



Исследование прочностных параметров и динамических характеристик деталей ротора перспективного МГТД

- Д. В. Евдокимов** кандидат технических наук, доцент кафедры технологий производства двигателей, доцент кафедры сопротивления материалов, старший научный сотрудник НИЛ-2074; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; ведущий инженер АО «Авиаагрегат»; dmitry.evd.ssau@gmail.com
- Е. П. Филинов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева, с.н.с. НИЛ-207, с.н.с «Передовая инженерная аэрокосмическая школа "Интегрированные технологии в создании аэрокосмической техники», старший научный сотрудник КБ-203 (Конструкторское бюро двигателестроения Самарского университета); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; filinov@ssau.ru
- Д. Л. Скуратов** доктор технических наук, профессор; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара
- Я. А. Остапюк** научный сотрудник НИЛ-207, старший преподаватель кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачева, научный сотрудник КБ-203 (Конструкторское бюро двигателестроения Самарского университета); Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара

В представленной работе демонстрируется исследование, посвящённое оценке прочностных характеристик элементов ротора перспективного малоразмерного газотурбинного двигателя. Главной особенностью является то, что анализ напряжённо-деформированного состояния ротора двигателя проводится при учёте вибраций и резонансных частот. В свою очередь, оценка динамических характеристик элементов ротора была проведена с учётом условий их взаимного контакта. Материалы исследования, изложенные в данной статье, послужат для дальнейших итераций проектирования двигателя.

Ключевые слова: прочность; колебания; ГТД; виброперемещения; напряжённо-деформированное состояние; резонанс; температурные поля; крыльчатка

Цитирование: Евдокимов, Д. В. Исследование прочностных параметров и динамических характеристик деталей ротора перспективного МГТД / Д. В. Евдокимов, Е. П. Филинов, Д. Л. Скуратов, Я. А. Остапюк // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №1. – С. 29–39. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-29-39

Введение

Тенденция развития машиностроения характерна увеличением ресурса деталей и изделий в целом при росте нагрузок, приходящихся на них. Создание высоконагруженных узлов и агрегатов обеспечивается при появлении новых методик проектирования и развития элементов технологического обеспечения производства. Как результат творческой работы конструктора появляется всё большее количество сложнопрофильных деталей, изготовление которых зачастую сопровождается многими проблемами [1–3].

Исходя из этого, можно заключить, что разработка новых, более точных методик проектирования актуальна не только под фактором усложнения предпроизводственных этапов процесса проектирования, но и ввиду итеративного подхода со стороны производства, когда проблемы, возникающие при изготовлении изделия, вносят свои коррективы в его конструкцию [4].

Одним из примеров может послужить современный этап высокотехнологичного проекта «Организация высокотехнологичного производства индустриальных ГТД с интеллектуальной системой конструкторско-технологической подготовки для повышения функциональных характеристик», где разработаны методы конструкторско-технологической подготовки производства деталей и узлов индустриальных газотурбинных установок с учётом возможностей и ограничений технологий их аддитивного производства.

К этапам предпроизводственной разработки изделия можно отнести выбор базовой конструктивной схемы изделия и его дизайна, термодинамический и газодинамический расчёты, прочностной и частотный анализы.

В данной работе приводятся исследования, посвящённые частотному анализу ротора перспективного малоразмерного газотурбинного двигателя (МГТД), а также их влиянию на прочностные характеристики его составных компонентов. Кроме того, оценивается влияние каждого элемента ротора на величину частот собственных колебаний, ведь, как известно из работ [5, 6], сопряжённые друг с другом тела оказывают существенное влияние на собственные динамические характеристики.

Таким образом, главной задачей исследований стал поиск оптимальной величины рабочих частот вращения ротора, при которой несущая способность его элементов будет достаточной не только с позиции нагрузки от центробежной силы и силового и температурного воздействий со стороны рабочего тела, но также и с позиции соотношения собственных частот колебаний с величинами рабочих частот вращения.

При этом важным является учёт функциональных параметров изделия, в данном случае ротора малоразмерного газотурбинного двигателя, в виде величины рабочих частот вращения ротора, которые накладывают соответствующие ограничения на технологию его производства.

Повышенная сложность исследований была продиктована высокими конечными эксплуатационными характеристиками двигателя, что потребовало применения точных методик оценки исследуемых параметров. Так, например, оценка виброперемещений компонентов ротора на всём диапазоне рабочих частот вращения проводилась при учёте взаимного влияния между компонентами, где учитывались условия их контакта.

С видом исследуемого ротора МГТД можно ознакомиться на рисунке 1.

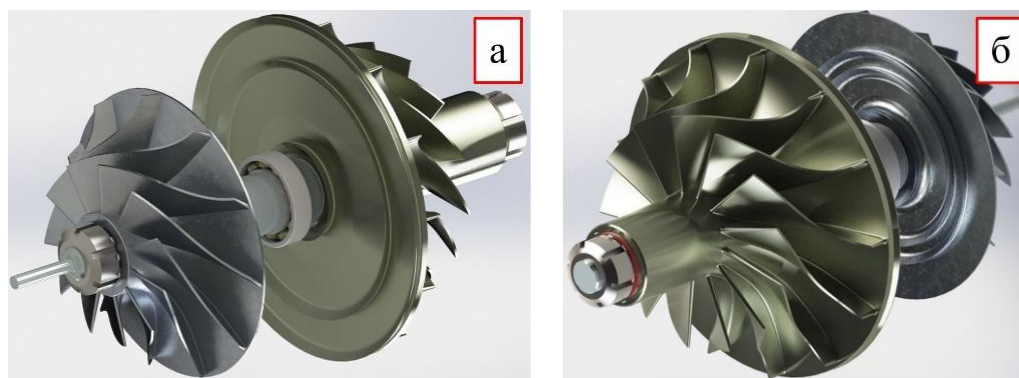


Рисунок 1 – Общий вид ротора малоразмерного газотурбинного двигателя со стороны рабочего колеса компрессора (а) и рабочего колеса турбины (б)

1 Анализ напряжённо-деформированного состояния основных элементов ротора

Начальным этапом исследований стал проведённый анализ напряжённо-деформированного состояния рабочих колёс турбины и компрессора, а также вала ротора. Для первого этапа было достаточным оценить коэффициент запаса по прочности в постановке статического нагружения. Для этой цели была разработана конечно-элементная модель ротора, где в качестве исходных данных выступили: условия контакта элементов ротора и их кинематика; силовые и температурные нагрузки, вызванные воздействием на детали ротора потока рабочего тела; монтажные условия вала ротора, вращающегося на подшипниках качения; физико-механические и теплофизические характеристики материалов, куда входят данные, описывающие поведение материалов виртуальных компонентов конечно-элементной модели ротора в эластичной и пластической зонах нагружения, а также их разрушение [7–9].

Разработанная конечно-элементная модель ротора в сборе представлена на рисунке 2, где в его состав входят рабочие колёса компрессора и турбины, вал, подшипники, а также гайки, контровочные шайбы и втулки.

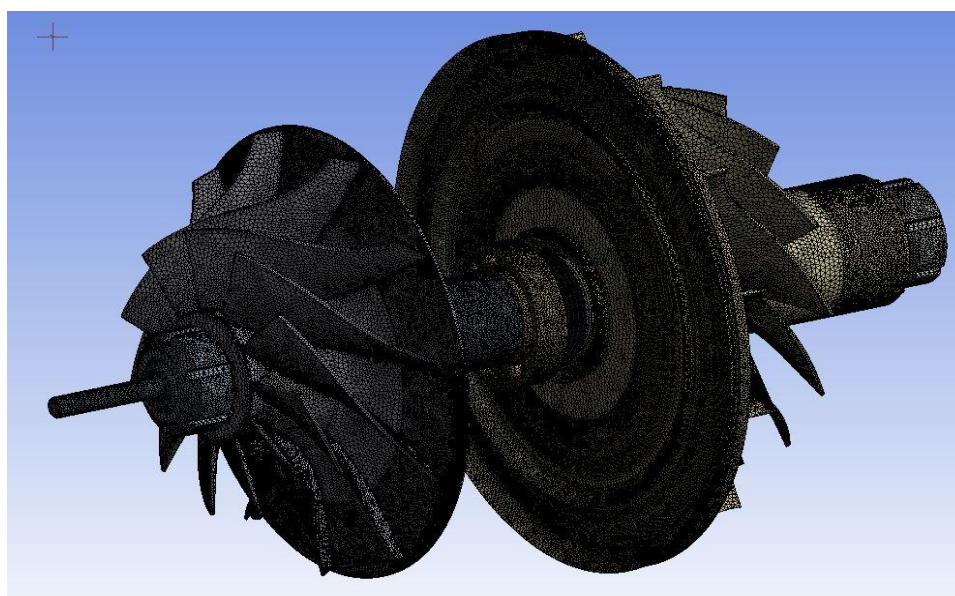


Рисунок 2 – Вид конечно-элементной модели ротора МГТД в сборе

Силовые и температурные нагрузки, характеризующие собой воздействие рабочего тела на детали ротора и использованные для вычислений по разработанной конечно-элементной модели, были получены при помощи методов вычислительной газовой динамики, реализованных в конечно-объёмной модели, разработанной авторами работы [10]. К данным нагрузкам относится воздействие давлением и высокой температурой рабочего тела, которая повышается на выходе из рабочего колеса компрессора за счёт приложенной механической работы, а также на входе в рабочее колесо турбины, где температура рабочего тела повышена в результате химической реакции горения, протекающей в камере сгорания.

Результаты вычислений по конечно-объёмной модели, использованные при оценке напряжённо-деформированного состояния элементов ротора, представляют собой таблицы со значениями давления и температуры в точках на поверхностях виртуальных тел рабочих колёс компрессора и турбины, при этом для каждой точки записана соответствующая ей координата в виртуальном пространстве конечно-объёмной модели.

Стоит отметить, что для разных частот вращения ротора МГТД параметры рабочего тела будут также разными, а это значит, что для различной частоты вращения ротора будут разными силовые и температурные нагрузки, приходящиеся на элементы ротора МГТД. Данная особенность рабочего процесса двигателя была также учтена в разработанной конечно-элементной модели по оценке напряжённо-деформированного состояния деталей ротора (рисунок 2).

Для того чтобы учесть температурное воздействие со стороны потока рабочего тела на рабочие колёса компрессора и турбины при оценке напряжённо-деформированного состояния остальных элементов ротора, была разработана конечно-элементная модель ротора в сборе при помощи модуля «Thermal» программного комплекса «Ansys».

Таким образом, применённый алгоритм вычислений сначала позволил построить температурные поля по виртуальным телам рабочих колёс компрессора и турбины, исходя из таблицы координат точек и температуры в них, а затем, исходя из условий контакта рабочих колёс с остальными элементами ротора, достроить температурные поля уже для их виртуальных тел. Картину распределения полей температуры по виртуальному телу рабочего колеса компрессора можно видеть на рисунке 3а.

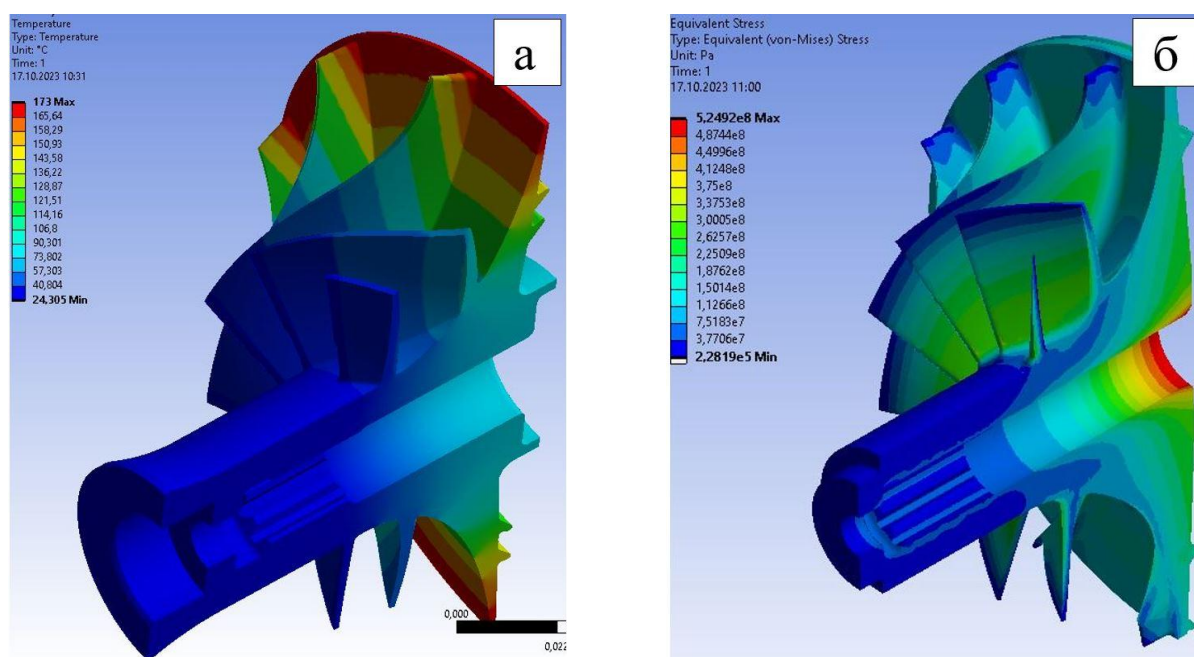


Рисунок 3 – Разрезы виртуальных тел рабочих колёс компрессора (а) и турбины (б), демонстрирующие решение в виде построенных объёмных эпюр температуры (а) и эквивалентных напряжений (б)

В качестве первого исследуемого режима работы двигателя, был выбран такой, при котором частота вращения ротора равна 50000 об/мин. Согласно техническому заданию, данная величина соответствует рабочему режиму, заложенному на начальных стадиях проектирования МГТД. Именно для данного режима расчёт по разработанной конечно-элементной модели был выполнен первым. Пример результатов вычислений в виде полей напряжений, распределённых по виртуальному телу рабочего колеса турбины, работающей на частоте вращения 30000 об/мин, возможно видеть на рисунке 3б.

Для проведённого анализа напряжённо-деформированного состояния элементов ротора МГТД на рабочем режиме были получены коэффициенты запаса прочности, соответствующие условию статического нагружения. Представленные в работе коэффициенты запаса прочности были получены исходя из соотношения предела текучести материала, из которого изготовлена рассматриваемая деталь, к эквивалентным напряжениям, возникающим в ней в результате нагружения.

Распределение коэффициента запаса прочности по виртуальным телам рабочих колёс компрессора, турбины и вала представлено на рисунках 4, 5 и 6.

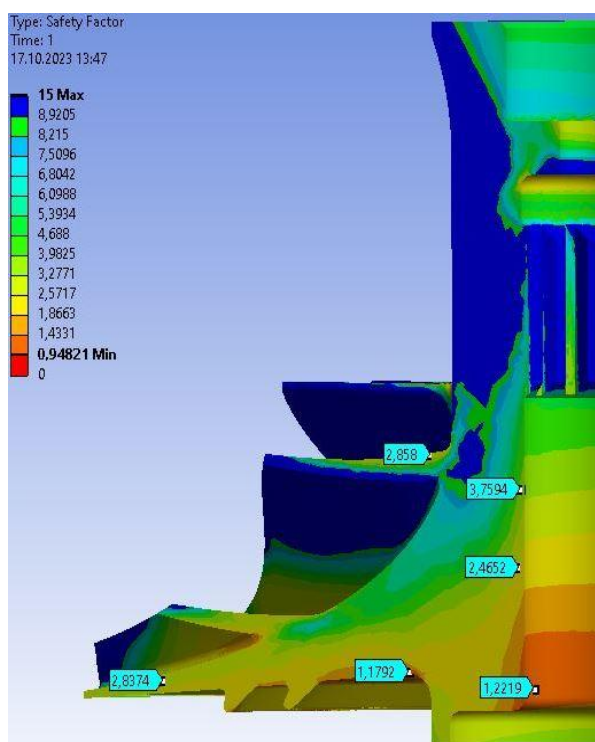


Рисунок 4 – Разрез виртуального тела рабочего колеса компрессора с распределённым по нему коэффициентом запаса прочности

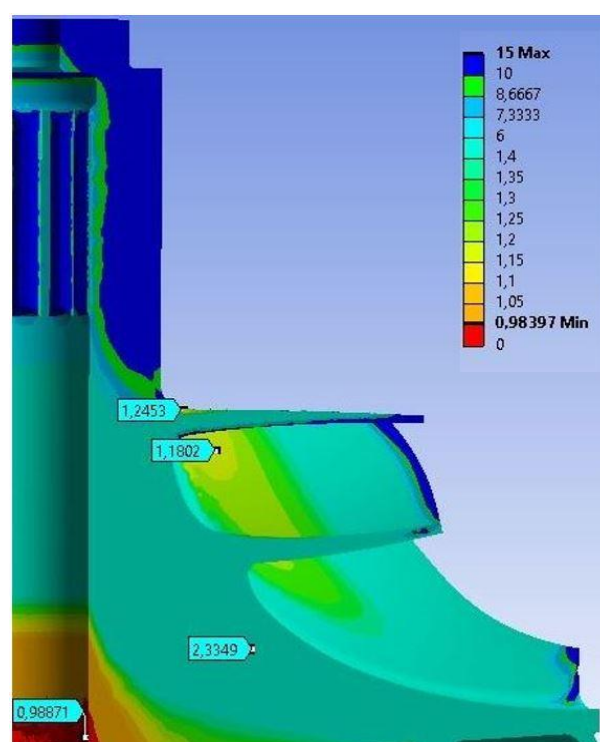


Рисунок 5 – Разрез виртуального тела рабочего колеса турбины с распределённым по нему коэффициентом запаса прочности

На основании полученных результатов можно заключить, что режим работы двигателя, при котором частота вращения ротора соответствует 50000 об/мин, является неосуществимым в рамках имеющейся конструкции. Однако, с помощью разработанной конечно-элементной модели ротора МГТД был осуществлён поиск такой частоты вращения ротора, при которой был достигнут необходимый коэффициент запаса прочности.

2 Частотный анализ ротора

Вместе с определением напряжённо-деформированного состояния элементов ротора следует определять и уровень вибраций его составных элементов, а также и те частоты вращения ротора, при которых будут возникать резонансные формы колебаний. С этой целью была разработана конечно-элементная модель, позволяющая определять величины виброперемещений контрольных точек элементов ротора в зависимости от частоты его вращения.

Результаты расчётов численная модель предоставляет в виде распределённых по виртуальным телам исследуемых деталей полей значений виброперемещений. В свою очередь, для удобства восприятия информации исследователем, характер распределения виброперемещений и их величина отображаются при помощи полей с цветовой дифференциацией или изолиний, каждой из которых соответствует определённая величина виброперемещений. Кроме того, данный формат представления результатов расчёта по разработанной конечно-элементной модели позволяет сложить понимание о форме колебаний исследуемого объекта на различных частотах внешнего воздействия на автоколебательную систему.

Зачастую картина, отображающая форму колебаний детали, характер распределения виброперемещений, называется интерферограммой [5]. Пример получаемых интерферограмм при помощи разработанной модели можно увидеть на рисунках 7 и 8.

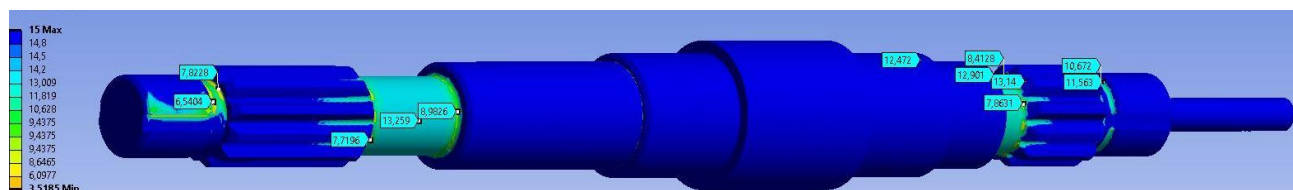


Рисунок 6 – Распределение коэффициента запаса прочности по виртуальному телу ротора

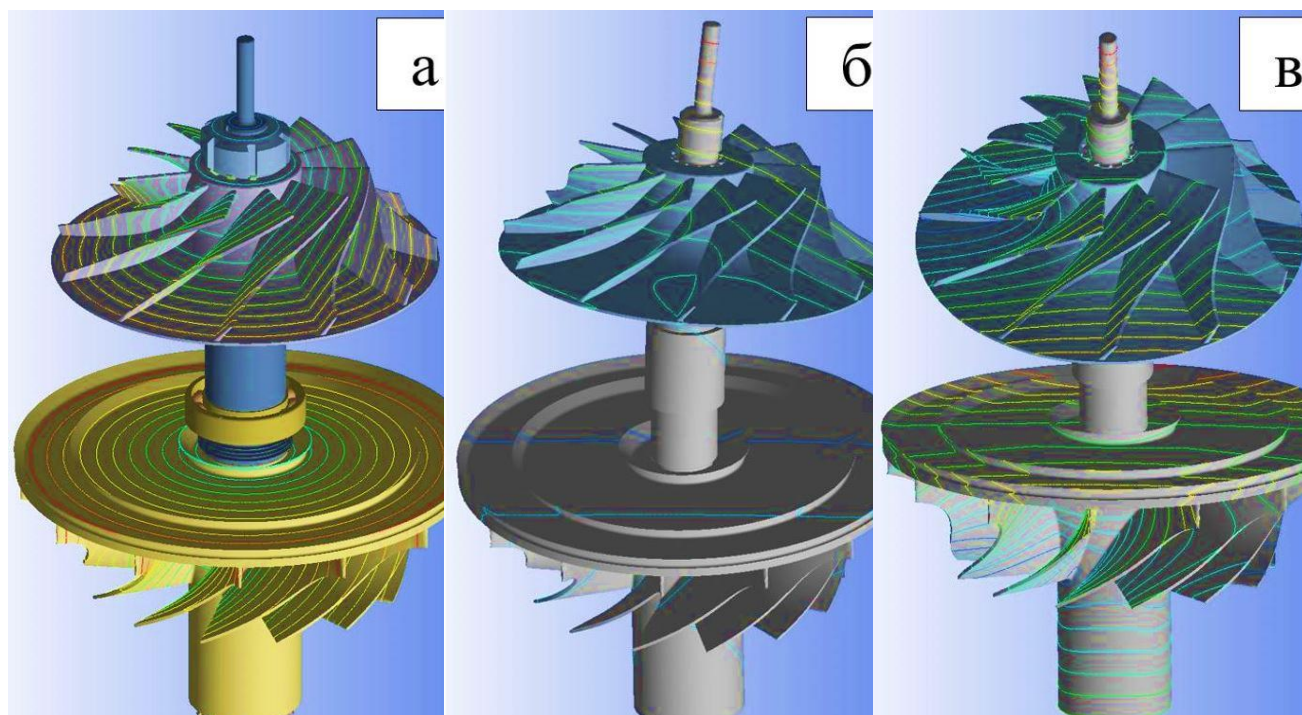


Рисунок 7 – Интерферограммы резонансных форм колебаний ротора МГТД с учётом подшипников при частотах вращения: 4770,8 об/мин (а), 33708 об/мин (б) и 49419 об/мин (в)

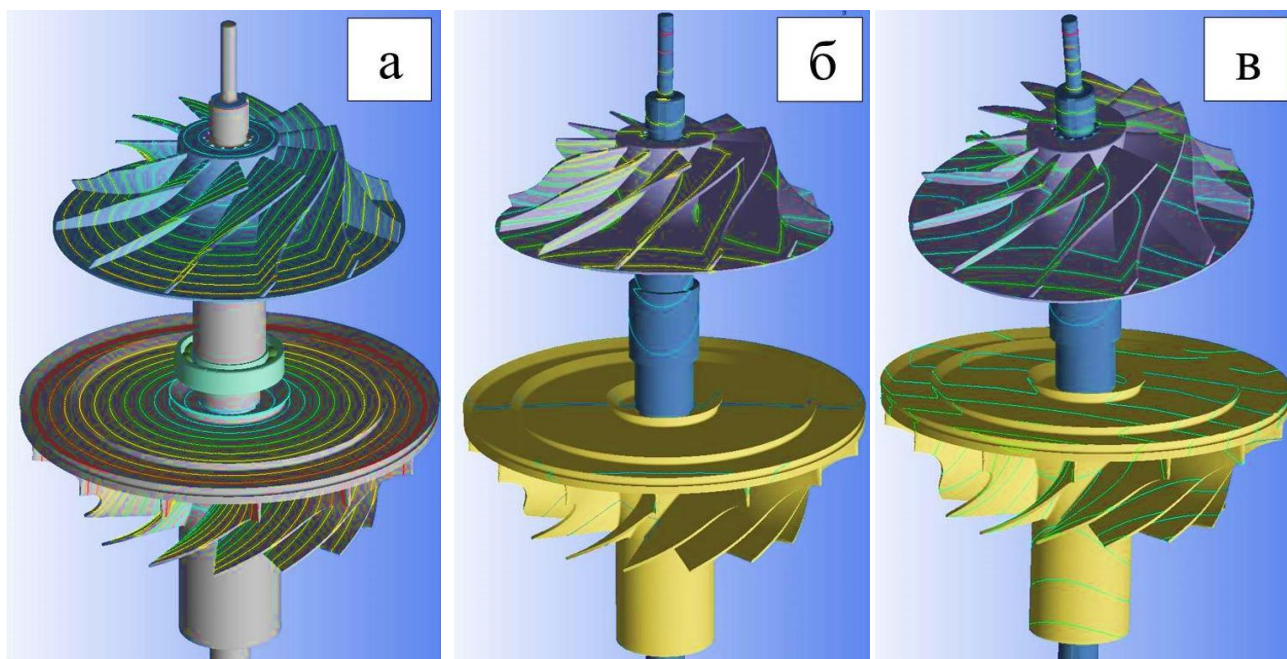


Рисунок 8 – Интерферограммы резонансных форм колебаний ротора МГТД с учётом всех конструктивных элементов при частотах вращения: 4513,2 об/мин (а), 32456,4 об/мин (б) и 51613,2 об/мин (в)

В процессе исследования изначально был проанализирован ротор, имеющий в составе своей конечно-элементной конструкции только вал и рабочие колёса турбины и компрессора. Следующим шагом был проведён анализ виброперемещений ротора при наличии подшипников (рисунок 7). И финальным шагом был проведён анализ ротора, в конструкции которого учтено наличие всех оставшихся элементов, таких как гайки, контрольные шайбы и так далее (рисунок 8). Результаты проведённого численного эксперимента отражены при помощи диаграммы на рисунке 9.

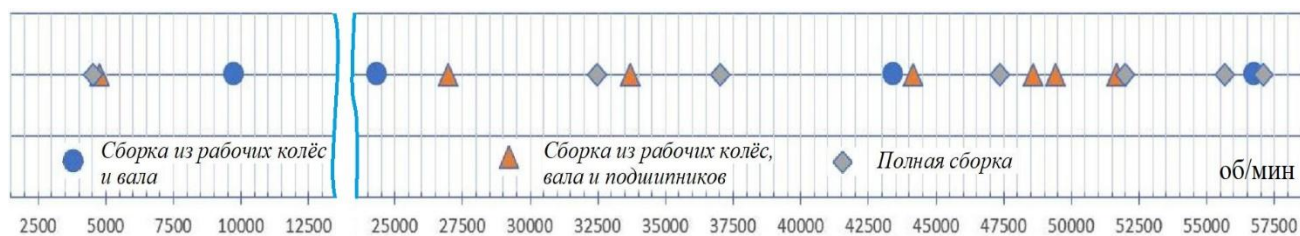


Рисунок 9 – Расположение резонансных частот на шкале рабочих оборотов ротора

Таким образом, в результате проведённого численного эксперимента можно заключить, что изначально планируемая величина рабочей частоты вращения ротора, равная 50000 об/мин, в рамках анализируемой конструкции неосуществима ввиду недостаточного коэффициента запаса прочности рабочего колеса турбины, а также близкого расположения резонансных частот вала ротора. Так, за счёт комплекса нагрузок в рабочем колесе турбины возникают напряжения, максимальное значение которых, выраженное через энергетическую теорию прочности, достигает значения 929 МПа. С учётом низкой температурной нагрузки в зоне возникновения данной величины напряжений, коэффициент запаса прочности составляет 0,98 и является минимальным по всему телу рабочего колеса турбины и по всем элементам ротора двигателя в целом. При этом вал ротора испытывает повышенные вибрации ввиду близкого расположения резонансной частоты. Коэффициент усиления колебаний для данного режима работы МГТД, согласно зависимостям из работы [11], соответствует 4,1, что снижает коэффициент запаса прочности вала ротора до значения в 1,6.

В данной ситуации обоснованным является снижение величины рабочей частоты вращения ротора двигателя. При этом снижение целесообразно проводить до таких значений, при которых элементы ротора двигателя будут испытывать минимальные вибрации.

Согласно уточнённому расчёту (рисунки 8 и 9) такими величинами частот вращения ротора являются: 40000 об/мин, 34500 об/мин и 27000 об/мин. Рассмотрение величин частот вращения ниже 25000 об/мин являлось нецелесообразным ввиду сильного расхождения функциональных параметров двигателя с требуемыми по техническому заданию.

Таким образом, для указанной ранее выборки частот вращения двигателя была проведена оценка напряжённо-деформированного состояния элементов ротора с учётом возникающих вибраций.

Для сниженной частоты вращения ротора, равной 40000 об/мин, максимальная величина эквивалентных напряжений незначительно снижается до 918 МПа, а коэффициент запаса прочности рабочего колеса турбины повышается с 0,98 до 1,02. Однако, данный режим работы характеризуется повышенными вибрациями вала ротора, что понижает его коэффициент запаса с 6,5 до 1,2.

Для частоты вращения ротора, соответствующей значению 34500 об/мин, максимальные величины эквивалентных напряжений достигают значения 694 МПа для рабочего колеса турбины и 400 МПа для рабочего колеса компрессора. При данных величинах напряжений коэффициент запаса прочности рабочего колеса турбины составляет 1,4, а рабочего колеса компрессора – 2,2.

Для частоты вращения ротора двигателя, соответствующей 27000 об/мин, условие прочности, при учёте виброперемещений компонентов конструкции, полностью выполняется.

Заключение

В данной работе был продемонстрирован результат проведённого начального этапа прочностного анализа элементов ротора МГТД, где основным предметом исследования выступил анализ величин и характера распределения виброперемещений элементов ротора, их взаимного влияния и влияния на прочностные характеристики.

Из проведённого исследования можно заключить, что наиболее оптимальным выбором в качестве рабочей частоты вращения является выбор 34500 об/мин, где требуется незначительно увеличить коэффициент запаса прочности колеса турбины. Для частоты вращения ротора двигателя, равной 27000 об/мин, не требуется вносить конструктивных изменений, однако при данной частоте в меньшей степени выполняются требуемые функциональные параметры двигателя. Частота вращения ротора двигателя, соответствующая 40000 об/мин, является наиболее предпочтительной с точки зрения выполнения требований технического задания, однако в рамках рассматриваемой конструкции повысить коэффициент запаса прочности колеса турбины до необходимого значения невозможно.

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства по теме: «Организация высокотехнологичного производства индустриальных ГТД с интеллектуальной системой конструкторско-технологической подготовки для повышения функциональных характеристик» (Соглашение о предоставлении гранта № 075-11-2021-042 от 24.06.2021 г.).

Список использованных источников

1. Основы надежности газотурбинных двигателей : учебник для машиностроит. спец. вузов / В. М. Акимов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 207 с.
2. Антонюк, В. Е. Динамическая стабилизация деталей типа дисков / В. Е. Антонюк // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2005. – № 7. – С. 24-29.
3. Антонюк, В. Е. Технологические возможности повышения точности изготовления дисков и валов / В. Е. Антонюк // Технология машиностроения. – 2005. – № 6. – С. 43-48.
4. Современные технологии в производстве газотурбинных двигателей / А. Г. Братухин, Г. К. Язов., Б. Е. Карасев [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1997. – 416 с.
5. Шевченко, В. П. Экспериментальное исследование собственных колебаний конструктивно неоднородных цилиндрических оболочек / В. П. Шевченко, О. И. Власов, В. А. Каиров // Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – 2013. – №2 (68). – С. 122-127.
6. Заруцкий, В. А. О комплексных экспериментальных исследованиях устойчивости и колебаний конструктивно-неоднородных оболочек / В. А. Заруцкий, // Прикл. механика. – 2001. – Т.37, № 8. – С.38-67.
7. Kay, G. Failure Modeling of Titanium 6Al-4V and Aluminum 2024-T3 With the Johnson-Cook Material Model: research report (conclusion) / G. Kay, D. Lesuer ; Lawrence Livermore National Laboratory. – Virginia: National Technical Information Service (NTIS), 2003. – 17p.
8. Dorogoy, A. Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part I: Quasi-static Large Strain Testing / A. Dorogoy, D. Rittel // Experimental mechanics. – 2005. – vol. 45, №2. – pp. 167-177.
9. Dorogoy, A. Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part II: Dynamic Large Strain Testing / A. Dorogoy, D. Rittel // Experimental mechanics. – 2005. – vol. 45, №2. – pp. 178-185.
10. Baturin, O.V. Educational Optimization Software for Axial Compressor Flow Path Design / O. V. Baturin, C. Liu, P. Sun, K. Han // 2022 IEEE 5th International Conference on Electronics Technology (ICET 2022). – 2022. – pp. 381-385.
11. Ананьев, И. В. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование / И. В. Ананьев, П. Г. Тимофеев. – Москва: Машиностроение, 1965. – 526 с.

Research of strength parameters and dynamic characteristics of rotor parts of a promising small sized GTE

- D. V. Evdokimov** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Engine Production Technologies, Associate Professor of Strength of Materials Department, Senior Researcher of Research laboratory NIL-207; Samara National Research University, Samara; Leading Engineer of JSC «Aviaagregat»; dmitry.evd.ssau@gmail.com
- E. P. Filinov** | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Theory of Aircraft Engines named after V.P. Lukachev, Senior Researcher of Research laboratory NIL-207, Senior Researcher of «Advanced Aerospace Engineering School», с.н.с. KB-203 (Engine Engineering Design Bureau of Samara University); Samara National Research University, Samara; filinov@ssau.ru
- D. L. Skuratov** | Doctor of Science (Engineering), Professor; Samara National Research University, Samara
- Ya. A. Ostapyuk** | Researcher of NIL-207, Senior Lecturer of the Department of Aircraft Engine Theory named after V. P. Lukachev, Researcher of KB-203; Samara National Research University, Samara

The presented work demonstrates a study devoted to assessing the strength characteristics of the rotor elements of a promising small-sized gas turbine engine. The main feature is that the analysis of the stress-strain state of the engine rotor is carried out taking into account vibrations and resonant frequencies. In turn, the assessment of the dynamic characteristics of the rotor elements was carried out taking into account the conditions of their mutual contact. The research materials presented in this article will serve for further iterations of engine design.

Keywords: *strength; vibrations; gas turbine engine; vibration movements; stress-strain state; resonance; temperature fields; impeller*

Citation: Evdokimov, D. V., Filinov, E. P., Skuratov, D. L. and Ostapyuk, Ya. A. (2024), "Research of strength parameters and dynamic characteristics of rotor parts of a promising small sized GTE", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 1, pp. 29-39. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-1-29-39. (In Russian; abstract in English).

References

1. Akimov, V. M. (1981), *Fundamentals of reliability of gas turbine engines* [Osnovy nadezhnosti gazoturbinnnykh dvigateley : uchebnik dlya mashinostroit. spets. vuzov], Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, 207 p. (in Russian).
2. Antonyuk, V. E. (2005), "Dynamic stabilization of disk-type parts", *Strengthening technologies and coatings*, no. 7, pp. 24-29. (in Russian).
3. Antonyuk, V. E. (2005), "Technological possibilities for increasing the accuracy of manufacturing disks and shafts", *Mechanical engineering technology*, no. 6, pp. 43-48. (in Russian).
4. Bratukhin, A. G., Yazov, G. K., Karasev, B. E., Eliseev, Yu. S., Krymov, V. V. and Nezhurin, I. P. (1997), *Modern technologies in the production of gas turbine engines*, Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, 416 p. (in Russian).

5. Shevchenko, V. P., Vlasov, O. I. and Kairov, V. A. (2013), "Experimental study of natural vibrations of structurally inhomogeneous cylindrical shells", *News of NTUU "KPI". Machine-building series*, no. 2 (68), pp. 122-127. (in Russian).
6. Zarutsky, V. A. (2001), "On complex experimental studies of stability and vibrations of structurally inhomogeneous shells", *Appl. Mechanics*, vol.37, no. 8, pp. 38-67. (in Russian)
7. Kay, G. and Lesuer, D. (2003), *Failure Modeling of Titanium 6Al-4V and Aluminum 2024-T3 With the Johnson-Cook Material Model: research report (conclusion)*, Lawrence Livermore National Laboratory, National Technical Information Service (NTIS), Virginia, 17 p.
8. Dorogoy, A and Rittel, D. (2005), "Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part I: Quasi-static Large Strain Testing", *Experimental mechanics*, vol. 45, no. 2, pp. 167-177.
9. Dorogoy, A and Rittel, D. (2005), "Numerical Validation of the Shear Compression Specimen. Part II: Dynamic Large Strain Testing", *Experimental mechanics*, vol. 45, no. 2. pp. 178-185.
10. Baturin, O.V., Lyu, Ch., Sun, P. and Han, K. (2022), "Educational Optimization Software for Axial Compressor Flow Path Design", *2022 IEEE 5th International Conference on Electronics Technology (ICET 2022)*, pp. 381-385.
11. Ananyev, I. V. and Timofeev, P. G. (1965), *Vibrations of elastic systems in aircraft structures and their damping*, Mashinostroenie [Mechanical Engineering], Moscow, 526 p. (in Russian).