

УДК 539.3:621

Ю.С. Воробьев¹, В.Н. Романенко¹, Л.Г. Романенко², В.А. Потанин³,
В.В. Тарасов³

¹Институт проблем машиностроения им.А.Н.Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина,

²Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина,

³Открытое акционерное общество «Пензадизельмаш», г. Пенза, Россия

КОМПЛЕКСНЫЙ АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ ДЛЯ ТУРБОНАДДУВА МОЩНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Исследовано статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние рабочего колеса турбины турбокомпрессора с учетом центробежных сил, распределения температур и воздействия газового потока на лопаточный аппарат. Задача решалась методом конечных элементов в трехмерной постановке. Модель детально учитывает геометрию диска, пера лопатки, елочного замка и его взаимодействие с диском. Проведен анализ вынужденных колебаний лопатки турбины турбокомпрессора. Исследования позволили выявить зоны локализации напряжений и дать рекомендации по снижению их уровня на этапе проектирования конструкции.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, свободные и вынужденные колебания, локализация напряжений, форма колебаний, интенсивность напряжений, трехмерные модели, конечные элементы, турбокомпрессор, лопатка.

Введение

В связи с ужесточением условий работы современных газотурбинных установок повышаются требования к обеспечению прочности и надежности элементов конструкций и, в первую очередь, их лопаточного аппарата и замковой части диска. Именно прочностью этих деталей ограничивается дальнейший рост важнейших параметров: температуры газа перед турбиной и скорости вращения ротора. При этом реальное выполнение этих требований невозможно без комплексного анализа статической и вибрационной прочности лопаточного аппарата с учетом всех эксплуатационных факторов.

В работах [1-2] приведены примеры анализа некоторых задач, возникающих при этом. В данной работе анализируются дополнительные аспекты общей проблемы. Рассматривается рабочее колесо газовой турбины турбокомпрессора, которое находится в сложных условиях эксплуатации. Одновременное воздействие температурных полей, центробежных сил, статических и динамических нагрузок со стороны газового потока приводит к высокому уровню напряжений в конструкции.

Для решения задачи были разработаны конкретные трехмерные конечноэлементные модели объекта и методики расчета, учитывающие необходимые факторы. Это позволило провести многовариантные расчеты рабочего колеса турбины турбокомпрессора.

1. Расчет статического напряженно-деформированного состояния рабочего колеса

Объектом исследования является облопаченный диск турбины турбокомпрессора. Физические и механические свойства материалов диска и лопаток при расчете принимаются с учетом их изменения в зависимости от температуры. Диапазон изменения температуры вдоль радиуса диска от 310 °С до 520 °С, температура газа перед турбиной 600 °С.

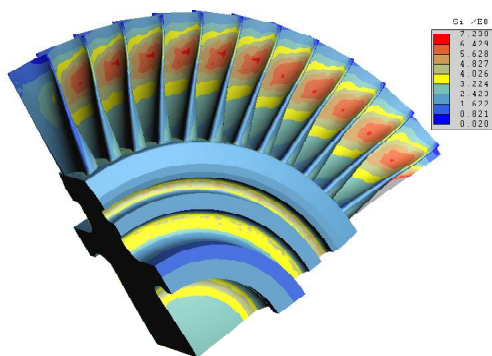
В работе [3] подробно изложена методика и вариационная постановка подобных задач. При комплексном исследовании вначале решаем температурную задачу, а затем определяем влияние на НДС рабочего колеса центробежных сил при скорости вращения ротора турбины 28000 об/мин.

Исследуемая конструкция имеет поворотную симметрию, поэтому для наглядности результаты расчетов в виде полей интенсивностей напряжений приведены на фрагменте конструкции (рис. 1). В связи с тем, что диск несимметричен относительно срединной плоскости поля напряжений, возникающие в нем, также несимметричны. Поэтому на рисунке приводятся поля интенсивностей напряжений в диске соответственно с двух сторон (рис. 1.а, 1.б).

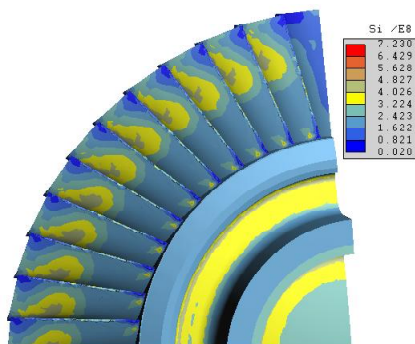
Максимальные напряжения в диске возникают на его поверхности со стороны дополнительного выступа, и не превышают допустимых напряжений для исследуемого материала в рабочем диапазоне температур. Более высокие максималь-

ные интенсивности напряжений возникают в средней части лопаток и в отдельных локальных зонах они достигают 720 МПа, что не превышает допустимые напряжения для материала лопатки.

жений от центробежных сил в замке гораздо выше, но не превышают допустимых. На рис.2 приведены поля интенсивностей напряжений в замковом соединении диск-лопатка с учетом всех факторов.



a)



b)

Рис. 1 Поля интенсивностей напряжений в диске турбины турбокомпрессора на максимальных оборотах вращения ротора турбокомпрессора

Для детального изучения НДС замкового соединения лопатки с диском построена его трехмерная конечноэлементная модель, которая отличается густой сеткой разбиения с учетом конфигурации зубьев, как хвостовика лопатки, так и пазов диска. Учитывалось контактное взаимодействие хвостовик-диск, по верхним зубьям хвостовика задавалось совпадение с поверхностью диска. При этом следует отметить, что диск и контактирующий с ним хвостовик изготовлены из разных материалов. Материал диска обладает более низкими прочностными свойствами, чем материал лопаток.

Максимальные температурные напряжения возникают в области замка, как в хвостовике лопатки, так и в пазах диска. Но эти напряжения, возникающие в локальных зонах, гораздо ниже опасных напряжений и составляют порядка 500 МПа, тогда как интенсивности напря-

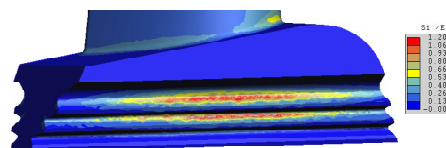
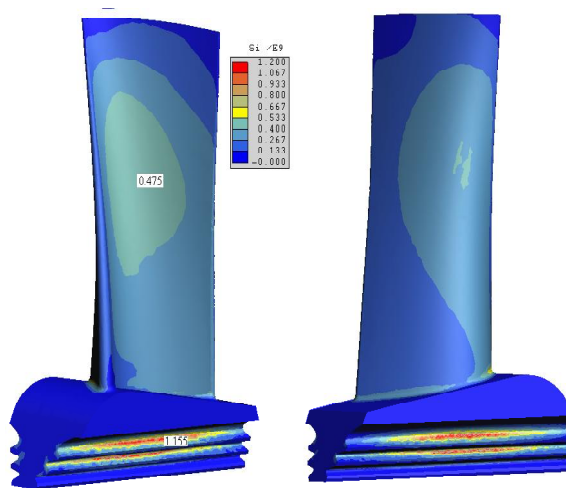
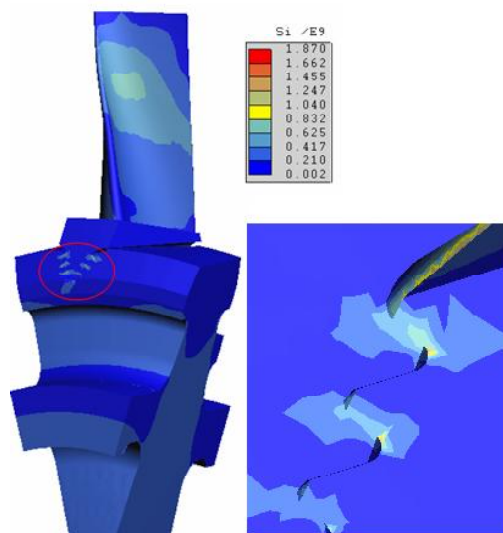


Рис. 2 Поля интенсивностей напряжений в лопаточном аппарате турбокомпрессора под действием центробежных сил и температурных полей

2. Расчет вынужденных колебаний лопаточного аппарата

Анализируются собственные частоты, а также соответствующие формы перемещений и напряжений лопаток, выполненные из мартенситных жаропрочных и хромоникельмолибденовых сталей.

Вынужденные колебания лопаток данной турбины турбокомпрессора обусловлены тремя причинами: периодическим изменением давления газа в коллекторе, окружной неравномерностью давления газа перед сопловым аппаратом с периодом, равным времени одного оборота турбины, и неравномерностью давления за сопловым аппаратом.

Решение ищем в виде разложения по собственным формам колебаний с учетом всех факторов.

Расчет вынужденных колебаний лопаточного аппарата показал, что интенсивности напряжений, вызываемые нестационарной газодинамической нагрузкой, оказываются значительно

ниже статических напряжений в лопатках от действия центробежных сил. Максимальные интенсивности напряжений в пере лопатки при нерезонансных вынужденных колебаниях не превышают 6,7 МПа и с учетом их совместного действия с центробежными силами не представляют опасности.

Анализ колебаний исследуемой системы показывает возможность возникновения резонансов на переходных режимах на первой форме колебаний, вызванного пятой и шестой гармоникой возмущающей силы. Наиболее опасной оказывается пятая гармоника нестационарных возмущающих сил. Поля перемещений и напряжений при колебаниях, вызванных этой гармоникой, представлены на рис. 3. Зона максимальных напряжений лежит в середине пера лопатки, а для более высоких форм она смещается к периферии, захватывая входную и выходную кромку лопатки. Интенсивность максимальных напряжений при этом возрастает, но не превышает 450 МПа, что заметно ниже опасных напряжений.

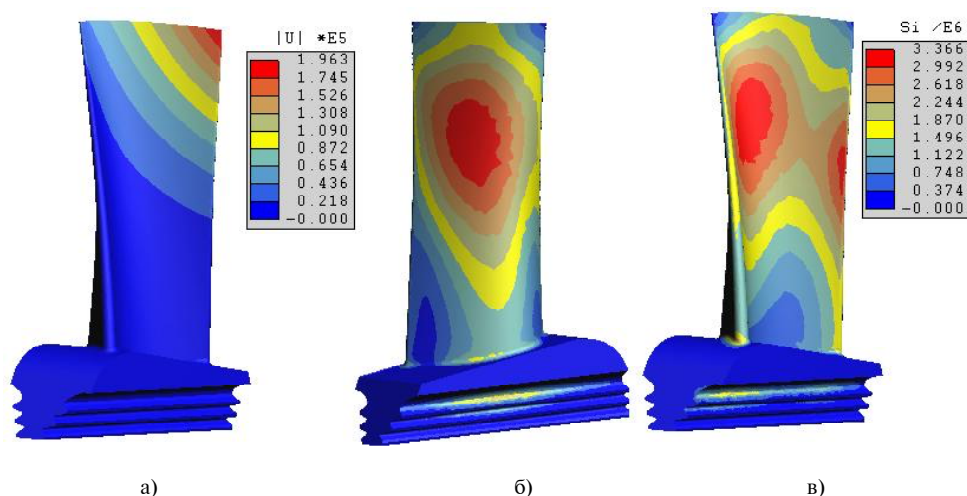


Рис.3 Поля перемещений (а) и интенсивностей напряжений (б, в) при вынужденных колебаниях, вызванных пятой гармоникой пульсации давления для лопатки турбины турбокомпрессора

Заключение

Проведен всесторонний анализ статической прочности, свободных и вынужденных колебаний и динамического НДС элементов конструкции турбины турбокомпрессора с учетом особенностей геометрии и характера нагружения конструкции.

Выявлены зоны локализации напряжений и показано влияние эксплуатационных факторов на уровень напряжений, возникающих в элементах турбокомпрессора. Даны рекомендации по снижению опасных напряжений.

Определение зон максимальных интенсивностей напряжений позволило вносить изменения в

геометрию элементов конструкции на этапе ее проектирования. С целью снижения общего уровня напряжений для обеспечения надежной работы конструкции предложен оптимальный режим работы турбины турбокомпрессора, обоснована целесообразность использования выбранных материалов для изготовления элементов конструкции.

Путем проведения многовариантных расчетов были определены геометрические размеры и безопасные режимы работы, которые обеспечивают надежную работу лопаточного аппарата турбины.

Решение таких задач позволяет провести всесторонний анализ статической прочности, сво-

бодных и вынужденных колебаний и динамического НДС элементов конструкции турбины турбокомпрессора, выявить зоны локализации напряжений и дать рекомендации по обеспечению прочности конструкции и выбору материалов для дисков и лопаток турбин.

Перечень ссылок

1. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Романенко Л.Г., Потанин В.А. Статическая и динамическая прочность лопаточного аппарата турбины турбокомпрессора. // Вестник двигателестроения. – 2008. - №3 – С.86-90

2. Воробьев Ю.С., Романенко Л.Г., Романенко В.Н., Потанин В.А. Расчет вращающегося направляющего аппарата турбокомпрессора // Авиационно-космична техніка і технологія. – Нац. Аерокосмічний університет ім.М.Є.Жуковського “Харківський авіаційний інститут”, - 2006. – Вип.9(35).- С.83-85.

3. Воробьев Ю.С., Шепель А.И., Романенко Л.Г., Водченко В.Н., Сапелкина З.В. Конечноеэлементный анализ собственных колебаний статически напряженных лопаток турбомашин на основе трехмерной модели // Пробл. прочности. - 1990. - №7, с.88-86.

Поступила в редакцию 12.05.2011

Ю.С. Воробйов, В.М.Романенко, Л.Г.Романенко, В.О.Потанін, В.В.Тарасов. Комплексний аналіз міцності газової турбіни для турбонаддуву потужних дизелів

Досліджено статичний та динамічний напружено-деформований стан робочого колеса турбіни турбокомпресора з урахуванням відцентрових сил, розподілу температур та впливу газового потоку на лопатковий апарат. В роботі використано метод скінченних елементів в тривимірній постановці. Модель детально враховує геометрію диска, пера лопаток, ялинкового замка та його взаємодію з диском. Проведено аналіз вимушених коливань лопаток турбіни турбокомпресора. Дослідження надали можливість виявити зони локалізації напружень і надати рекомендації стосовно їх зниження на етапі проектування конструкції.

Ключові слова: напружено-деформований стан, вільні та вимушені коливання, локалізація напружень, форми коливань, інтенсивності напружень, тривимірні моделі, турбокомпресор, лопатка.

Yu.S.Vorobyov, V.N.Romanenko, L.G.Romanenko, V.A.Potinin, V.V.Tarasov. Complex analysis of strength of gas turbine for powerful turbodiesels

The static and dynamic stress-strain state of turbine wheel of turbo-compressor is investigated taking into account centrifugal forces, temperature distribution and influence of gas stream on blading. Finite elements method and three-dimensional models are used in paper. Model in detail takes into account geometry disk, blade, lock and his interaction with a disk. The analysis of the forced vibrations of turbine blade turbo-compressor is developed. Researches allowed to expose the areas of stress localizations and give recommendations on the lowering their level on the stage of structure project.

Key words: stress-strain state, freeand forced vibrations, stress localization, vibrations forms, stress intensity, 3D model, turbo-compressor, blade.