



Использование цифровой модели вакуумного разгонно-балансировочного стенда для подготовки и планирования испытаний роторов авиационных двигателей

- | | |
|-------------------------|--|
| К. В. Шапошников | PhD, инженер-исследователь;
инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин ООО «Альфа-Транзит», Москва;
kvshaposhnikov@alfatran.com |
| С. А. Дегтярев | руководитель направления;
инженерно-консультационный центр по роторной динамике турбомашин ООО «Альфа-Транзит», Москва;
degs@alfatran.com |
| В. М. Рыженков | кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры 205 «Технология производства двигателей летательных аппаратов»;
Московский авиационный институт, Москва;
balans@list.ru |
| М. К. Леонтьев | доктор технических наук, профессор, профессор кафедры 203 «Конструкция и проектирование двигателей»;
Московский авиационный институт, Москва;
lemk@alfatran.com |

В работе представлена цифровая модель вакуумного разгонно-балансировочного стенда МАИ. Рассмотрен отечественный и зарубежный опыт использования вакуумных стендов для балансировки роторов и исследовательских целей. Описан пример использования представленной цифровой модели разгонно-балансировочного стенда для проработки схемы компоновки ротора высокого давления авиационного двигателя малой степени двухконтурности внутри стенда перед проведением испытаний. Показан пример использования конечно-элементной модели вакуумного стенда для выявления резонансных режимов, связанных с совместными колебаниями динамической системы «стойки – стенд». Рассмотрены вопросы учёта демпфирования при подготовке расчётных динамических моделей стенда. Представлена динамическая стержневая модель вакуумного стенда в DYNAMICS R4 для последующего использования в расчётах, связанных с расчётами динамики роторов. Рассмотрены вопросы подготовки и верификации расчётных моделей роторов на примере верификации стержневой модели ротора высокого давления по результатам виртуальных модальных испытаний, проведённых для основной силовой линии ротора на базе его твердотельной конечно-элементной модели. Описан принцип создания стержневой модели колебательной системы «ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд». Показан пример использования динамической модели вакуумного стенда для планирования динамических испытаний ротора высокого давления на стенде, связанных с исследованием конструктивных мероприятий по сборке ротора на его виброактивность в диапазоне рабочих скоростей. Рассмотрен пример использования динамической модели стенда для подготовки к испытаниям, связанным с проверкой работы демпферов при испытании ротора на стенде.

Ключевые слова: авиационный двигатель; виртуальные испытания; модальные испытания; собственные частоты; динамика роторов; разгонно-балансировочный стенд; балансировка роторов; моделирование; DYNAMICS R4

Цитирование: Шапошников, К. В. Использование цифровой модели вакуумного разгонно-балансировочного стенда для подготовки и планирования испытаний роторов авиационных двигателей / К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, В. М. Рыженков, М. К. Леонтьев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №3. – С. 58-80. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-58-80

Введение

В настоящее время большинство производителей современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) использует технологию поэлементной балансировки деталей роторов вместе с последующей низкочастотной динамической балансировкой сборных роторов в двух плоскостях коррекции. Данный подход обоснован тем, что использование поэлементной балансировки и специальных способов сборки роторов позволяет ограничить уровень остаточных дисбалансов до значений, которые не вызывают на эксплуатационных скоростях вращения существенных прогибов роторов. Использование данной технологии балансировки в серийном производстве требует обеспечения высокой точности поэлементной балансировки и сборки таких роторов. Уровень начальных дисбалансов сборного ротора в основном зависит от линейной (эксцентриситет) и угловой (перекос) несоосности установки дисков относительно оси вращения ротора на жёстких опорах [1]. Для роторов барабанно-дисковой конструкции несоосность каждого из дисков зависит от несоосности всех других дисков (звеньев роторного пакета) и является накопленной. Для повышения точности балансировки необходимо определение и устранение погрешностей от несовмещения установочных баз при сборке роторов и погрешностей в технологической системе «станок – оснастка – ротор» [2]. Производственные погрешности изготовления деталей и сборочных единиц (ДСЕ), сборки и низкочастотной балансировки гибких роторов приводят к необходимости высокочастотной балансировки на вакуумных разгонно-балансировочных стендах (РБС) [3]. Использование вакуума в камере РБС значительно снижает необходимую мощность для вращения ротора и выведения его на рабочие обороты, а также исключает влияние аэродинамического дисбаланса, затрудняющего определение влияния механического дисбаланса на вибрацию ротора.

РБС нашли широкое применение в энергомашиностроении для серийной балансировки гибких роторов паровых [4] и газовых турбин [5], а также роторов электрогенераторов [6]. Мировым лидером производства промышленных РБС является компания Schenck RoTec GmbH (Дармштадт, Германия) [7]. Особенностью РБС компании Schenck является наличие капитального бронезащитного укрытия, обеспечивающего надёжную защиту персонала в случае разрушения ротора в процессе испытаний, а также комплекты стоек различной грузоподъёмности с возможностью регулировать их жёсткость в определённом диапазоне. Вакуумные РБС фирмы Schenck могут также использоваться для исследования динамики горячих роторов. Для этого стенд оснащают специальным термокожухом, использование которого позволяет проводить радиационный нагрев участков ротора внутри термокожуха до горячего состояния [8]. Стоит отметить, что строительство таких стендов занимает длительное время и требует огромных капиталовложений.

Однако отечественные двигателестроители могут и сами осваивать технологии строительства РБС, не обязательно прибегая к готовым решениям от известных производителей. Отметим, что в распоряжении современных российских инженеров по части проектирования вакуумных РБС имеется большая теоретическая [9] и практическая база [10], подготовленная научными сотрудниками Московского авиационного института, где с 1948 года велись работы по исследованию и уравниванию полноразмерных роторных систем авиационных двигателей на их рабочих скоростях. Для решения исследовательских задач коллектив института под руководством М. Е. Левита разработал и построил серию собственных вакуумных РБС

уникальной конструкции. Принципиальная схема одного из таких РБС подробно описана в статьях [10-11]. Принципы расчёта вакуумных камер РБС на прочность подробно изложены в работе [12]. В [1] отмечено, что вакуумные балансировочные стенды целесообразно использовать в качестве исследовательского оборудования в опытном производстве и в научно-исследовательских институтах для экспериментальных исследований динамики и условий уравнивания роторов разрабатываемых изделий. Применение вакуумных РБС не ограничено только функциями балансировки, но также позволяет оценить динамику поведения ротора в собственных подшипниках с демпферами при разгоне ротора до рабочего режима и последующем выбеге. РБС может использоваться для исследования влияния модульной низкочастотной балансировки отдельных деталей и сборочных единиц (ДСЕ) ротора на общую динамику сборного ротора на рабочих режимах. Применение РБС может существенно помочь при исследовании влияния технологических и конструктивных мероприятий, связанных со сборкой ротора, на его устойчивое поведение на рабочих режимах с возможностью диагностики дефектов, возникающих в сборке, а также оценить динамический дисбаланс ротора. В камере РБС можно проводить испытания, связанные с исследованием влияния технологических и конструктивных параметров опор на динамику ротора, а также исследовать динамическое поведение ротора для случаев отключения подачи масла в каждый из демпферов ротора или во все демпфера одновременно. Использование РБС также позволяет проводить разгонные испытания роторов до частот, превышающих рабочую скорость на 20-30%, с последующей выдержкой на этих скоростях в течении предусмотренного по нормам прочности времени.

В работах [13, 14] описан опыт специалистов ОКБ им. А. Льюльки по использованию камеры вакуумного РБС для исследования динамики ротора высокого давления (РВД) двигателя АЛ-31Ф и для верификации его расчётной модели. Стоит отметить, что использование РБС для исследовательских целей позволяет располагать внутри камеры стенда датчики вибрации в местах, которые при работе ротора в составе двигателя либо являются технологически труднодоступными, либо находятся в очень горячих зонах. Использование камеры РБС также даёт возможность более просто осуществить фазометрирование роторов двигателя. Расположение датчиков перемещений по длине ротора вместе с установкой фазоотметчика в камере РБС позволяет исследовать пространственную форму линии упругого прогиба ротора на различных режимах.

Вблизи критических скоростей упругая линия ротора при внешнем возбуждении будет принимать вид формы колебаний, соответствующей данному резонансному режиму, тогда как между резонансными режимами форма вынужденных колебаний ротора будет определяться его упругими свойствами и распределением дисбалансов по его длине. Если форма вынужденных колебаний отличается от формы собственной частоты при балансировке вблизи критической скорости, то снижение вибраций на резонансном режиме может сопровождаться увеличением вибраций на рабочем режиме. Влияние может быть отслежено в рамках расчётов на модели. Исследование пространственной линии упругого прогиба ротора на рабочих режимах позволяет оценить положение её максимальных прогибов по длине и определить направление её прецессии. Полученную экспериментальным путём линию упругого прогиба можно сопоставить с аналогичной, полученной расчётным путём при проведении анализа вынужденных колебаний ротора, и по её форме определить закон распределения дисбалансов по длине ротора. Однако стоит помнить, что недостаточное количество датчиков, установленных по длине ротора, может привести к ошибочной интерпретации пространственной упругой линии прогиба ротора на режиме [15].

Активно используют вакуумные РБС и зарубежные производители авиационных двигателей. В работе [16] приведён пример использования РБС для исследования влияния конструкции демпферов из эластомеров на динамику ротора свободной силовой турбины двигателя Т-

55. Использование вакуумного РБС описано в работе [17] для подтверждения расчётных динамических характеристик свободной силовой газовой турбины РТ8-55.

В процессе подготовки к высокочастотным испытаниям и балансировке роторов авиационных двигателей в РБС необходимо проводить предварительные расчёты по прогнозированию их динамического поведения в камере для обеспечения безопасной работы в составе стенда. Проведение таких расчётов сопряжено с определёнными трудностями, связанными как с подготовкой расчётной модели ротора, так и с подготовкой расчётных моделей технологической оснастки и камеры РБС. Целью настоящей статьи является описание принципа подготовки расчётных моделей для проведения высокочастотных испытаний в камере РБС, а также описание принципа моделирования динамики установленного в камере ротора при использовании цифровой модели камеры РБС. При проведении испытаний на реальных объектах доступность ротора для испытаний может быть ограничена по времени. В таком случае не останется запаса на пуско-наладочные работы и анализ предварительных результатов экспериментов. Проведение предварительных виртуальных испытаний с использованием цифровой модели РБС позволит повысить результативность и информативность экспериментальных испытаний за счёт более тщательной проработки этапа планирования эксперимента.

1 Цифровая модель камеры РБС

Для подготовки и планирования различных видов испытаний в РБС разработана цифровая модель стенда на примере РБС МАИ (рисунок 1, *а*). Цифровая модель РБС создавалась с учётом рекомендаций, предъявляемых к цифровым моделям и регламентируемых стандартом [18]. Цифровая модель РБС представляет собой систему математических и компьютерных моделей (3D модели, конечно-элементная (КЭ) модель, динамическая модель), а также пакет электронной документации (рисунок 1, *б*).



Рисунок 1 – Вакуумный разгонно-балансирующий стенд МАИ:
а – общий вид; *б* – цифровая модель

При подготовке к испытаниям трёхмерная модель РБС используется для отработки процесса установки ротора внутри камеры перед проведением испытаний, разработки схемы протаривания ротора необходимыми датчиками, а также для выбора способа их крепления в камере стенда. Пример использования геометрической модели РБС для проработки схемы компоновки ротора высокого давления (РВД) авиационного двигателя малой степени двухконтурности внутри камеры перед проведением испытаний представлен на рисунке 2, *а*. Мо-

дель РВД с оснасткой размещена внутри модели РБС на стойках компрессора (КВД) и турбины высокого давления (ТВД). Цифровая модель РБС также используется для формирования динамической модели ротора на опорах стенда, необходимой для исследования динамики ротора в камере РБС перед проведением испытаний (рисунок 2, б).

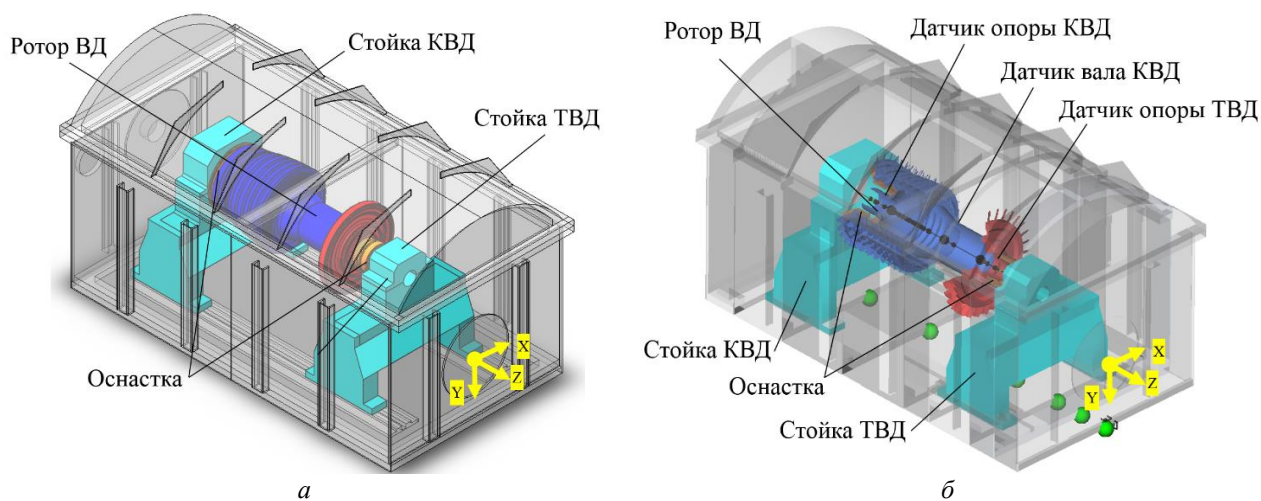


Рисунок 2 – Ротор высокого давления с оснасткой для испытаний с собственными подшипниками на вакуумном стенде:
 а – геометрическая модель; б – динамическая модель в DYNAMICS R4

Наличие цифровой модели позволяет существенно ускорить процесс формирования электронной документации, необходимой для изготовления соответствующей оснастки: стоек, технологических оправок для установки ротора в камере РБС в собственных или технологических подшипниках. Сформированная на базе цифровой модели твердотельная КЭ модель позволяет оценить собственные частоты как самой камеры РБС, так и камеры с установленными в ней стойками. Для выявления потенциально опасных резонансов проводят анализ вынужденных колебаний динамической системы от воздействия гармонической силы. Уравнение движения динамической системы при этом имеет вид:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = Q, \quad (1)$$

где M – матрица масс и инерции; C – матрица демпфирования; K – матрица жёсткости; $q = \{u_x, u_y, u_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z\}$ – вектор перемещений и поворотов; $Q = Q_A \cos(\omega t \pm \phi)$ – вектор гармонических возбуждающих сил; Q_A – вектор амплитуд гармонических сил; ϕ – начальная фаза гармонического возбуждения; ω – частота гармонического возбуждения. Стоит отметить, что перед проведением анализа вынужденных колебаний необходимо задать демпфирование в расчётной модели. Оценка реального уровня демпфирования в конструкции – одна из самых непростых задач в области модального анализа. В [19] отмечено, что при проведении специальных экспериментальных измерений, направленных на определение модальных параметров конструкции с использованием комплексной динамической податливости, существует большая вероятность переоценки реального демпфирования в конструкции. В [20] для учёта демпфирования в расчётных моделях используется коэффициент поглощения ψ , который связан с логарифмическим декрементом δ выражением вида:

$$\psi = 2\delta. \quad (2)$$

Логарифмический декремент в свою очередь связан с коэффициентом относительного демпфирования ξ выражением вида:

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}. \quad (3)$$

Коэффициент относительного демпфирования описывается выражением вида:

$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2m\omega_0}, \quad (4)$$

где c – демпфирование в конструкции; c_{cr} – критическое демпфирование в конструкции; m – масса конструкции; ω_0 – собственная частота конструкции без учёта демпфирования. Для случаев, когда $\delta < 0.4$ в [21], указано, что коэффициент демпфирования можно приближённо оценивать с использованием упрощённого выражения:

$$\xi = \frac{\delta}{2\pi}. \quad (5)$$

В [20] рекомендовано для стальных конструкций коэффициент поглощения в плоских стыках при изгибных колебаниях принимать равным $\psi = 0,15$. Коэффициент относительного демпфирования при таком значении коэффициента поглощения составляет $\xi \approx 0,01$. Данное значение было принято для использования в расчётной КЭ модели камеры РБС при анализе её вынужденных колебаний от действия единичных гармонических сил.

Амплитудно-частотные характеристики камеры РБС, полученные в результате расчёта её КЭ модели (без стоек) с учётом постоянного коэффициента относительного демпфирования при гармоническом возбуждении в местах расположения стоек на направляющих нижней плиты камеры (см. рисунок 2, а), представлены на рисунке 3, а. Вертикальными цветными линиями на график нанесены минимальная ω_{min} и максимальная ω_{max} рабочие скорости рассмотренного в статье РВД авиационного двигателя.

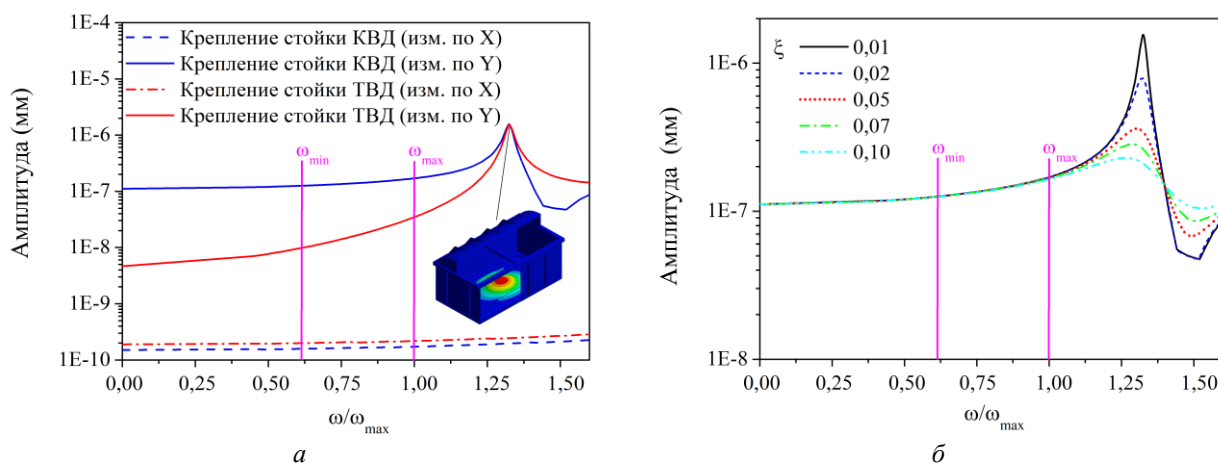


Рисунок 3 – Расчётные амплитудно-частотные характеристики вакуумного стенда (без стоек):
 а – сравнение амплитудно-частотных характеристик; б – влияние изменения коэффициента относительного демпфирования, вибрация по Y в месте крепления стойки КВД

Из полученных результатов видно, что в горизонтальном направлении у камеры вакуумного стенда нет резонансов, попадающих в рабочий диапазон исследуемого ротора. В вертикальном направлении имеется один резонансный режим, связанный с колебаниями нижнего основания стенда, который находится на достаточном удалении от максимальной рабочей скорости исследуемого ротора, что соответствует требованиям, предъявляемым к камерам РБС, описанным в [22].

Твердотельная КЭ модель вакуумного стенда может быть скорректирована в соответствии с уровнем демпфирования, определённым по результатам экспериментальных модальных испытаний. Влияние изменения коэффициента относительного демпфирования в КЭ модели РБС на расчётные АЧХ в месте крепления стойки КВД при гармоническом возбуждении в вертикальном направлении представлено на рисунке 3, б. Увеличение демпфирования в модели приводит к снижению амплитуды вибрации на резонансном режиме.

Расположение внутри РБС стоек для испытаний ротора может приводить как к появлению резонансов, связанных с частотами колебаний самих стоек, так и к резонансным режимам, связанным с частотами совместных колебаний динамической системы «стойки – камера стенда». Для испытаний каждого конкретного ротора зачастую требуется использование специальных стоек для расположения ротора внутри камеры РБС с соответствующей оснасткой. При проектировании таких стоек возможны случаи, когда полностью исключить попадание их резонансных режимов в рабочий диапазон ротора не удастся. При попадании собственных частот динамической системы «камера – стойки» в диапазон рабочих скоростей ротора анализ результатов расчётов КЭ модели может помочь скорректировать циклограмму работы ротора в камере РБС для исключения длительной постоянной работы ротора вблизи выявленных резонансов. Результаты расчётов показали, что для рассмотренной конфигурации стоек в горизонтальном направлении наблюдается один резонансный режим, связанный с колебаниями стойки КВД, который лежит на достаточном удалении от максимальной рабочей скорости рассмотренного ротора (рисунок 4, а). В вертикальном направлении по результатам расчётов выявлены два резонансных режима, связанных с колебаниями каждой из стоек, которые попали в рабочий диапазон ротора, но имеют отстройку от максимальной и минимальных рабочих скоростей вращения ротора (рисунок 4, б). Также идентифицированы два совместных резонансных режима, связанных с колебаниями системы «стойки – стенд», лежащие на достаточном удалении от максимальной скорости вращения ротора.

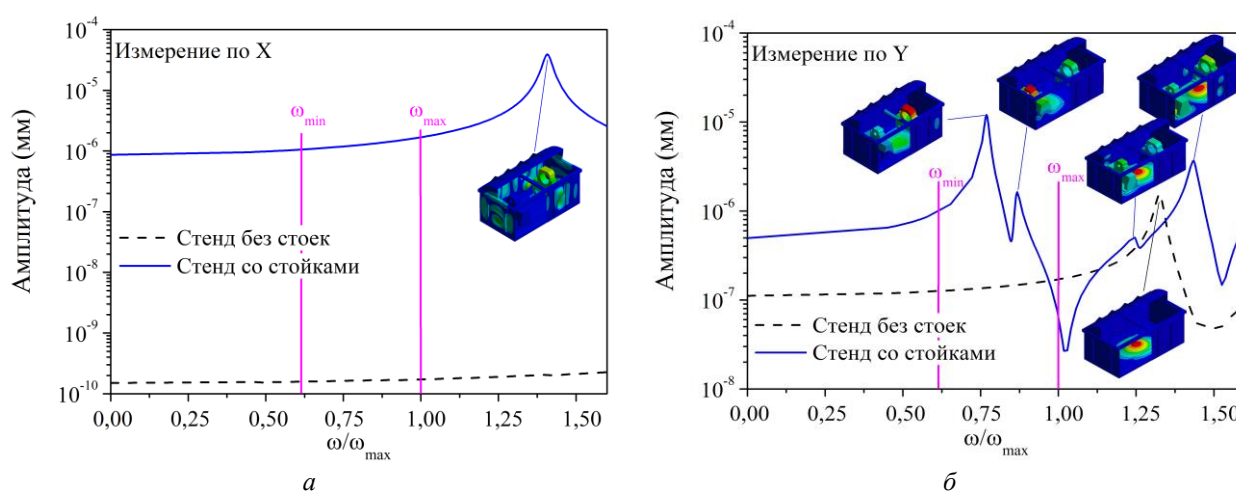


Рисунок 4 – Сравнение расчётных амплитудно-частотных характеристик вакуумного стенда со стойками и без, гармоническое возбуждение на стойке КВД: а – вибрация по X; б – вибрация по Y

Формирование модели производилось с учётом методики подготовки расчётных моделей роторов, подробно описанной в работе [23]. Построение модели ротора производилось с использованием элементов типа «балка» с учётом деформаций сдвига и элементов типа «оболочка». Модель структурирована в виде сборки, состоящей из двух основных подсистем, представляющих основные модули ротора: ротор КВД с задним валом и ротор ТВД. Для соединения подсистем модели использованы жёсткие связи. Детали ротора КВД выполнены из титана, диск лабиринта КВД, вал КВД и детали ротора ТВД выполнены из жаропрочных сплавов на никелевой основе. Для формирования расчётной модели ротора, установленного в камере РБС, для прогнозирования его динамического поведения модули упругости всех деталей ротора в модели заданы для нормальной температуры ($T=20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Моделирование лопаток ступенной ротора КВД и ТВД произведено с использованием типового элемента «сосредоточенная масса» с заданными инерционными параметрами (масса, полярный и диаметральный моменты инерции) для пакета лопаток каждой из ступеней. Аналогичный элемент использован в стержневой модели для учёта дополнительных масс насадных деталей и болтовых соединений. Ротор опирается на два подшипника: шариковый (подшипник КВД) и роликовый (подшипник ТВД).

При построении стержневой КЭ модели ротора РВД было произведено уточнение податливости её элементов со сложной тонкостенной геометрией. Согласно рекомендациям [24] участки с изменением угла конусности, переходы из цилиндрических в конические, фланцевые соединения должны уточняться при моделировании стержневыми элементами. Уточнение производилось по результатам виртуальных статических испытаний на специально подготовленных отдельных моделях в DYNAMICS R4 и их полных твердотельных КЭ моделях в ANSYS по методике проведения таких испытаний, подробно описанной в работе [23]. При создании твердотельных КЭ моделей особое внимание уделялось качеству расчётной сетки на тонкостенных участках. Результаты испытаний выявили, что моментные коэффициенты жёсткости для стержневых моделей проставки диска 2 для крепления с диском 3, конуса заднего вала КВД и фланцевого соединения заднего вала КВД с ротором ТВД оказались выше, чем моментные жёсткости их твердотельных аналогов. Для уточнения податливости данных элементов в стержневой модели были использованы 3 типовых элемента «шарнир» с корректирующей моментной податливостью в каждом из них, представляющей собой разницу между моментной податливостью КЭ модели и её стержневого аналога.

Для оценки степени влияния упрощений при формировании стержневой модели ротора на значения собственных частот и форм его изгибных колебаний (free-free) произведено сравнение с твердотельной КЭ моделью ротора по результатам виртуальных модальных испытаний. Методика подготовки расчётных моделей к таким испытаниям подробно описана в работах [23, 25]. Для проведения сравнения из полной стержневой модели РВД в DYNAMICS R4 выделена основная силовая линия ротора без лопаток и подготовлен её аналог – твердотельная КЭ модель основной силовой линии. Для соединения всех деталей в твердотельной КЭ модели использованы линейные контакты, подразумевающие полную склейку двух контактирующих объектов и их работу как единого целого без разделения. При формировании твердотельной модели не учитывалось количество болтов и степень их затяжки в каждом фланцевом соединении. Для увеличения скорости расчётов твердотельная КЭ модель ротора строилась с использованием методов циклической симметрии, для этого из полной модели ротора выделен сектор в 10 градусов. Общий вид стержневой и твердотельной КЭ моделей представлен на рисунке 6, б. При проведении виртуальных модальных испытаний обе модели рассматривались при нормальном температурном состоянии, без вращения, при свободном опирании каждого ротора. Расчётная сетка твердотельной модели строилась с учётом рекомендаций [26].

Для построения расчётной сетки использовались элементы второго порядка с промежуточными узлами – квадратичные гексаэдрические элементы (Hex20). Для проведения сравнительного анализа полученных результатов расчётов КЭ модели с результатами расчётов стержневой модели проведено предварительное исследование сеточной независимости результатов расчёта КЭ модели в соответствии с рекомендациями [26]. Исследовано шесть вариантов расчётных сеток (рисунок 7).

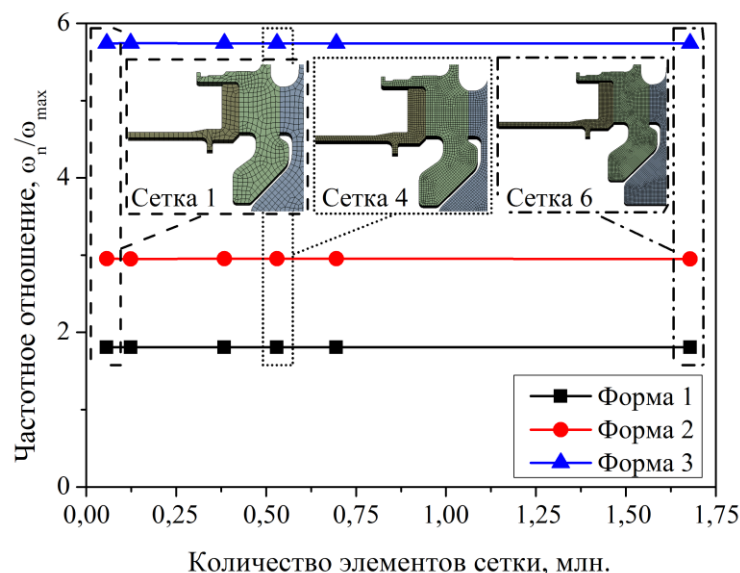


Рисунок 7 – Зависимость собственных частот твердотельной модели основной силовой линии ротора от количества элементов расчётной сетки

При формировании расчётной сетки специального деления модели на участки с более грубой сеткой, например на ступицах дисков, не производилось. Для представления результатов по каждой из форм использованы частотные отношения собственной частоты ω_n n -ой порядковой формы к частоте вращения ротора ω_{\max} на максимальном режиме. Для каждого варианта расчётной сетки рассмотрены только первые три порядковые формы, поскольку частоты форм более высокого порядка лежат значительно выше максимальной рабочей скорости ротора ($\omega_4/\omega_{\max} > 6$). Увеличение числа элементов в модели влияет на снижение собственных частот, однако значимого отличия для частот первых трёх порядковых форм с результатами модели с подробным разбиением (сетка 6) не наблюдается даже для модели с достаточно грубой сеткой (сетка 1).

Несмотря на то, что КЭ модели с малым числом элементов (сетки 1–3) практически полностью повторяют результаты КЭ модели с подробным разбиением (сетка 6), в них не выполняется требование стандарта [26], где указано, что при формировании расчётной сетки с применением трёхмерных твердотельных элементов не допускается использовать для тонкостенных конструкций менее трёх элементов по толщине. Поэтому для проведения сравнительного анализа со стержневой моделью и проведения последующих расчётов была выбрана твердотельная КЭ модель с расчётной сеткой 4, удовлетворяющая вышеуказанному требованию с числом элементов в сетке 530 214, что соответствует 19 087 704 элементам на модели без циклической симметрии. Сравнение форм изгибных колебаний (free-free) КЭ модели с выбранной расчётной сеткой и стержневой модели основной силовой линии ротора в DYNAMICS R4 представлено на рисунке 8.

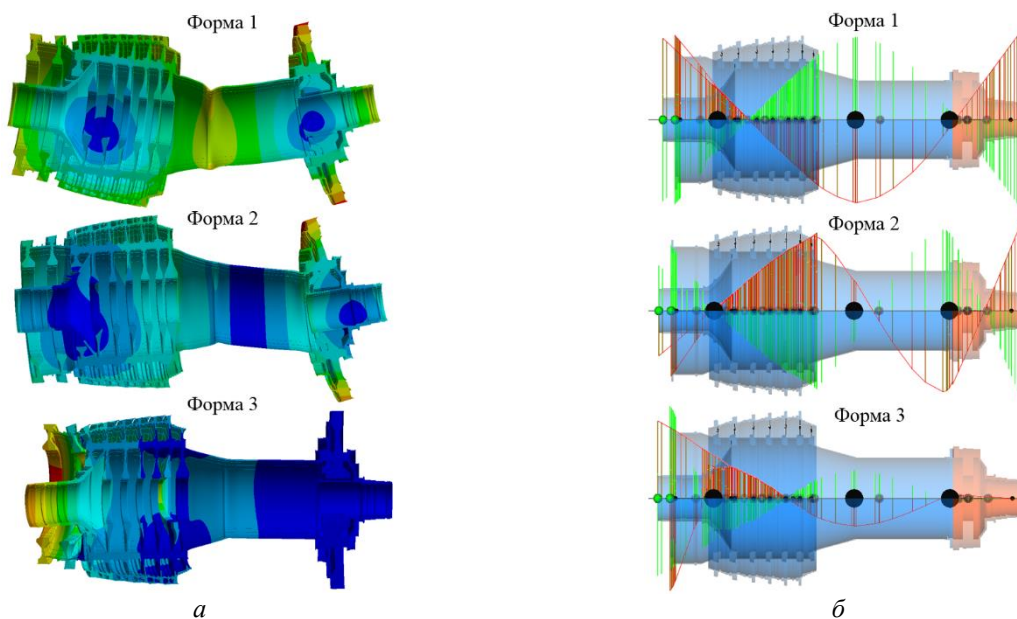


Рисунок 8 – Формы изгибных колебаний основной силовой линии ротора высокого давления по результатам виртуальных модальных испытаний:

а – конечно-элементная модель в ANSYS (Hex20); *б* – стержневая модель в DYNAMICS R4

Анализ результатов показывает, что стержневая модель успешно воспроизводит формы колебаний, полученные для твердотельной КЭ модели РВД (рисунок 8), а уровень рассогласования результатов по первым трём порядковым формам не превышает 1% (рисунок 9), что подтверждает правильность выбранного подхода и принятых упрощений при создании расчётной модели ротора в DYNAMICS R4.

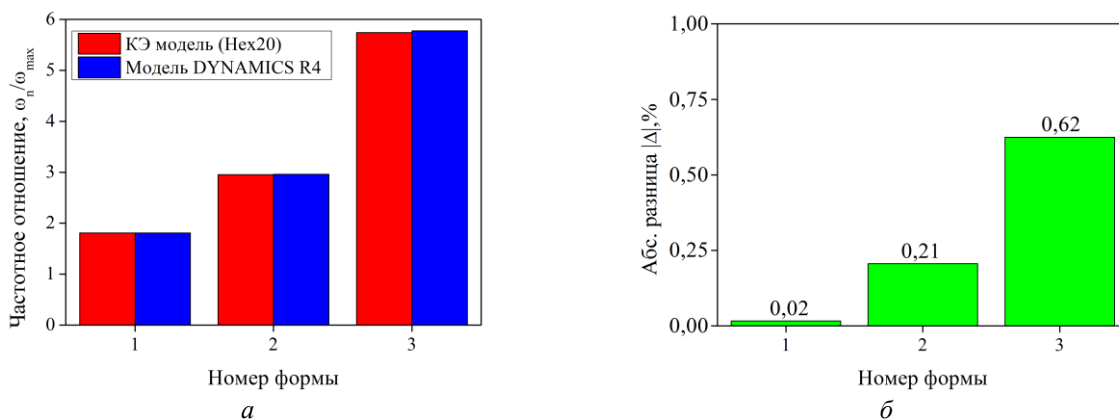


Рисунок 9 – Результаты расчётов основной силовой линии ротора:
а – сравнение собственных частот моделей; *б* – согласование результатов

3 Использование цифровой модели РБС для подготовки и планирования испытаний

Для исследования динамики ротора в РБС стержневая модель РВД (рисунок 6, *а*), основная силовая линия которого была верифицирована по результатам виртуальных модальных испытаний, объединена с динамической моделью «стойки – стенд» РБС, построенной в DYNAMICS R4. Для расположения модели ротора РВД внутри модели стенда и установки ротора на стойки стенда использовались стержневые модели оснастки, что позволило сформировать технологическую модель динамической системы

«ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд» (рисунок 2, б). Опоры в модели представлены связями соединений с матрицами жёсткости и демпфирования. Оценка жёсткости подшипников ротора произведена с использованием доступных в программной системе DYNAMICS R4 элементов шариковый (ball bearing support) и роликовый подшипник (roll bearing support). В связи опоры КВД для соединения ротора с оснасткой использована матрица с эквивалентными коэффициентами жёсткости и демпфирования системы «шариковый подшипник – нецентрированный демпфер». В связи опоры ТВД использована матрица с коэффициентами жёсткости и демпфирования роликового подшипника. Для учёта демпфирования в стержневой модели использован коэффициент относительного демпфирования $\xi = 0,01$. Критическое демпфирование c_{cr} определено для резонансного режима, полученного в результате расчётов КЭ модели стенда (рисунок 3, а). Сравнение резонансных режимов показывает, что редуцированная модель хорошо воспроизводит аналогичный резонансный режим ($\Delta=5,3\%$), определённый с помощью полной КЭ модели РБС (рисунок 10). Величина общего коэффициента постоянного демпфирования c в редуцированной модели определена с использованием выражения (4) и равномерно распределена между связями соединений всех подсистем в матрицах демпфирования динамической модели РБС (одинаковое значение коэффициента демпфирования для всех диагональных членов в матрице демпфирования связи) в соответствии с выражением вида:

$$c = \sum_{i=1}^n c_1 + \dots + c_n, \quad (6)$$

где n – число связей соединений между подсистемами редуцированной модели.

Для прогнозирования динамического поведения ротора при его работе в РБС проводится анализ вынужденных колебаний ротора от действия дисбалансов. Величина допустимого остаточного дисбаланса для рассмотренной модели РВД оценивалась по ГОСТ ИСО 1940 [27] и составила $U_{per} = 276$ г·мм для класса точности G 6,3.

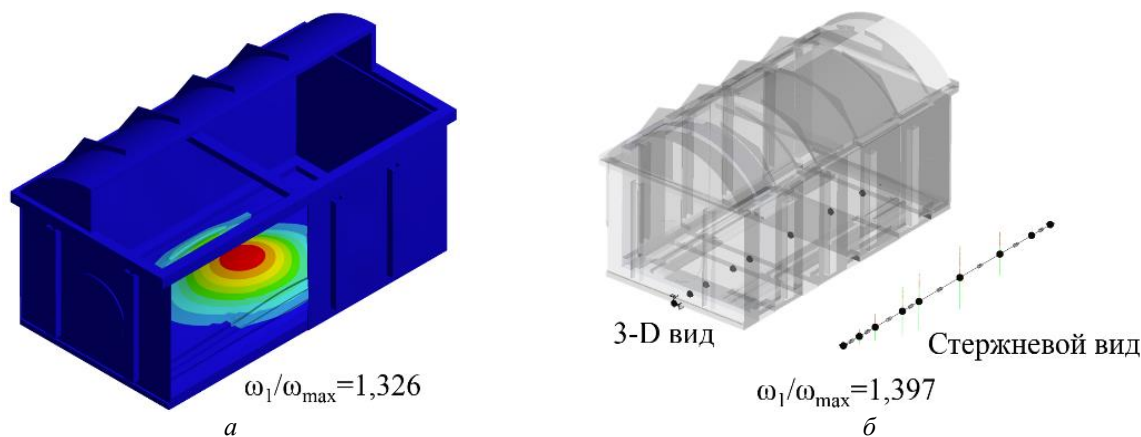


Рисунок 10 – Сравнение форм колебаний на резонансном режиме вакуумного стенда (без стоек):

а – твердотельная модель; б – редуцированная модель в DYNAMICS R4

Для контроля вибраций в модели использованы виртуальные датчики перемещений, расположенные вблизи опор КВД и ТВД, а также в межопорном пространстве на заднем валу КВД (рисунок 2, б). Каждый датчик осуществляет контроль вибрации в горизонтальном (по X) и вертикальном (по Y) направлениях. Результаты расчётов вынужденных колебаний стержневой модели ротора с оснасткой на жёстких стойках (модель без РБС) и на стойках динамич-

ческой модели «стойки – стенд» (модель с РБС) в диапазоне скоростей 0–125% ω_{\max} представлены в виде сравнения амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) моделей на рисунке 11. В каждой из моделей величина остаточного дисбаланса задавалась в виде системы из двух одинаковых сосредоточенных дисбалансов ($U_{\text{per}} = U_1 + U_2$), установленных в центре тяжести роторов КВД и ТВД в противофазе по отношению друг к другу. На резонансных режимах отмечены формы колебаний, в которых зеленый цвет соответствует формам колебаний элементов модели с прямой синхронной прецессией, а синий – с обратной. Формы колебаний на резонансных режимах, соответствующие значимым пикам вибраций на АЧХ модели ротора с РБС, отдельно представлены на рисунке 12.

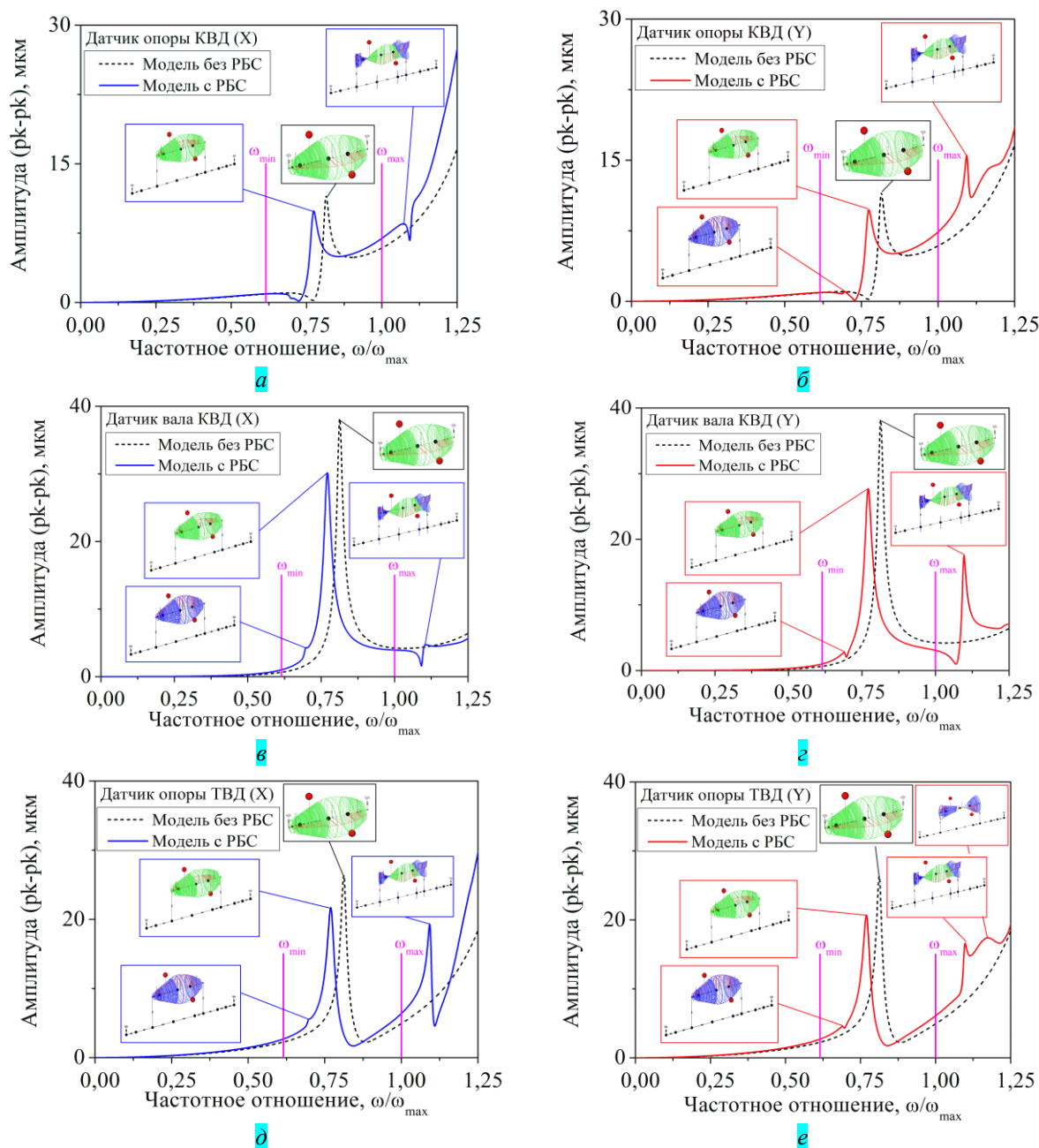


Рисунок 11 – Сравнение амплитудно-частотных характеристик для модели ротора с оснасткой на жёстких стойках и на стойках динамической модели стенда:
 а – датчик опоры КВД по X; б – датчик опоры КВД по Y; в – датчик вала КВД по X;
 г – датчик вала КВД по Y; д – датчик опоры ТВД по X; е – датчик опоры ТВД по Y

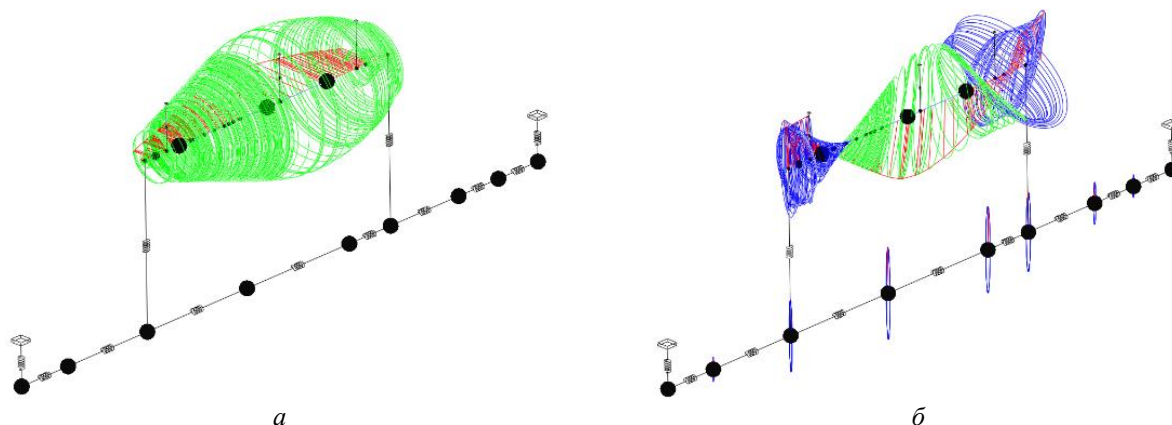


Рисунок 12 – Формы колебаний на резонансных режимах динамической модели ротора со стендом:
 $a - \omega_2/\omega_{\max}=0,771$; $b - \omega_3/\omega_{\max}=1,097$

Из полученных результатов видно, что в рабочем диапазоне ротора обе модели предсказывают появление резонансного режима по первой форме колебаний ротора на упругих опорах. В модели с РБС возбуждение резонансного режима по этой форме (рисунок 12, *a*) происходит на скоростях вращения примерно на 5% ниже, чем в модели без РБС, а амплитуды вибраций в межопорном пространстве в модели с РБС примерно на 21% (по X) и 27% (по Y) ниже по сравнению с результатами для модели без РБС.

Важным отличием для модели с РБС является прогнозирование совместных резонансных режимов динамической системы «ротор – опоры – оснастка – стойки – стенд», которые не предсказываются моделью без РБС. Для рассмотренной модели ротора на частоте вращения выше ω_{\max} по датчику опоры ТВД определено 2 резонансных режима с отстройкой от максимальной рабочей скорости ротора в сторону увеличения оборотов на 10% (резонансный режим на рисунке 12, *b*) и 17%. Выявление данных режимов может помочь скорректировать циклограмму работы ротора в камере РБС с целью исключения длительной работы ротора вблизи данных режимов, например, если для рассмотренного ротора будет планироваться проведение испытаний с разгоном до частот, превышающих его максимальную рабочую скорость. В работе [28] рекомендовано проводить предварительное моделирование ротора перед проведением его высокочастотной балансировки в РБС для выявления присутствия в рабочем диапазоне потенциально опасных резонансных режимов с высоким уровнем вибрации, например консольных форм, в целях подготовки к их балансировке.

Идентифицированные по расчётной модели резонансные режимы также позволят лучше подготовиться к балансировке ротора на рабочей скорости, поскольку форма вынужденных колебаний ротора на опорах стенда формируется не только с учётом расположения дисбалансов по длине ротора, но и может испытывать влияние форм колебаний ближайших к ней резонансных режимов. Вклад каждой формы зависит от того, насколько близко соответствующая собственная частота располагается к частоте вращения ротора и каков дисбаланс, ортогональный этой форме [29]. Стоит отметить, что для модели с РБС ввиду ортотропии, связанной с жёсткостью стоек стенда, на АЧХ идентифицируются небольшие пики вибраций, связанные с формами колебаний ротора с обратной прецессией. Обоснование возбуждения форм колебаний с обратной прецессией в ортотропных системах от действия неуравновешенности приведено в [30].

Поскольку характер распределения фактических дисбалансов перед проведением испытаний реального ротора в РБС обычно неизвестен, то расчётную модель ротора на стойках динамической модели РБС можно использовать для исследования влияния различных систем дисбалансов на амплитудно-частотные (АЧХ) и фазо-частотные характеристики (ФЧХ) ротора

для подготовки к таким испытаниям. В ходе параметрических расчётов такой модели может исследоваться влияние различных систем дисбалансов на вибрации ротора в местах предполагаемого расположения датчиков с целью сопоставления с экспериментом. Сравнение результатов расчётов вынужденных колебаний для стержневой модели РВД с РБС от действия различных систем дисбалансов, полученных при расчёте модели в стационарной постановке, представлено на рисунке 13. Системы дисбалансов, использованные в расчёте, представлены на рисунке 14. В каждом варианте расчёта величина общего дисбаланса в каждой системе соответствует $U_{per} = 276$ г·мм.

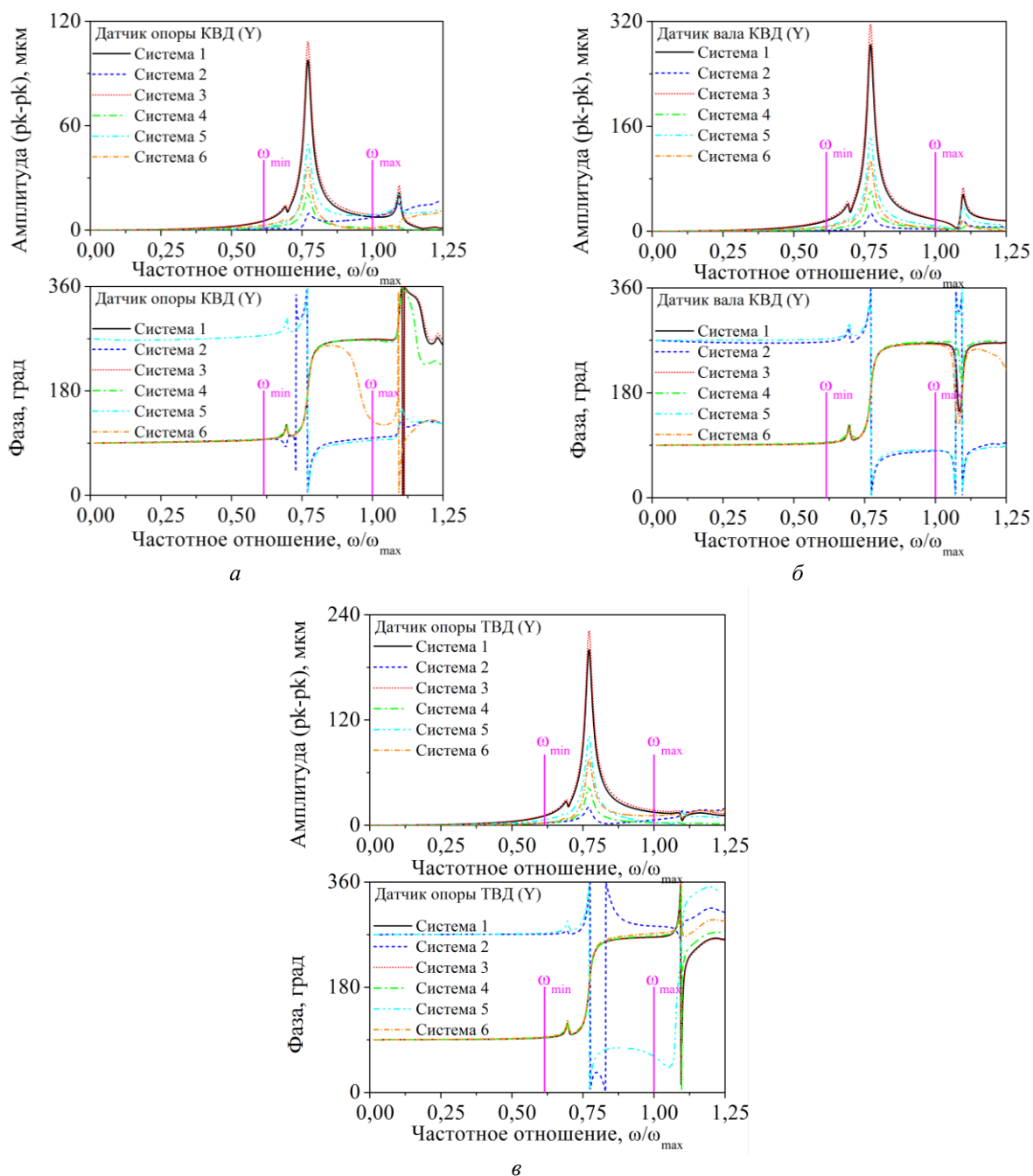


Рисунок 13 – Сравнение амплитудно-частотных и фазо-частотных характеристик модели ротора высокого давления на стойках динамической модели вакуумного стенда от действия различных систем дисбалансов: а – датчик опоры КВД по Y; б – датчик вала КВД по Y; в – датчик опоры ТВД по Y

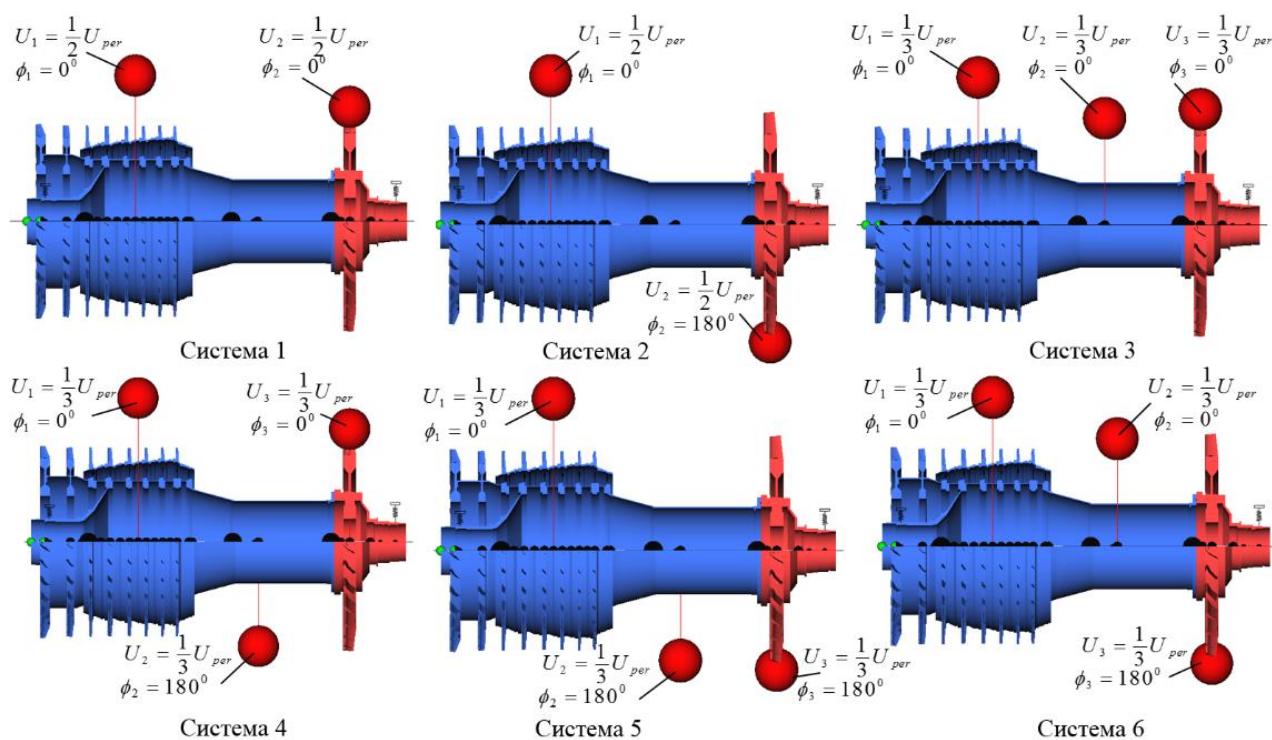


Рисунок 14 – Системы дисбалансов в модели ротора высокого давления, использованные при расчётах вынужденных колебаний (U – величина дисбаланса; ϕ – фазовый угол расположения дисбалансов)

При сопоставлении расчётных АЧХ и ФЧХ с результатами, полученными в эксперименте, может осуществляться поиск систем распределения дисбалансов в модели, приводящих к аналогичным характеристикам вибраций ротора. При этом расчёт модели также позволяет проводить анализ форм вынужденных колебаний ротора на различных режимах от действия установленных на ротор систем дисбалансов с целью оценки вызываемых ими динамических прогибов. Формы колебаний упругой линии модели ротора на резонансном и рабочем режимах от действия рассмотренных систем дисбалансов представлены на рисунке 15. Каждая из форм представлена в виде результирующего значения от проекций пространственной формы колебаний в горизонтальном и вертикальном направлениях. При осуществлении высокочастотной балансировки ротора в РБС работа с расчётной моделью позволяет перед проведением испытаний оценить правильность выбранной методики балансировки и эффективность имеющихся на роторе плоскостей коррекции для снижения виброактивности ротора при характерных картинах распределения дисбалансов в нём. Предварительная оценка чувствительности имеющихся на роторе штатных плоскостей коррекции по расчётной модели может помочь выявить плоскости коррекции, установка грузов в которых не влияет на вибрацию ротора на конкретной балансировочной скорости. Такие плоскости принято называть нечувствительными. Теоретическое и экспериментальное обоснование появления таких плоскостей было впервые представлено И. С. Лисицыным [31]. Если для деталей ротора (валов, дисков) или его модулей имеются данные о их остаточных дисбалансах, например при ведении журнала балансировки на предприятии, то они могут быть использованы для оценки динамики конкретного ротора перед проведением испытаний ротора в РБС.

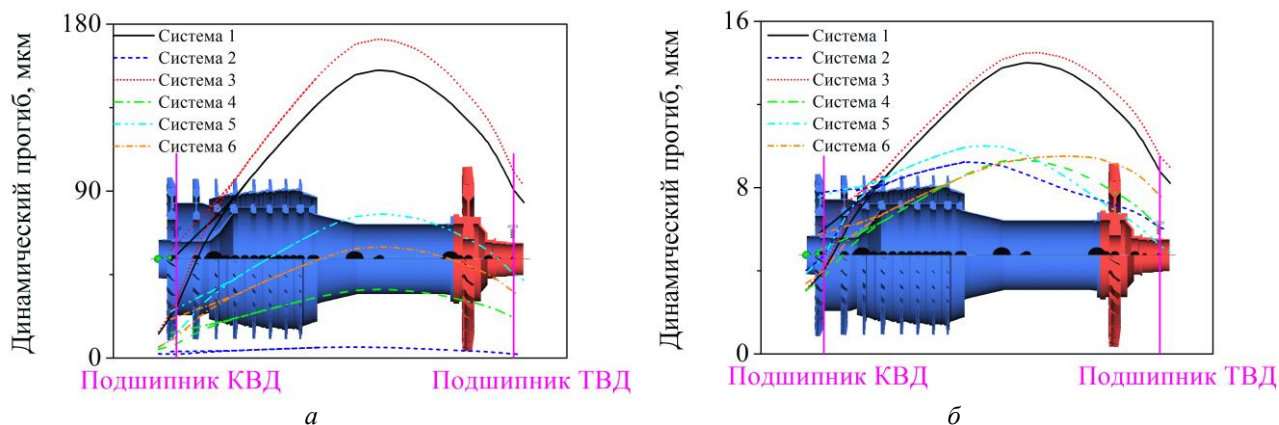


Рисунок 15 – Формы колебаний упругой линии модели ротора высокого давления для различных систем дисбалансов: *a* – на резонансом режиме $\omega_2/\omega_{\max}=0,771$; *б* – на рабочем режиме ω_{\max}

Результаты расчётов (рисунок 13) показывают, что для рассмотренной модели РВД наилучшим вариантом среди рассмотренных систем дисбалансов в целях снижения виброактивности ротора является вариант, когда модули КВД (с задним валом) и ТВД собраны так, что главные вектора дисбалансов модулей расположены в противофазе друг к другу (система 2 на рисунке 14). Снижение виброактивности рассмотренной модели ротора также прогнозируется, если сборка ротора осуществлена так, что вектор главного дисбаланса заднего вала КВД расположен в противофазе с главными векторами дисбалансов модулей КВД и ТВД ротора (система 4 на рисунке 14). Полученные результаты могут использоваться при проведении испытаний ротора в РВД для исследования влияния технологических и конструктивных мероприятий, связанных со сборкой ротора, на его виброактивность в диапазоне его рабочих скоростей.

Расчётная стержневая модель также может использоваться для подготовки к испытаниям ротора в РБС, связанным с проверкой работы демпферов ротора. Пример экспериментальных измерений на вакуумном РБС МАИ, связанных с испытанием работы демпферов полноразмерного ГТД, описан в работе [32]. Результаты расчётов вынужденных колебаний стержневой модели РВД с РБС от действия дисбалансов на роторе (использована система 2 на рисунке 14) представлены на рисунке 16. Сопоставление расчётных АЧХ с экспериментальными позволит оценить уровень демпфирования, реализуемый в демпфере, и скорректировать расчётную модель. Результаты расчётов демонстрируют, что при уровне демпфирования выше $1,6 \cdot 10^5$ Н·с/м, демпфирование начинает влиять на сдвиг критической скорости в сторону её увеличения. Слишком большое демпфирование, реализуемое в демпфере, может приводить к тому, что динамическая жёсткость демпфера значительно возрастает, что приводит к эффекту, известному как «замораживание демпфера» (damper lock-up) [33]. Проведение параметрических расчётов позволяет определить значение демпфирования, при котором демпфер перестает работать [34].

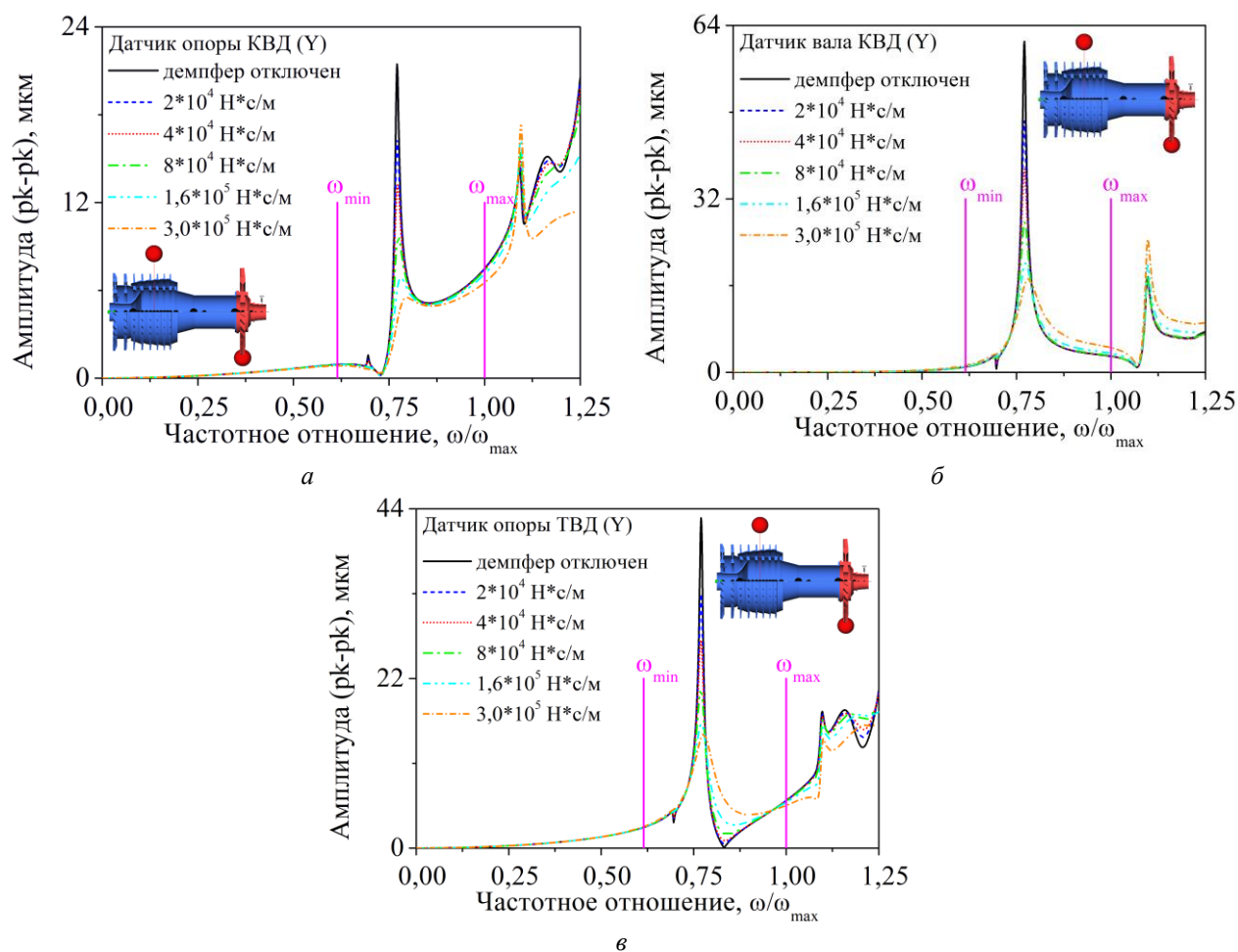


Рисунок 16 – Сравнение АЧХ модели РВД с РБС при разном уровне демпфирования в демпфере КВД: а – датчик опоры КВД по Y; б – датчик вала КВД по Y; в – датчик опоры ТВД по Y

Заключение

В работе представлена цифровая модель вакуумного РБС МАИ, включающая в себя систему математических и компьютерных моделей. Рассмотрен пример использования геометрической модели РБС для проработки схемы компоновки РВД авиационного двигателя малой степени двухконтурности внутри стэнда перед проведением испытаний. Использование КЭ модели РБС позволило выявить резонансные режимы, связанные с совместными колебаниями динамической системы «стойки – стэнд» РБС. Предложена методика формирования динамической стержневой модели стэнда РБС в DYNAMICS R4 для последующего использования в расчётах, связанных с расчётами динамики роторов. Рассмотрен пример создания и верификации стержневой модели РВД в DYNAMICS R4 по результатам виртуальных модальных испытаний, проведённых для основной силовой линии ротора на базе твердотельной КЭ модели. Описан принцип формирования стержневой модели колебательной системы «ротор – опоры – оснастка – стойки – стэнд», использование которой позволяет прогнозировать совместные резонансные режимы динамической системы, которые не предсказываются моделью без РБС. Проведение параметрических расчётов по исследованию влияния различных систем дисбалансов на АЧХ ротора в местах расположения датчиков показало, что для рассмотренной модели РВД прогнозируется существенное снижение виброактивности ротора, если при сборке ротора обеспечивается вариант сборки, когда главные вектора дисбалансов моду-

лей КВД (с задним валом) и ТВД располагаются в противофазе друг к другу. Снижение виброактивности по результатам расчётов модели также прогнозируется при сборке ротора, когда вектор главного дисбаланса заднего вала расположен в противофазе с главными векторами модулей КВД и ТВД. Проведение параметрических расчётов для рассмотренной модели РВД позволило оценить его АЧХ для случая, когда демпфер в его опоре отключен и когда в нём реализуется слишком большое демпфирование, влияющее на сдвиг его критической скорости в сторону её увеличения.

Список использованных источников

1. РТМ 1.4.775-80. Сборка и балансировка роторов ГТД: Руководящий технологический материал – Москва: НИАТ, 1981. – 127 с.
2. Рыженков, В. М. Погрешности балансировки роторов газотурбинных двигателей / В. М. Рыженков, В. В. Тихомиров // Вестник Воронежского государственного технического университета. – 2019. – Т. 15. – №. 2. – С. 145-150.
3. ГОСТ 31320-2006 (ИСО 11342:1998). Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов. – Москва : Стандартиформ, 2008. – 28 с.
4. Урьев, Е. В. Балансировка роторов турбоагрегатов на разгонно-балансировочном стенде / Е. В. Урьев, А. В. Урьев, М. И. Львов, В. И. Власов // Энергомашиностроение. – 1976. – № 4. – С. 24.
5. Урьев, Е. В. Исследование вибрационной надежности ремонтных роторов ГТК-25И / Е. В. Урьев, С. В. Жуков // Газовая промышленность. – 2008. – №. 2. – С. 77-82.
6. Урьев, Е. В. Балансировка роторов с развитыми консолями на разгонно-балансировочных стендах (РБС) / Е. В. Урьев, К. В. Шапошников // Тяжелое машиностроение. – 2011. – №. 6. – С. 14-21.
7. Радчик, И. И. Оборудование и технологии, применяемые при балансировке роторов газоперекачивающих агрегатов / И. И. Радчик, А. В. Орехов, Е. В. Урьев // Газовая промышленность. – 2006. – №. 9. – С. 50-53.
8. L'vov, M. Case history: response of a flexible rotor with a thermal bow caused by evaporation of water trapped in an axial bore / M. L'vov, A. Kistoychev, E. Uryev // Vibration Problems ICOVP 2011: the 10th International Conference on Vibration Problems. – ICOVP 2011 Supplement, 2011. – С. 371.
9. Левит, М. Е. Балансировка деталей и узлов / М. Е. Левит, В. М. Рыженков. – Москва : Машиностроение, 1986. – 248 с.
10. Левит, М. Е. Исследование и уравнивание роторных систем авиадвигателей / М. Е. Левит // Уравнивание роторов турбомашин : обзор отечественного опыта ; под общей редакцией профессора А.А.Куинджи. – НИАТ, 1965. – С. 4-21.
11. Левит, В. А. Особенности уравнивания роторов турбомашин / В. А. Левит // Уравнивание машин и приборов: сб. статей. под ред. В. А. Щепетильникова. – Москва : Машиностроение, 1973.– С. 133-136.
12. Цыдзик, П. В. Выбор схемы и расчет вакуумной камеры стенда. / П. В. Цыдзик // Уравнивание роторов турбомашин : обзор отечественного опыта ; под общей редакцией профессора А.А.Куинджи. – НИАТ, 1965. – С. 21-25.
13. Зайдуллин, Д. А. Вопросы моделирования и расчета критических частот вращения роторов в программном комплексе ANSYS Workbench в 3D постановке / Д. А. Зайдуллин, А. С. Макарычев, А. Г. Терешко // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 12-14 сентября 2018г. – Самара: Изд-во «Самарский университет», 2018 – С. 26-27.
14. Зайдуллин, Д. А. Анализ причин дефекта с применением метода конечных элементов при решении задач роторной динамики / Д. А. Зайдуллин, А. С. Макарычев, А. Г. Терешко // Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 12-14 сентября 2018 г. – Самара: Изд-во «Самарский университет», 2018 – С. 61-62.
15. Forland, C. Why phase information is important for diagnosing machinery problems / C. Forland // Orbit. Bently Nevada Corporation. – 1999. – С. 29-31.
16. Zorzi, E. S. Power Turbine Dynamics: An Evaluation of a Shear-Mounted Elastomeric Damper / E. S. Zorzi, J. Walton, R. Cunningham // Proceedings of the ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Volume 5: Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Process Industries. Phoenix, Arizona, USA. March 27–31, 1983.
17. Aschenbruck, E. FT8-55 Mechanical Drive Aeroderivative Gas Turbine: Design of Power Turbine and Full-Load Test Results / E. Aschenbruck, R. Blessing, L. Turanskyj // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. – American Society of Mechanical Engineers, 1994. – Т. 78859.

18. ГОСТ Р 57700.37-2021. Компьютерные модели и моделирование. Цифровые двойники изделий. Общие положения. – Москва : Российский институт стандартизации, 2021. – 11 с.
19. Nicholas, J. C. Improving Critical Speed Calculations Using Flexible Bearing Support FRF Compliance Data / J. C. Nicholas, J. K. Whalen, S. D. Franklin // Proceedings of the 15th Turbomachinery Symposium / USA: Texas A&M University Press, 1986. – P. 69–78.
20. Вибрации в технике. Справочник: в 6 т. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – Москва : Машиностроение, 1981. – 456 с.
21. Gunter, E. J. Introduction to Rotor Dynamics: Critical Speed and Unbalance Response Analysis / E. J. Gunter. – Charlottesville, VA : RODYN Vibration Analysis, 2001
22. Справочник по балансировке / М. Е. Левит, Ю. В. Агафонов, Л. Д. Вайнгортин [и др.] ; под общ. редакцией М. Е. Левита. – Москва: Машиностроение, 1992. – 464 с.
23. Шапошников, К. В. Верификация моделей роторов авиационных двигателей по результатам виртуальных статических и модальных испытаний / К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, М. К. Леонтьев, С. В. Анисимов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. – 2024. – Т. 23, № 1. – С. 93-108.
24. Вибрации в технике. Справочник: в 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Э. Л. Айрапетов, И. А. Биргер, В. Л. Вейц [и др.] ; под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова. – Москва : Машиностроение, 1980. – 544 с.
25. Шапошников, К. В. Верификация численных моделей роторов авиационных двигателей для решения задач роторной динамики / К. В. Шапошников, М. К. Леонтьев // Авиация и космонавтика: тезисы 21ой международной конференции, Москва, 21–25 ноября 2022 года / Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет). – Москва : Издательство "Перо", 2022. – С. 178-179.
26. ГОСТ Р 57700.10-2018. Численное моделирование физических процессов. Определение напряженно-деформированного состояния. Верификация и валидация численных моделей сложных элементов конструкций в упругой области. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 12 с.
27. ГОСТ ИСО 1940-1-2007. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса. – Москва : Стандартинформ, 2008.
28. Hidalgo, J. I. High speed balancing of rotors with overhangs: When is overhang likely to cause problems? / J. I. Hidalgo, A. K. Dhingra // Journal of Testing and Evaluation. – 2006. – 34(3). – P. 1-17.
29. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин / А. С. Гольдин. – Москва: Машиностроение, 2000. – 344 с.
30. Конструкция и проектирование авиационных газотурбинных двигателей / С. А. Вьюнов, Ю. И. Гусев, А. В. Карпов [и др.] ; под общ. ред. Д. В. Хролина. – Москва : Машиностроение, 1989. – 368 с.
31. Лисицын, И. С. Уравновешивание роторов турбогенераторов / И. С. Лисицын // Вестник электропромышленности. – 1962. – №11.
32. Левит, М. Е. Исследование полноразмерных ГТД на вакуумном виброизмерительном балансировочном стенде / М. Е. Левит // Труды КУАИ. – 1965. – выпуск XIX. – С. 427-438.
33. Proctor, M. P. Stability Analysis of a High-Speed Seal Test Rotor With Marginal and Extended Squeeze-Film Dampers: Theoretical and Experimental Results / M. P. Proctor, E. J. Gunter // Fourth Biennial International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4). – 2007. – №. E-16048-1.
34. Шапошников, К. В. Выбор конфигурации самоустанавливающегося сегментного радиального подшипника скольжения по результатам параметрического и ротординамического анализа. Часть 1 / К. В. Шапошников, С. А. Дегтярев, М. К. Леонтьев // Тяжелое машиностроение. –2024. – №3. – С. 29–37.

Application of a high-speed balancing facility digital model to prepare and conduct trials for aircraft engine rotors

- K. V. Shaposhnikov** | PhD, Research Engineer;
Engineering and consulting center on rotordynamics Alfa-Tranzit Co.,
Ltd., Moscow, Russian Federation;
kvshaposhnikov@alfatran.com
- S. A. Degtyarev** | Development Team Leader;
Engineering and consulting center on rotordynamics Alfa-Tranzit Co.,
Ltd., Moscow, Russian Federation;
degs@alfatran.com
- V. M. Ryzhenkov** | Candidate of Science (Engineering), Senior Researcher, Associate
Professor of the Department 205 of Aircraft Engine Production
Technology;
Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation;
balans@list.ru
- M. K. Leontiev** | Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department
203 of Construction and Design of Engines;
Moscow Aviation Institute, Moscow, Russian Federation;
lemk@alfatran.com

The paper presents digital model of vacuum high-speed balancing facility MAI. Russian and foreign experience of usage of vacuum chambers for rotor balancing and research purposes was reviewed. Example of usage of the proposed high-speed balancing facility digital model for development of the layout scheme of the high-pressure rotor of aviation engine with low-bypass ratio inside the facility prior its testing was observed. Example of usage of finite element model of vacuum chamber for identification of resonant modes related to coupled modes of the struts-facility dynamic system was shown. The issues of damping consideration during preparation of vacuum facility computational models were observed. Dynamic model of vacuum balancing facility built in DYNAMICS R4 software for further usage in simulations related to rotordynamics was proposed. The issues of computational rotor models preparation on example of verification of high-pressure rotor model based on results of virtual modal tests, performed for its main load frame structure on the base of its solid finite element model, were observed. Principle of model creation for rotor-bearings-tooling-struts-balancing facility dynamic system was described. Example of usage of vacuum facility dynamic model for planning of dynamic tests of high-pressure rotor related to investigation of constructive measures related to its assembling on vibration activity of the rotor in operating range was shown. The case of usage of the vacuum facility dynamic model to prepare for the experiments related to rotor dampers operation check during rotor tests at high-speed balancing facility was observed.

Keywords: *aero-engine; virtual experiment; modal tests; natural frequencies; rotor dynamics; high-speed balancing facility; rotor balancing; modeling; DYNAMICS R4*

Citation: Shaposhnikov, K. V., Degtyarev, S. A., Ryzhenkov, V. M. and Leontiev, M. K. (2024), "Application of a high-speed balancing facility digital model to prepare and conduct trials for aircraft engine rotors", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 3, pp. 58-80. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-3-58-80

References

1. RTM 1.4.775-80 (1981), *Sborka i balansirovka rotorov GTD: Rukovodyashchiy tekhnologicheskij material* [Assembling and balancing of gas turbine engine rotors: Guiding technology material], NIAT, Moscow, 127 p. (In Russian)
2. Ryzhenkov, V. M. and Tikhomirov, V. V. (2019), "Errors for balancing rotors of gas turbine engines", *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, V. 15, №. 2, pp. 145-150. (In Russian)
3. GOST 31320-2006 (ISO 11342:1998) (2008), *Vibratsiya. Metody i kriterii balansirovki gibkikh rotorov* [Mechanical vibration — Methods and criteria for the mechanical balancing of flexible rotors], Standartinform, Moscow, 28 p. (In Russian)
4. Uriev, E. V., Uriev, A. V., L'vov, M. I. and Vlasov, V. I. (1976), "Turbine rotor units balancing at high-speed balancing facility", *Energomashinostroyeniye*, № 4, P. 24. (In Russian)
5. Uriev, E. V. and Zhukov, S. V. (2008), "Investigation on vibration reliability of the GTK-25I repaired rotors", *Gazovaya promyshlennost'*, №. 2, pp. 77-82. (In Russian)
6. Uriev, E. V. and Shaposhnikov, K. V. (2011), "Balancing of Rotors with Long Overhangs at the High-Speed Balancing Facilities", *Tyazheloe Mashinostroenie*, №. 6, pp 14-21. (In Russian)
7. Radchik, I. I., Orekhov, A. V. and Uriev, E. V. (2006), "Equipment and technologies used for rotor balancing of gas compressor units", *Gazovaya promyshlennost'*, №. 9, pp. 50-53. (In Russian)
8. L'vov, M., Kistoychev, A. and Uryev, E. (2011), "Case history: response of a flexible rotor with a thermal bow caused by evaporation of water trapped in an axial bore", *Vibration problems, ICOVP 2011: Supplement*, pp. 371-376.
9. Levit, M. E. and Ryzhenkov, V. M. (1986), *Balansirovka detaley i uzlov* [Balancing of parts and units], Mashinostroyeniye, Moscow, 248 p. (In Russian)
10. Levit, M. E. (1965), "Investigation on aviation engines rotor systems balancing", *Uravnoveshivaniye rotorov turbomashin*, in Kuindzhi, A. A. (ed.), NIAT, pp. 4-21. (In Russian)
11. Levit, V. A. (1973), "Osobennosti uravnoveshivaniya rotorov turbomashin", *Teoriya i praktika balansirovochnoy tekhniki: sb. statey. Pod red. V. A. Shchepetil'nikova* [Features of turbomachinery rotor balancing], Mashinostroyeniye, Moscow, pp. 133-136. (In Russian)
12. Tsydzik, P. V. (1965), "Selection of the scheme and calculation of the vacuum chamber facility", *Uravnoveshivaniye rotorov turbomashin*, in Kuindzhi, A. A. (ed.), NIAT, pp. 21-25. (In Russian)
13. Zaydullin, D. A., Makarychev, A. S. and Tereshko, A. G. (2018), "Simulation and calculation of critical rotation frequency of rotors in Ansys Workbench in 3D approach", *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya: materialy dokladov mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. 12-14 September 2018*, Samara University Publ., Samara, pp. 26-27. (In Russian)
14. Zaydullin, D. A., Makarychev, A. S. and Tereshko, A. G. (2018), "Investigation of the causes of the defect using finite element analysis in solving problems of rotor dynamics", *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroyeniya: materialy dokladov mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. 12-14 September 2018*, Izd-vo "Samarskiy universitet", Samara, pp. 61-62. (In Russian)
15. Forland, C. (1999), "Why phase information is important for diagnosing machinery problems", *Orbit, Bently Nevada Corporation*, pp. 29-31.
16. Zorzi, E. S., Walton, J. and Cunningham, R. (1983), "Power Turbine Dynamics: An Evaluation of a Shear-Mounted Elastomeric Damper", *Proceedings of the ASME 1983 International Gas Turbine Conference and Exhibit. Volume 5: Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; Process Industries*, Phoenix, Arizona, USA, March 27-31, 1983. DOI: 10.1115/83-gt-228.
17. Aschenbruck, E., Blessing, R. and Turanskyj, L. (1994), "FT8-55 Mechanical Drive Aeroderivative Gas Turbine: Design of Power Turbine and Full-Load Test Results", *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers, V. 78859. DOI: 10.1115/94-GT-343.
18. GOST R. 57700.37-2021. *Komp'yuternye modeli i modelirovanie. Tsifrovyye dvoyniki izdeliy. Obshchie polozheniya* [Computer models and simulation. Digital twins of products. General provisions], Standartinform, Moscow, 2021, 11 p. (In Russian)
19. Nicholas, J. C., Whalen, J. K. and Franklin, S. D. (1986), "Improving Critical Speed Calculations Using Flexible Bearing Support FRF Compliance Data", *Proceedings of the 15th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University Press, USA, pp. 69-78.
20. *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik: v 6 t (1981), v. 6. Zashchita ot vibratsii i udarov* [Vibrations in engineering. Handbook in 6 volumes. v. 6. Vibrations and shock protection], in K. V. Frolov (ed), Mashinostroyeniye, Moscow, 456 p. (In Russian)
21. Gunter, E. J. (2001), *Introduction to Rotor Dynamics: Critical Speed and Unbalance Response Analysis*, RODYN Vibration Analysis, Charlottesville, VA.
22. Levit, M. E., Agafonov, Yu. V., Vayngortin, L. D. [et al.] (1992), *Spravochnik po balansirovke* [Handbook on balancing], Mashinostroyeniye, Moscow. (In Russian)

23. Shaposhnikov, K. V., Degtyarev, S. A., Leontiev, M. K. and Anisimov, S. V. (2024), “Verification of aero-engine numerical rotor models based on virtual static structural and modal tests”, *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, v. 23, no. 1. pp. 93-108. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-93-108 (In Russian)
24. Ayrapetov, E. L., Birger, I. A. and Veyts, V. L. (1980), *Vibratsii v tekhnike. Spravochnik: v 6 t. T. 3. Kolebaniya mashin, konstruksiy i ikh elementov* [Vibrations in engineering. Handbook in 6 volumes. V. 3 Oscillations of machines, structures and their elements], in F. M. Dimentberg and K. S. Kolesnikov (ed.), Mashinostroenie Publ., Moscow, 544 p. (In Russian)
25. Shaposhnikov, K. V. and Leontyev, M. K. (2022), “Verification of aero engine numerical rotor models for solving rotordynamics problems”, *Abstracts of 21st International Conference «Aviation and Cosmonautics» (AviaSpace2022) (November, 21-25, 2022, Moscow, Russia)*, Pero Publ., Moscow, pp. 178-179. (In Russian)
26. GOST R. 57700.10-2018 (2018), *Chislennoe modelirovanie fizicheskikh protsessov. Opreделение napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya. Verifikatsiya i validatsiya chislennykh modeley slozhnykh elementov konstruksiy v uprugoy oblasti* [Numerical modeling of physical processes. Determination of stress-strain state. Verification and validation of numerical models of complex structural elements in the elastic region], Standartinform, Moscow, 12 p. (In Russian)
27. GOST ISO 1940-1-2007 (2008), *Vibratsiya. Trebovaniya k kachestvu balansirovki zhestkikh rotorov. Chast' 1. Opreделение dopustimogo disbalansa* [Vibration. Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state. Part 1. Specification and verification of balance tolerances], Standartinform, Moscow. (In Russian)
28. Hidalgo, J. I. and Dhingra, A. K. (2006), “High speed balancing of rotors with overhangs: When is overhang likely to cause problems?”, *Journal of Testing and Evaluation*, 34(3), pp. 1-17.
29. Goldin, A. S. (2000), *Vibratsiya rotornykh mashin* [Vibration of rotating machines], Mashinostroyeniye, Moscow, 344 p. (In Russian)
30. V'yunov, S. A., Gusev, Yu. I., Karpov, A. V. [et al.] (1989), *Konstruksiya i proyektirovaniye aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley* [Structure and design of aviation gas turbine engines], in Khronin, D. V. (ed.), Mashinostroyeniye, Moscow. (In Russian)
31. Lisitsyn, I. S. (1962), “Turbine generator rotor balancing”, *Vestnik elektropromyshlennosti*, №11. (In Russian)
32. Levit, M. E. (1965), “Investigation on full-size gas turbine engines at vacuum high-speed balancing facility”, *Trudy KUII*, № XIX, pp. 427-438. (In Russian)
33. Proctor, M. P. and Gunter, E. J. (2007), “Stability Analysis of a High-Speed Seal Test Rotor With Marginal and Extended Squeeze-Film Dampers: Theoretical and Experimental Results”, *Fourth Biennial International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-4)*, №. E-16048-1.
34. Shaposhnikov, K. V., Degtyarev, S. A. and Leontiev, M. K. (2024), *Bearing Configuration Selection Based on Parametric and Rotordynamics Analysis. Part 1*, Tyazheloe Mashinostroenie, №3, pp. 29–37. (In Russian)