

Снижение виброактивности двигателя ГТД-110 и повышение стабильности его вибрационных характеристик в составе ГТЭ-110

В. В. Романов, А. Н. Климов – ООО «Инжиниринговый центр «Газотурбинные технологии», Москва

М. К. Леонтьев, С. А. Дегтярев, А. В. Давыдов – ООО «Альфа-Транзит», Химки

В статье представлены отдельные результаты математического моделирования динамических характеристик ГТД-110 в среде программной системы Dynamics R4 (www.alfatran.com). В процессе работ создавалась модель двигателя, проводились ее валидация, параметрические исследования и, наконец, выработывались рекомендации для решения поставленной задачи.

Общие замечания

Заявленная задача не может быть решена без детального и глубокого изучения динамических характеристик двигателя, которые могут быть получены как в результате математического моделирования, так и в процессе специальных экспериментальных исследований. Наилучший результат дает объединение знаний, полученных в обоих случаях.

ГТД-110 представляет собой обновленный газотурбинный двига-

тель, установленный на подмоторной раме (*фото 1*).

На подмоторную раму он опирается через два пояса подвески (*фото 2*). В верхней части рамы в районе опорного венца компрессора устанавливается передняя опора двигателя, фиксирующая двигатель от осевых перемещений. В районе опорного венца турбины устанавливаются две гибкие пластинчатые опоры.

В середине рамы в районе опорного венца турбины устанавливается



*Фото 1.
Общий вид корпуса,
подвески и рамы
ГТД-110 со стороны
компрессора*

так называемый фикс-пункт для фиксации двигателя в поперечном направлении.

Податливость подmotorной рамы двигателя оказывает существенное влияние на общую динамику двигателя. Это связано с опорой двигателя в трех точках (пластина под компрессором и две стойки у турбины) на подmotorную раму, которая опирается на фундаментную раму не по всей длине балок, а в четырех угловых точках. Такой монтаж двигателя на подmotorной раме является существенным при создании общей динамической модели корпуса и подвески двигателя.

Модель двигателя создавалась с учетом рекомендаций российских стандартов и стандарта американского института нефти (API Recommended Practice 684, Second edition, August 2005) [1]. При создании модели проводилась ее валидация по геометрическим, инерционным и экспериментальным данным, полученным из различных источников.

Процесс создания модели двигателя делится на две основные части – создание модели статора и модели ротора. Модель статора включает в себя корпус двигателя с опорными узлами, в которых размещаются сегментные подшипники скольжения, подвеску двигателя и подmotorную раму. Модель ротора включает компрессорную и турбинную части ротора с валами и дисками.

Модель статора и ее валидация

Критерием правильности моделирования динамической системы статора двигателя были результаты экспериментов, приведенных в техническом отчете ВТИ «Результаты испытаний статорной части ГТД с определением податливости опор» [2]. Испытания проводились после удаления ротора ГТД на заводе, сборки корпуса и его установки на стенде Ивановской ГРЭС. Сам эксперимент проводился при возбуждении колебаний корпуса на подвеске в диапазоне частот от 500 до 3000 об/мин круговым вибратором, последовательно устанавливаемым

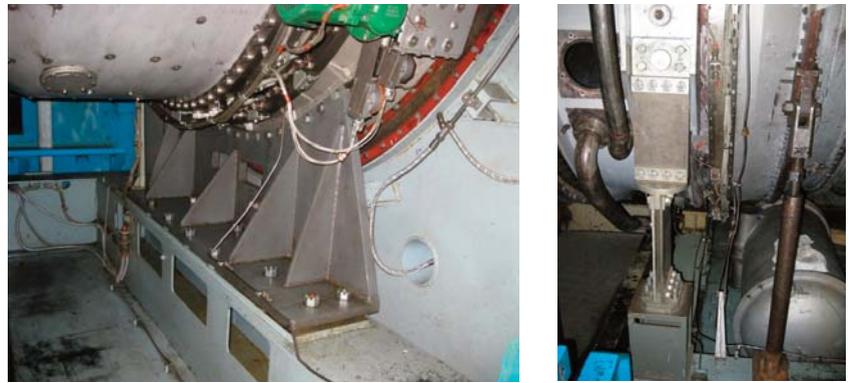


Фото 2. Узлы переднего и заднего пояса подвески двигателя

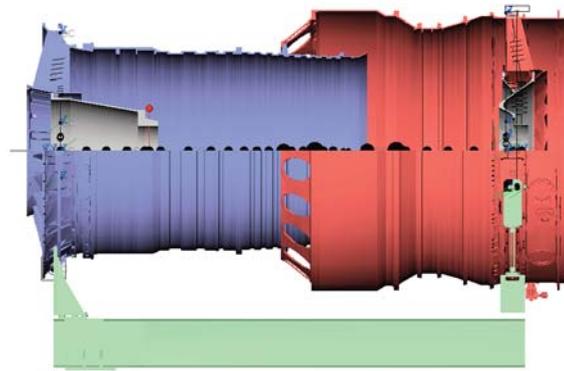


Рис. 1. Модель статора двигателя

| Частоты и формы собственных колебаний (эксперимент и расчеты) | | | | Таблица 1 | |
|---|--|------------------------|--|-----------|--|
| Эксперимент | | Модель | | | |
| 651 мин ⁻¹ | | 650 мин ⁻¹ | | | |
| 1300 мин ⁻¹ | | 1295 мин ⁻¹ | | | |
| 1360 мин ⁻¹ | | 1350 мин ⁻¹ | | | |
| 1780 мин ⁻¹ | | 1786 мин ⁻¹ | | | |

мым в корпус подшипника компрессора и корпус подшипника турбины. В процессе эксперимента определялись резонансные частоты корпуса и коэффициенты динамической податливости (ДП).

При создании модели статора были учтены условия сборки корпусов, положение кругового вибратора и его массы с оснасткой крепления, положение подвески, точек вывода результатов измерений (рис. 1).

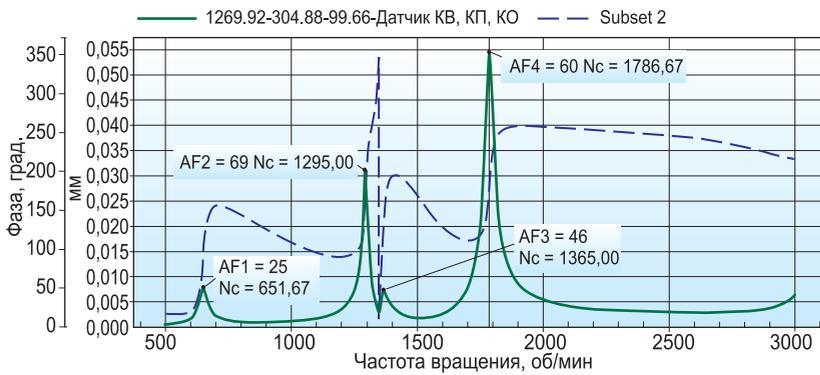


Рис. 2. Расчетные АЧХ и ФЧХ датчика на корпусе компрессора, вертикальное направление

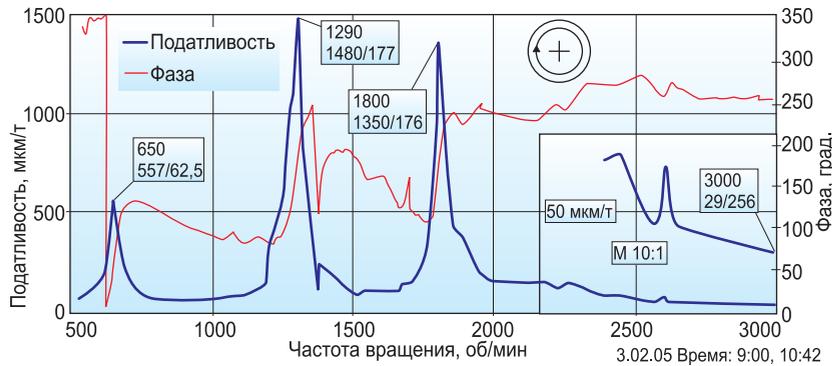


Рис. 3. Экспериментально полученная кривая ДП в плоскости опоры компрессора, вертикальное направление [2]

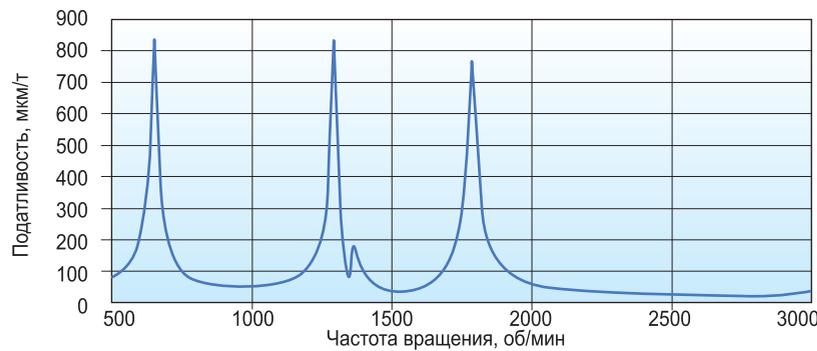


Рис. 4. Расчетная динамическая кривая ДП в плоскости опоры компрессора, вертикальное направление

Расчетные частоты и формы собственных колебаний модели статора верифицировались по экспериментальным данным ВТИ (табл. 1). Расчетные и экспериментально полученные динамические податливости статора использовались для общей валидации форм колебаний по всем датчикам. На рис. 2, 3, 4 в каче-

стве примера представлены результаты валидации по ДП, полученные для вертикального датчика компрессора, с возбуждением опоры компрессора.

Следует отметить, что коэффициенты динамической податливости зависят не от дисбаланса, а только от вида формы и ее демпфирования.

Отличия по величинам ДП объясняются незнанием точного распределения конструкционного демпфирования по статору двигателя. Тем не менее, полученный результат показывает, что модель для данного датчика настроена вполне удовлетворительно. Аналогичные результаты были получены и для других датчиков.

Модель двигателя и ее валидация

Полная динамическая модель двигателя ГТД-110 (рис. 5) создавалась и исследовалась в силу наличия подшипников скольжения как квазилинейная система. С ее помощью решались задачи по определению частот и форм собственных колебаний, определялись критические частоты вращения, исследовалось влияние на них подшипников скольжения, проводился параметрический анализ, решались задачи о вынужденных колебаниях двигателя.

Предварительный анализ по методике API показал, что двигатель можно исследовать отдельно от турбогенератора, однако в расчетах полной модели валопровода ГТЭ-110 (рис. 6) было замечено влияние турбогенератора на динамику двигателя.

На рис. 7 представлена карта собственных частот модели двигателя с турбогенератором в диапазоне до 3300 об/мин.

При анализе карты обращают на себя внимание критические частоты 2847,8 и 2960,8 об/мин (табл. 2). Близость соответствующих форм колебаний к рабочей частоте 3000 об/мин может сопровождаться повышенными вибрациями. С учетом их вида балансировка ротора двигателя должна проводиться преимущественно с уменьшением моментной неуравновешенности, т. е. кососимметричного распределения дисбалансов.

Валидация модели всего двигателя проводилась по экспериментальным данным, полученным в результате эксплуатации двигателей

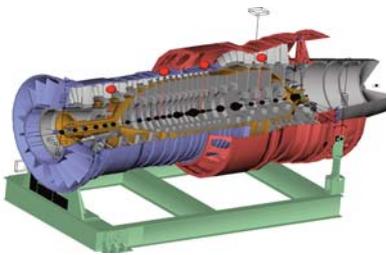


Рис. 5. Модель двигателя, собранная из моделей статора и ротора



Рис. 6. Динамическая модель ГТЭ-110 в Dynamics R4

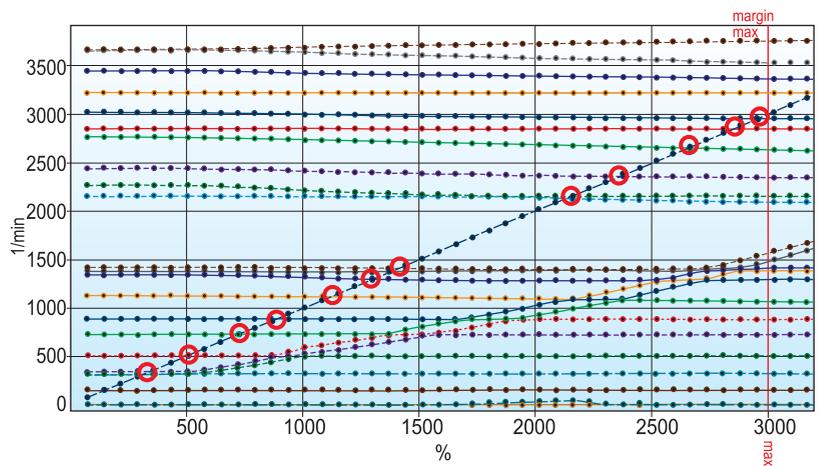


Рис. 7. Карта собственных частот ГТЭ-110. Выделены критические частоты вращения и рабочий режим

ГТД-110 № 2, 3 и 4 в разное время в составе ГТЭ-110.

На рис. 8 представлены экспериментальные среднеквадратические значения (СКЗ) виброскорости для этих двигателей. На эти же графики наложены аналитические кривые, полученные при моделировании с различными распределениями дисбалансов ротора. На экспериментальной кривой ГТД № 2 резонансные режимы выделяются на частотах

| Частоты и формы собственных колебаний ГТЭ-110 | | Таблица 2 |
|---|---------------------------------|-----------|
| <p>2847,8 (47,5 Hz, 1,98 %)</p> | <p>2960,8 (49,3 Hz, 2,34 %)</p> | |

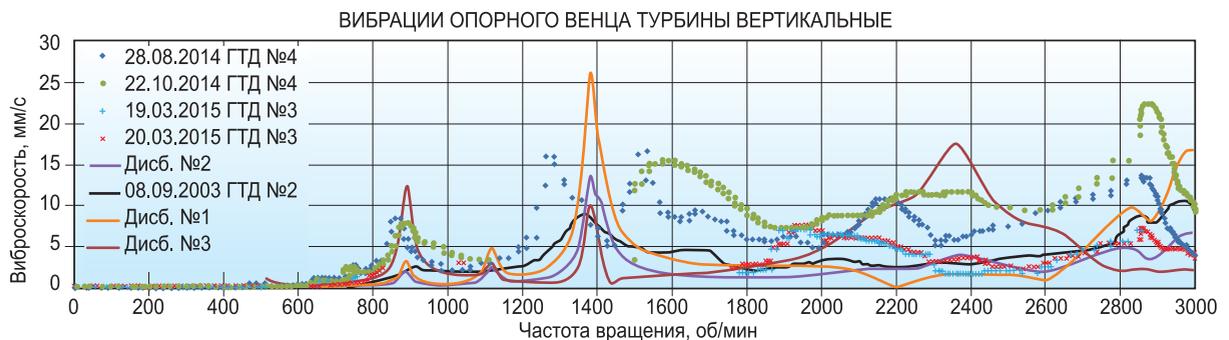
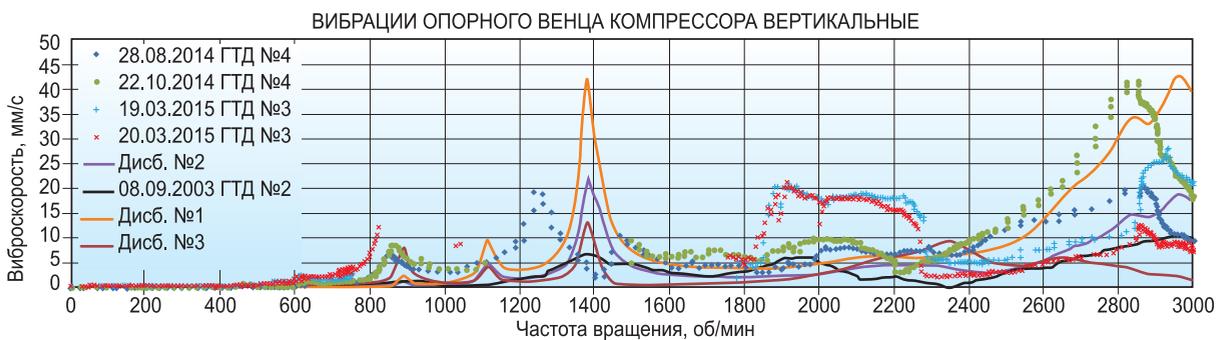


Рис. 8. Вертикальные вибрации корпусов компрессора и турбин

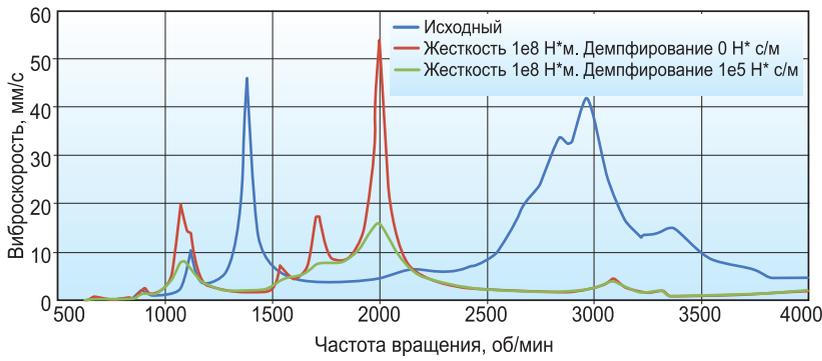


Рис. 9. АЧХ по датчику компрессора, вертикальный

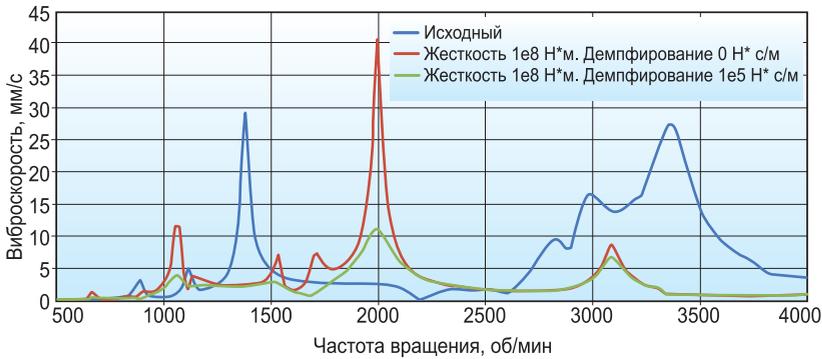


Рис. 10. АЧХ по датчику турбины, вертикальный

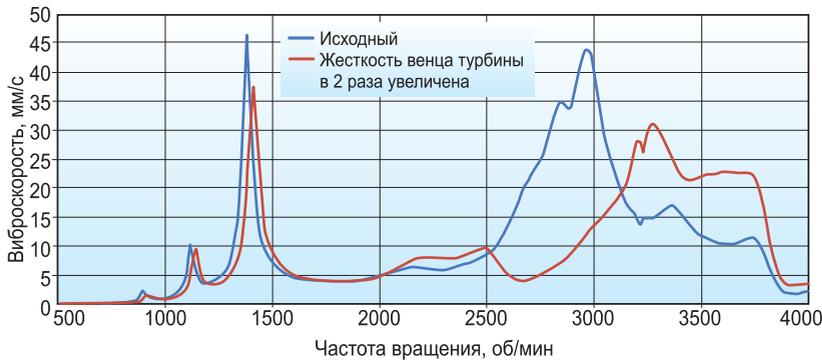


Рис. 11. АЧХ по датчику компрессора, вертикальный

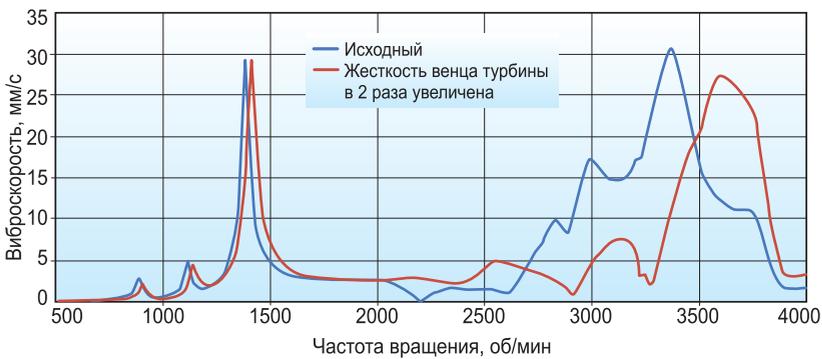


Рис. 12. АЧХ по датчику турбины, вертикальный

900, 1350, 2000, 2980 об/мин, 1050 об/мин и др. Можно отметить некоторое отличие в резонансных частотах для двигателей № 3, № 4 (эксперименты 2015 г.) с двигателем № 2 (эксперимент 2003 г.), что можно объяснить индивидуальными характеристиками двигателей. Вместе с тем следует напомнить, что валидация модели двигателя проводилась по ДП, полученным для статора двигателя № 2. Положение расчетных резонансных режимов и значения амплитуд двигателя близки к полученным в эксплуатации двигателя № 2. Модель, как и экспериментально полученные АЧХ для всех номеров двигателя, показывает наличие резонансной зоны вблизи рабочего режима. Она в конечном счете и определяет как уровень вибраций на режиме, так и их стабильность.

Оценка влияния конструктивных параметров

Методика оценки возможных изменений в конструкции двигателя с целью изменения положения резонансного режима базируется на распределении потенциальной энергии колебаний на соответствующей этому резонансу форме колебаний ротора. В большинстве случаев элементы модели с большей долей потенциальной энергии управляют положением частоты собственных колебаний, т. е., меняя жесткость этих элементов, можно добиться и ее сдвига в частотном диапазоне.

Результаты изменения конструкции оцениваются по нескольким параметрам:

1. Соответствие расположения критической частоты вращения (потенциального резонансного режима) требованию удаленности от рабочего режима, например, в соответствии со стандартом API [1].
2. Соответствие достигаемого уровня вибраций от принятого распределения дисбалансов по пороговым значениям.
3. Низкая чувствительность конструкции двигателя к изменениям в распределении дисбалансов и их

значениям, т. е. после балансировки уровень общих вибраций на режиме не превышает допустимого в эксплуатации порогового значения (в нашем случае СКЗ не должно превышать по любому из датчиков вибраций 11,2 мм/с).

Задача ставится так: найти варианты минимальных изменений опорных узлов конструкции двигателя, которые могут устранить резонансные частоты вблизи рабочего режима.

Расчеты показали, что снизить или увеличить резонансную частоту через изменение параметров подшипников скольжения не представляется возможным. Подшипники скольжения двигателя обладают сверхвысокой жесткостью, и на фоне высокой податливости остальных узлов конструкции их влияние на общую динамику двигателя незначительно.

Из распределения энергий колебаний по формам колебаний с частотами 2847,8 и 2960,8 об/мин было выявлено, что основными элементами, влияющими на положение резонансных частот, являются опорные венцы компрессора и турбины. Существует

два варианта устранения резонанса из рабочего диапазона: снижение жесткости опорных узлов двигателя и увеличение их жесткости.

Результаты анализа (рис. 9, 10) показывают, что включением упругих элементов в опорные узлы ротора компрессора и турбины можно убрать резонансный режим из рабочего диапазона. Вместе с тем в зоне низких оборотов (проходные режимы) наблюдается рост вибраций. Подавить их можно включением в опоры ротора демпферов. Для распределения дисбалансов по кососимметричной форме на рабочем режиме 3000 об/мин амплитуда колебаний компрессора снижается с ~40 до ~2 мм/с. Амплитуда колебаний по турбине снижается с ~17 до ~3 мм/с. Аналогичные результаты получены и по другим датчикам.

Результаты расчетов модели с увеличенной жесткостью опорных венцов компрессора и турбины показаны на рис. 11, 12. Можно отметить, что увеличение жесткости опорного венца компрессора кардинально не меняет ситуацию с поло-

жением резонансных режимов. Увеличение жесткости венца турбины сдвигает резонансную частоту 2960,8 об/мин вверх на ~300 об/мин. Не выполняются условия стандарта API [1]. Вместе с тем амплитуды виброскорости по компрессору снижаются на режиме 3000 об/мин почти в три раза – с 43 до 14 мм/с, на турбине – с 17 до 5 мм/с.

Результаты проведенных исследований определяют только направления работ, позволяющих улучшить общую динамику ГТД-110. Конструкторам остается выбрать наиболее эффективные и наименее затратные решения и реализовать их в конструкции двигателя. 

Литература

1. *API Standard Paragraphs Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train torsionals, and Rotor Balancing (API RP 684), Second Edition, august 2005.*

2. *Технический отчет. Результаты испытаний статорной части ГТД с определением податливости опор. РАО «ЭС России», ВТИ, 2005. - 55 с.*