95% высоты канала).

Результаты газодинамического анализа

На рисунке 7 представлены графики зависимости изменения давления от времени в точках мониторинга, установленных на входной и выходной кромке на периферийном радиусе. Графики имеют периодический характер, аналогично графику перемещений. Аналогичные пульсации давлений зафиксированы во всех точках мониторинга.

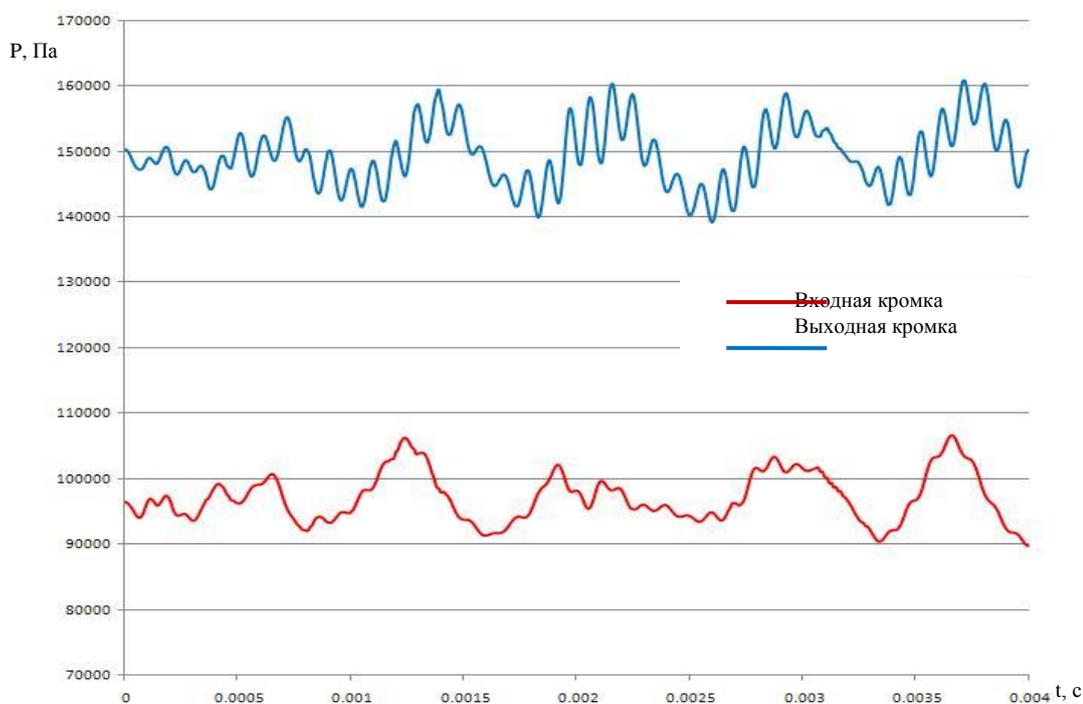


Рисунок 7– Зависимость изменения давления от времени.

Для выявления спектра наиболее опасных частот пульсаций давления, которые могут повлиять на напряженно-деформированное состояние лопатки, необходимо провести спектральный анализ путем перевода функции зависимости амплитуды пульсаций давления из временной области в частотную с помощью разложения функции в ряд Фурье (рисунок 8).

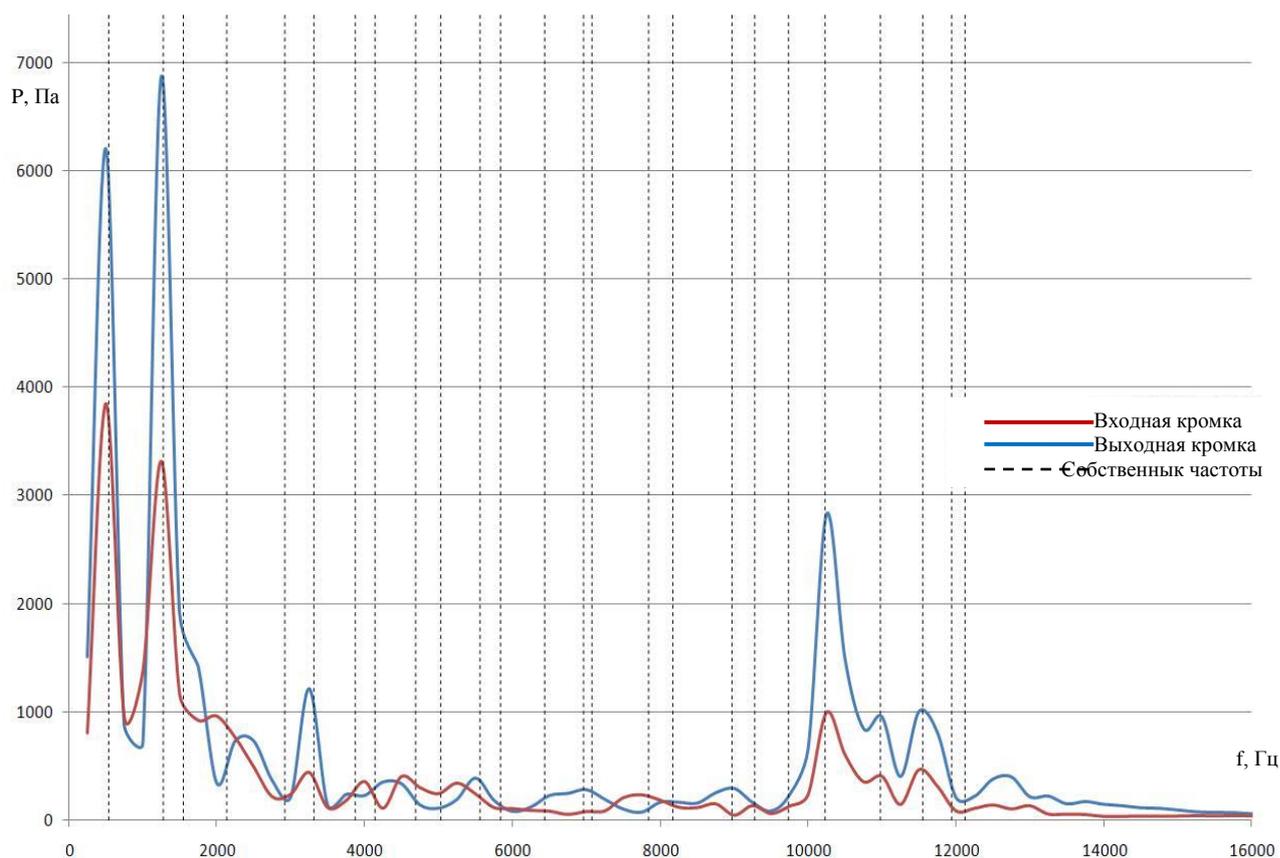


Рисунок 8 – Частотная диаграмма для точек мониторинга на входной и выходной кромке на радиусе периферии.

По результатам спектрального анализа по всем точкам мониторинга отмечены 2 зоны пиков значения амплитуд пульсаций давления, находящиеся в диапазонах частот от 0 до 4000 Гц и от 10000 до 12000 Гц. Пики амплитуд от 10000 до 12000 Гц связаны с следами разряжения от впередистоящего лопаточного венца ВНА. Частоты, на которых зафиксированы пики амплитуд пульсаций давления в низкочастотной области, совпадают с частотой собственных колебаний лопатки на заданном режиме по первой изгибной и первой крутильной формам.

Также следует отметить, что при понижении радиуса сечения канала интенсивность пульсаций давления в канале и на поверхности лопатки снижается. Проанализировав спектр частот пульсаций на протяжении всего канала можно сказать, что по мере приближения непосредственно к лопатке амплитуды пульсаций давления возрастают на всех сечениях по высоте канала, на выходе из канала амплитуды резко падают.

На входной части канала при приближении к входу в лопатку наблюдается рост амплитуды пульсаций в полтора раза по частоте собственных колебаний по 1й изгибной форме, при этом наиболее резкое увеличение (более чем в 3 раза) происходит при прохождении входного участка межлопаточного канала. На лопатке со стороны разряжения

происходит падение амплитуды по частоте собственных колебаний по 1й изгибной форме. По частоте собственных колебаний по 1й крутильной форме наблюдается резкое увеличение амплитуды (в 1.8 раза) со стороны давления, непосредственно перед лопаткой и по стороне разряжения пульсации остаются практически неизменными. Также замечено падение амплитуды в полтора раза по гармонике $K=46$.

При отдалении от входной кромки максимальная амплитуда зафиксирована на частоте, соответствующей 1й крутильной форме. Со снижением высоты снижается влияние числа лопаток ВНА.

На выходной части канала наблюдается заметное снижение амплитуд пульсаций по частотам, соответствующих частотам собственных колебаний по 1й крутильной и 1й изгибной формам (по сравнению с входной частью канала), при этом резких изменений амплитуды пульсации по гармонике $K=46$ не происходит.

Из проведенного анализа влияния газодинамики можно предположить, что наибольшее влияние на колебание лопатки окажут пульсации давления на частотах, соответствующих частотам по первой изгибной и первой крутильной формам колебаний, которые могут быть усилены более высокочастотными колебаниями, связанными со следами разрежения от лопаток ВНА.

Результаты прочностного анализа

По результатам проведенных ранее предварительных прочностных расчетов были выявлены зоны установки датчиков тензометрирования, а также определены направления действия главных напряжений. Датчики №1 и №3 определяют главные напряжения при сжатии (σ_3), датчик №2 определяет главные напряжения при растяжении (σ_1). Согласно местам расстановки тензодатчиков и их ориентации относительно главных напряжений при проведении эксперимента в составе газогенератора, была произведена расстановка контрольных точек для измерения уровней напряжений.

При моделировании поведения лопатки в потоке, приближенного к реальному, возбуждение лопатки происходит сразу по всем возможным формам колебаний на выбранном режиме.

На рисунке 9 представлены графики зависимости изменения главных σ_1 и σ_3 напряжений в зависимости от времени. Данные графики имеют периодический характер. При помощи спектрального анализа путем разложения в ряд Фурье выявляется спектр наиболее

опасных частот колебаний лопатки, а также максимальные уровни напряжений в контрольных точках.

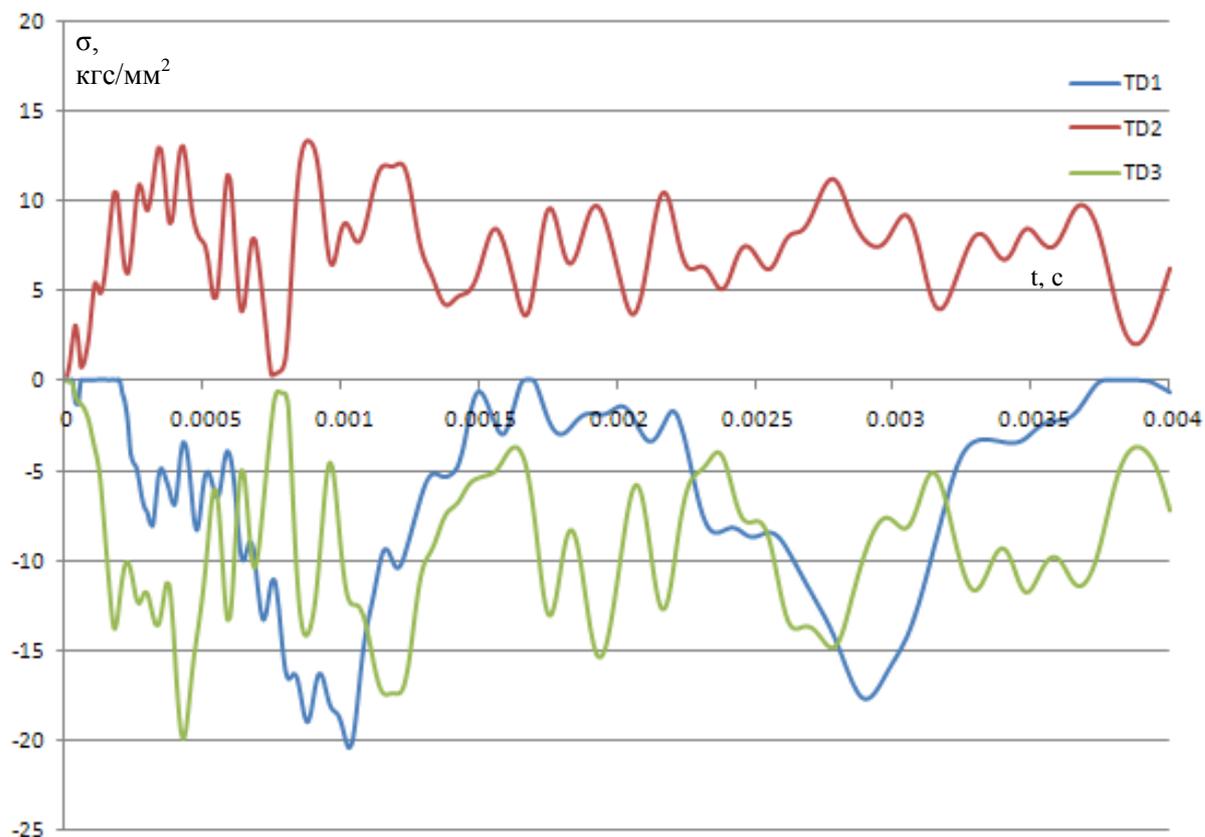


Рисунок 9 - Изменение уровня главных напряжений лопатки в зависимости от времени

При помощи спектрального анализа путем разложения в ряд Фурье выявляется спектр наиболее опасных частот колебаний лопатки, а также максимальные уровни напряжений в контрольных точках. Результаты спектрального анализа представлены на рисунке 10. Пик главных напряжений по всем точкам тензометрирования приходится на вторую и шестую гармоники, что близко совпадает с частотой первых изгибной и крутильной форм собственных колебаний на заданных оборотах.

Максимальные значения первых главных напряжений зафиксированы по первой изгибной форме в точке TD1 (7.15 кгс/мм²) и по первой крутильной форме в точке TD2 (2.31 кгс/мм²). Уровень напряжений выше 1 кгс/мм² зафиксирован в точках TD1 и TD2 на частотах, близких ко второй изгибной и второй крутильной формам колебаний. Также уровень выше 1 кгс/мм² зафиксирован на частотах, близких к первой изгибной, второй крутильной, второй изгибно-крутильной формам колебаний.

Полученные в результате спектрального анализа значения напряжений, а также экспериментальные данные нанесены на диаграмму Кэмпбелла.

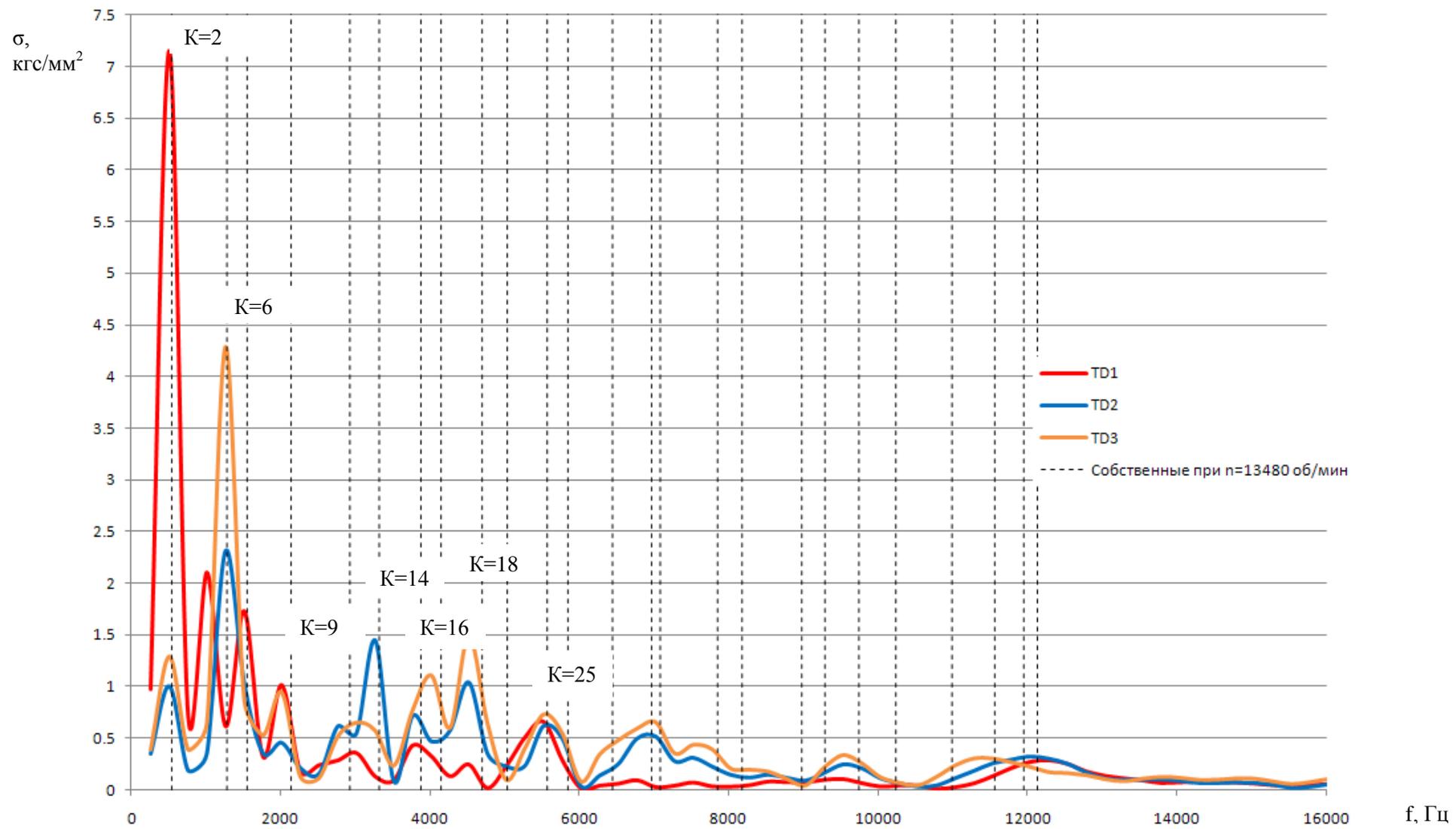


Рисунок 10 – Частотная диаграмма главных напряжений.

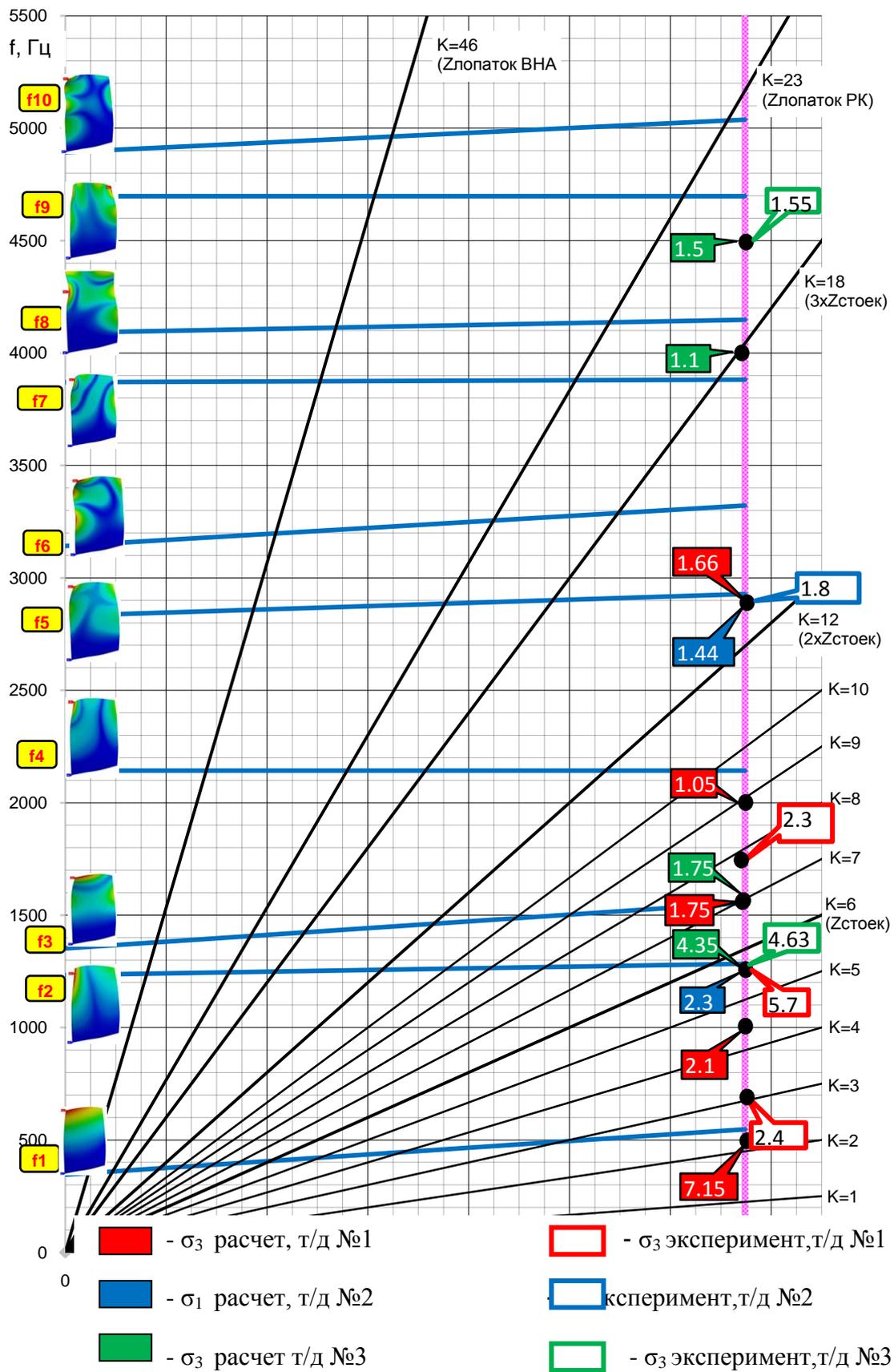


Рисунок 11 - Диаграмма Кэмпбелла

Анализ результатов расчета и экспериментальных данных показал, что имеет место следующая картина: максимальные значения напряжений зафиксированы в ожидаемых диапазонах частот, полученные расчетные значения напряжений близки к экспериментальным данным; частотные диаграммы имеют качественно похожий характер. Количественное несовпадение результатов объясняется принятыми допущениями.

Выводы

В данной работе предложена методика оценки вибронпряжений для лопаток ГТД. Благодаря совместному решателю ANSYS Multifield, реализованному в среде ANSYS Workbench v.14 существует возможность получения нестационарного напряженно-деформированного состояния лопатки. Преимущество данного метода заключается в отсутствии необходимости перестраивать геометрические модели и расчетные сетки на каждом шаге расчета, что приводит к значительному сокращению трудоемкости.

По результатам решения данной задачи определен уровень напряжения и деформаций рабочей лопатки; с помощью преобразования Фурье нестационарных аэродинамических нагрузок выявлены наиболее опасные формы колебаний.

Результаты расчетов имеют хорошее согласование с экспериментальными данными, полученными в ходе испытаний ступени на вибростенде и на реальном компрессоре.

В ходе данной работы была отработана технология определения уровня вибронпряжений лопаток газотурбинных двигателей с применением метода FSI.

Библиографический список

1. **Августинович, В. Г.** Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях: Научное издание / В. Г. Августинович, Ю. Н. Шмотин и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
2. **Кампсти, Н.** Аэродинамика компрессоров [Текст]: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с., ил.
3. **Биргер, И.А.** Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Биргер И.А., Шорп Б.Ф. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
4. **Dhopade, P.** High-cycle fatigue of fan blades accounting for fluid-structure interaction / Dhopade, P., Neely, A.J., Young J., Shankar K. – Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012, 17p.
5. **Im, H.** Simulation of non-synchronous blade vibration of an axial compressor using a fully coupled fluid/solid interaction / Im, H., Zha, G. – Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012, 15 p.

6. **Zhang, M.** Analysis on flutter characteristics of transonic compressor blade row by a fluid-structure interaction coupled method / Zhang, M., Hou, A., Zhou, S., Yang, X. – Proceedings of the ASME Turbo Expo 2012, 20 p.

7. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide. / ANSYS Inc.– ANSYS CFX Release 14.– 2011, 150 p.