

## АНАЛИЗ ВИБРАЦИЙ КОРПУСА ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С ПРИ ЕГО СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

*О.К. Слива, Д.Ю. Иванов, П.А. Тараненко*

## ANALYSIS OF THE VIBRATIONS OF THE TURBOCOMPRESSOR FRAME ТКР-8,5С DURING BENCH TESTINGS

*O.K. Sliva, D.U. Ivanov, P.A. Taranenko*

С целью оценки антивибрационных свойств подшипников ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С экспериментально измерялись виброускорения его корпуса. Расчетные значения виброускорений получены с помощью конечно-элементной модели. Сопоставлением результатов расчета с экспериментальными спектрами идентифицированы составляющие, усиленные резонансными колебаниями корпуса.

*Ключевые слова: подшипники скольжения, вибродиагностика, корпус турбокомпрессора, измерение вибрации, спектр, акселерометр, гибкий ротор, виброускорение, метод конечных элементов, собственная частота.*

To study antivibration characteristics of the turbocompressor ТКР-8,5С rotor bearings experimental measurements of its frame vibrating acceleration were made. The calculated value of the vibrating acceleration are obtained by means of the finite-element model. The components intensified by the frame resonance oscillations were identified by means of the comparison of the results of calculation with the experimental spectrum.

*Keywords: plain bearings, vibration monitoring, turbocompressor frame, vibration measurement, spectrum, accelerometer, flexible rotor, vibrational acceleration, finite-element method, eigenfrequency.*

Некоторые дизельные двигатели тепловозов, тракторов и даже легковых автомобилей оборудуются малоразмерными высокооборотными турбокомпрессорами (ТК). Их безотказная работа определяется, в первую очередь, техническим состоянием подшипников ротора. Кафедрой «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ совместно с заводом-изготовителем разработано несколько модификаций подшипниковых узлов ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Конструкция подшипникового узла с двумя плавающими вращающимися (ПВ) втулками и дистанционной распорной втулкой (рис. 1, а) внедрена в серийное производство. Другим вариантом является подшипниковый узел с плавающей невращающейся (ПН) моновтулкой (рис. 1, б). У этого варианта в отличие от ранее выпускаемой серийной конструкции ПН втулка облегчена, кроме того изменена схема подачи смазки в наружный и внутренний смазочные слои.

Кафедрой разработана методика расчета динамики и гидромеханических характеристик подшипников с ПВ и ПН втулками учитывающая гибкость ротора [1]. Траектории движения цапф ротора и проекции реакций  $R$  смазочного слоя, действующие на корпус ТК, для схем на рис. 1 получены численным интегрированием системы 44 дифференциальных уравнений движения элементов гибкого ротора (колес, цапф и втулок). Исходные данные для расчета приведены в [1]. Проекция сил внешнего смазочного слоя  $R_x$  и  $R_y$  на оси системы координат, связанной с корпусом ТК, и соответствующие им результирующие спектры для компрессорного и турбинного подшипников приведены на рис. 2.

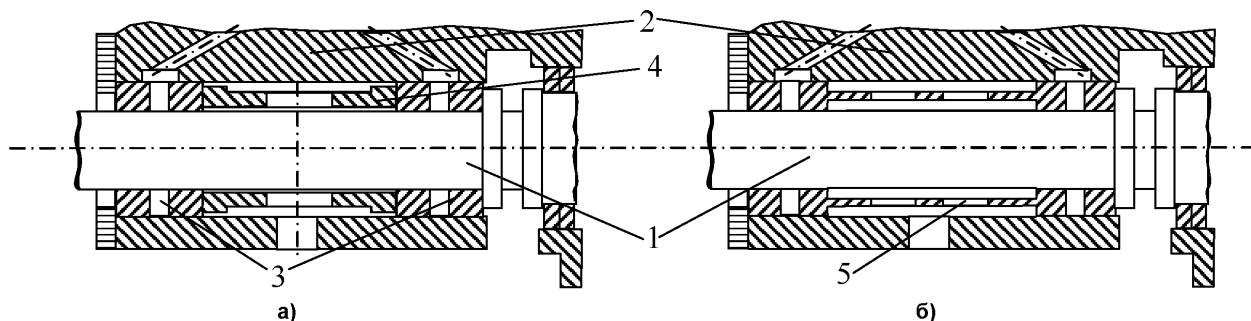


Рис. 1. Конструкции подшипниковых узлов роторов турбокомпрессоров с ПВ втулками – а, с ПН моновтулкой – б: 1 – ротор, 2 – корпус подшипников, 3 – ПВ втулки, 4 – дистанционная втулка, 5 – ПН моновтулка

На спектрах расчетных реакций внешнего смазочного слоя присутствует два всплеска: на частотах 334 Гц и 1114 Гц. Частота  $f_p = 1114$  Гц («роторная») совпадает с частотой вращения ротора и определяется его дисбалансом, частота  $f = 334$  Гц соответствует прецессии центров масс цапф ротора [2, 3]. Из сопоставления амплитуд двух спектральных составляющих следует, что силы от дисбаланса ротора малы.

Экспериментальные исследования турбокомпрессоров ТКР-8,5С с двумя вариантами конструкций подшипников (см. рис. 1) проводились на безмоторном стенде для испытаний ТК. Вибрации его корпуса измерялись трехкомпонентным пьезоэлектрическим акселерометром в радиальном, тангенциальном и осевом направлениях.

Виброизмерительные каналы состояли из трехкомпонентного датчика 4321 и трех предусилителей ZM0060 фирмы Vral&Kjeag, 8-канального синхронного регистратора «Атлант» фирмы «Виброцентр». Сигналы вибраций записывались на жесткий диск ПК. Спектры виброускорений на некоторых режимах работы ТК, полученные с помощью быстрого преобразования Фурье, представлены на рис. 3, 4, где приведены их абсолютные значения, вычисленные по составляющим спектров виброускорений по осям X и Y. Всплеск на частоте 100 Гц - это реакция системы на воздействие приводного электродвигателя маслостанции, закрепленной на раме стенда.

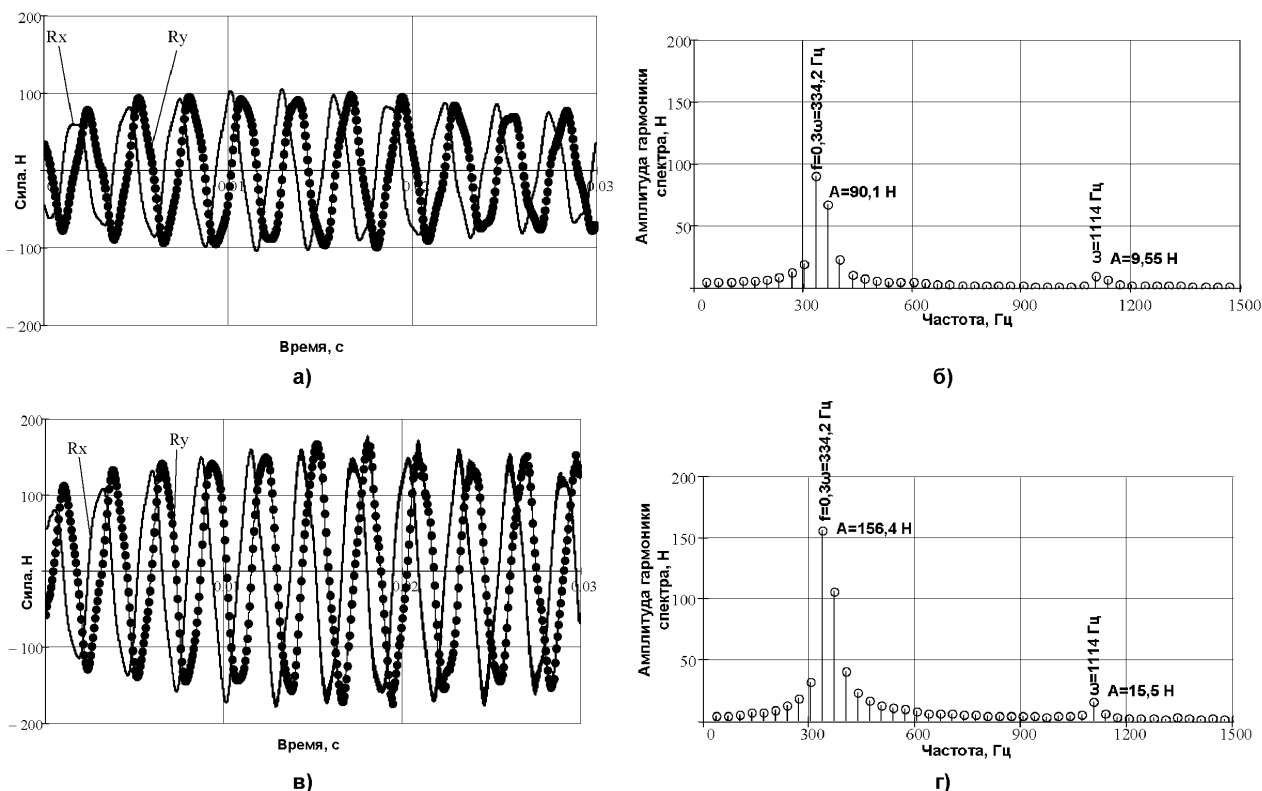


Рис. 2. Проекции  $R_x$ ,  $R_y$  и соответствующие им спектры сил: а), б) компрессорный, в), г) турбинный подшипники

Известно [2-4], что смазочные слои подшипников скольжения могут вызывать интенсивную вибрацию на частоте  $(0,42...0,48)f_p$  и ее гармониках, объясняемую прецессией вала в подшипнике. Наш опыт расчетов динамики подшипников с ПВ и ПН втулками [1,2] показывает, что ее частота может составлять и меньшую величину  $f=(0,25...0,4)f_p$  (см. рис. 2).

На рис. 3, а отмечена «роторная» частота  $f_p=517,58$  Гц. Спектральная составляющая  $f=0,425f_p=219,73$  Гц идентифицирована как частота прецессии. На спектре присутствуют вторая  $2f=439,45$  Гц и третья  $3f=659,19$  Гц гармоники. При этом необъяснимо большой оказывается амплитуда третьей гармоники - она в 1,7 раза превосходит 2-ю.

Еще менее понятными являются результаты спектрального анализа при  $f_p=1205$  Гц (рис. 3, б): амплитуда второй гармоники с частотой  $2f=603,03$  Гц в 4,3 раза превосходит амплитуду основной гармоники, а амплитуда гармоники  $4f$  более чем вдвое превосходит третью.

Основной особенностью спектра, представленного на рис. 4, являются повышенные (по сравнению с ротором на невращающихся втулках) амплитуды виброускорений на всех частотах и, особенно, на частоте вращения ротора  $f_p=1194$  Гц.

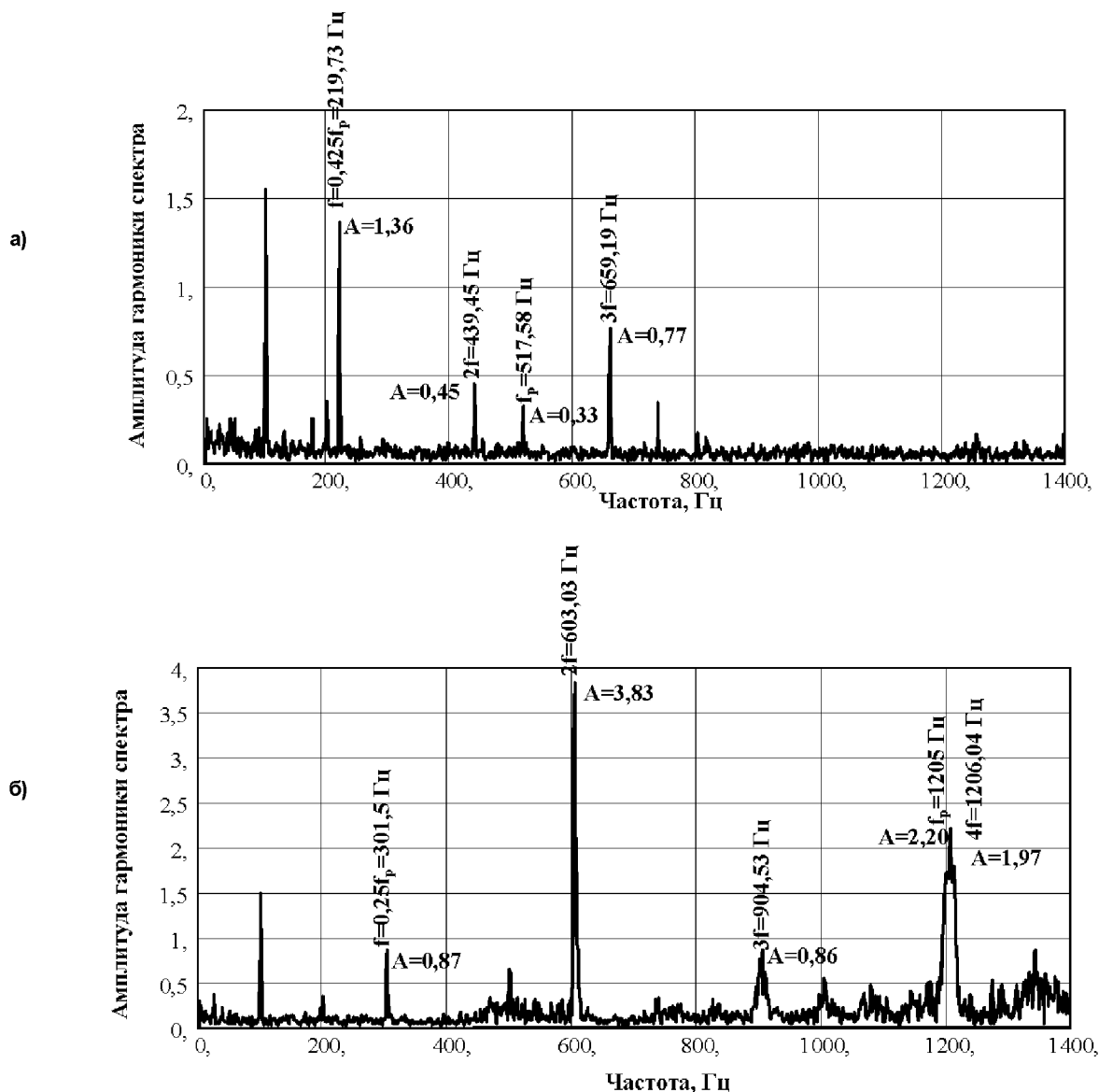


Рис. 3. Экспериментальные спектры виброускорений корпуса подшипников с ПН моноштулкой:  
а)  $f_p=517$  Гц, б)  $f_p=1205$  Гц

Общая для трех рассмотренных спектров особенность (см. рис. 3, 4) - аномальный рост амплитуд спектральных составляющих в диапазоне частот 600... 660 Гц и около частоты 1200 Гц.

Это наводит на мысль о резонансном усилении амплитуд колебаний корпуса в этих областях частот.

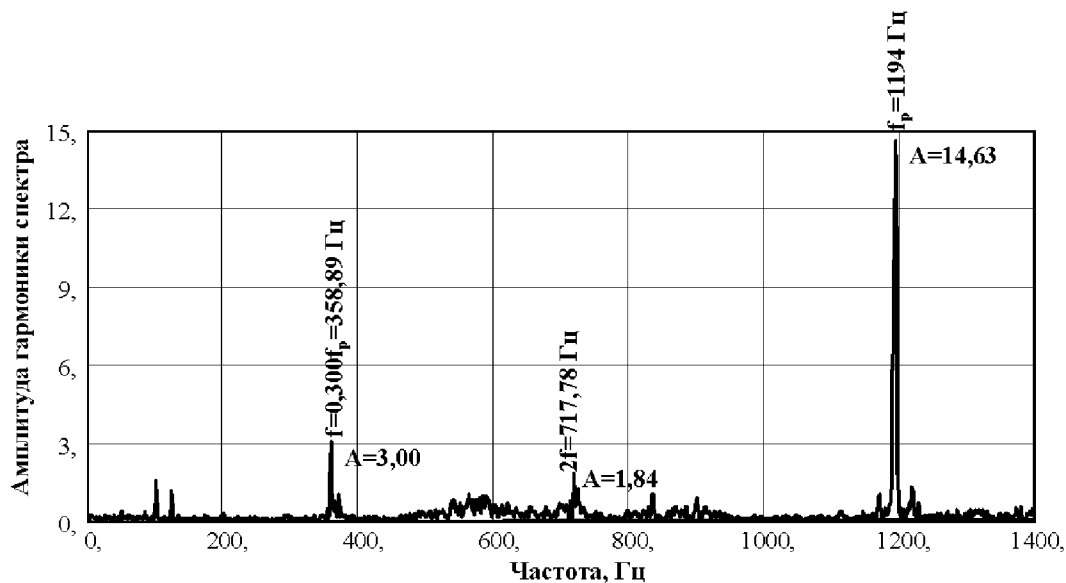


Рис. 4. Экспериментальные спектры виброускорений корпуса подшипников с ПВ втулками,  $f_p = 1194$  Гц

Обычно при проведении подобного рода экспериментов по умолчанию принимается упрощенное представление корпуса в виде абсолютно твердого тела. Однако, как показали приведенные выше примеры, такое представление затрудняет идентификацию спектра виброакустического сигнала, полученного с корпуса ТК на высоких частотах. Авторы уточнили модель канала связи, которым является корпус турбокомпрессора, передающий сигнал датчику виброускорений [4], дополнив ее расчетом вынужденных колебаний корпуса ТК с построением конечноэлементной модели исследуемой конструкции, составные части которой и место установки датчика представлены на рис. 5.

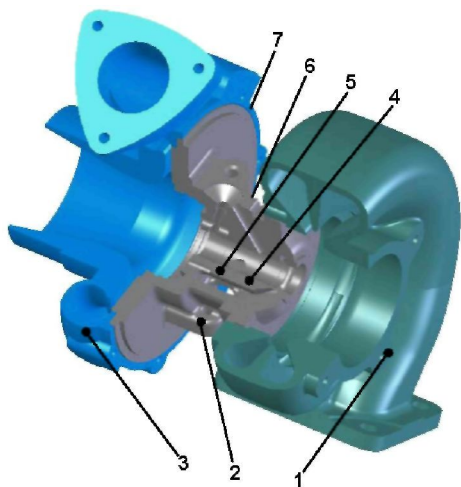


Рис. 5. Элементы корпуса турбокомпрессора:  
1 – корпус турбины 7,42 кг; 2 – корпус подшипников, 2,95 кг;  
3 – корпус компрессора 1,72 кг; 4, 5 – точки корпуса подшипников, 6 – датчик; 7 – точка корпуса компрессора

дают уже 4 собственных частоты корпуса. Анализ форм колебаний показывает, что первым двум частотам соответствуют его «изгибные» колебания в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Третьей частоте соответствуют «продольные» колебания вдоль оси ротора, а четвертой – «крутильные» вокруг этой оси. Во всех случаях речь идет, конечно, о преимущественном виде перемещений, поскольку каждая точка корпуса совершает колебания по всем трем направлениям.

При расчете собственных частот и форм колебаний корпуса ТК, закрепленного фланцем корпуса турбины на стенде, последний моделировался пластиной, шарнир по опертной по контуру.

Конечноэлементные модели корпусов компрессора, подшипников и турбины в сумме содержат 58 137 элементов типа Solid 187 (десятиузловой тетраэдр). Низшие ненулевые частоты составляющих элементов корпуса, рассчитанные в пакете AnSYS, приведены в табл. 1, из которой видно, что только низшая собственная частота корпуса компрессора, изготавливаемого из алюминиевого сплава, попадает в диапазон частот вращения ротора  $f_p \leq 1200$  Гц. Модель всего корпуса ТК получена «склеиванием» отдельных элементов по плоскостям разъема. Результаты расчета собственных частот свободного корпуса в сборе в диапазоне до 1500 Гц представлены в 4 столбце табл. 1. Теперь в зону виброактивности ротора ТК попадают уже 4 собственных частоты корпуса.

# Контроль и испытания

Влияние присоединенных газопроводов не учитывалось. Закрепление корпуса ТК кардинально меняет спектр частот системы, делая его очень плотным. Некоторые собственные частоты приведены в табл. 2. Если у свободного корпуса в диапазон частот 0... 1500 Гц попадало 4 ненулевых частоты, то теперь в этот диапазон попадает 62 собственные частоты системы корпус - стенд.

Таблица 1

Собственные частоты свободного корпуса ТК

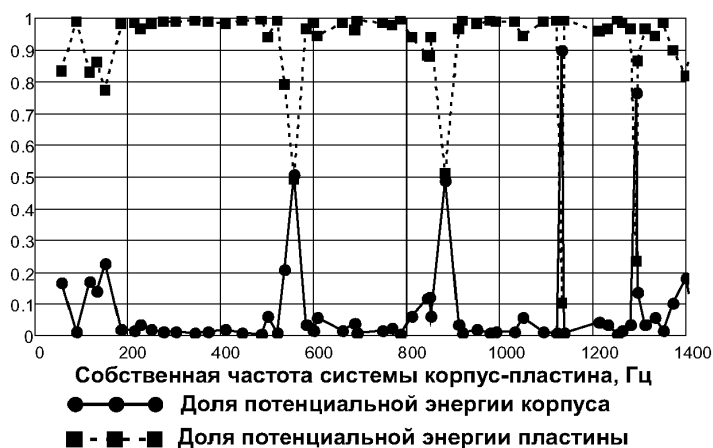
Частота	Корпус компрессора	Корпус подшипников	Корпус турбины	Корпус ТК в сборе
$p_1$ , Гц	1131,7	3039,0	2392,5	993,0
$p_2$ , Гц	1419,5	3160,0	2880,1	1020,0
$p_3$ , Гц	1812,1	3738,2	3394,5	1206,0
$p_4$ , Гц	2114,4	4150,4	3564,7	1438,0

Таблица 2

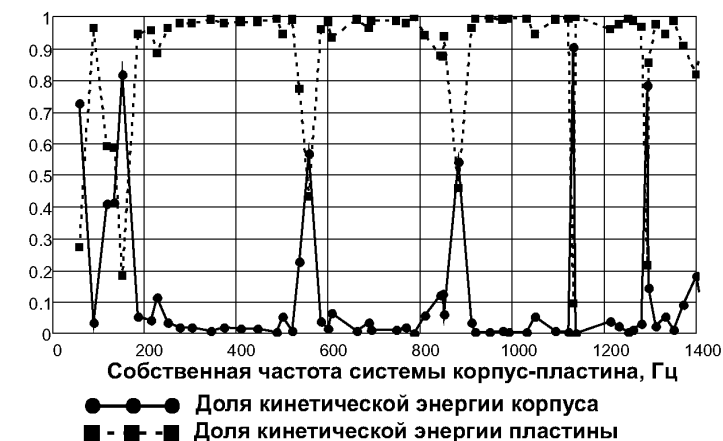
Амплитуды некоторых точек (собственных формы) турбокомпрессора, закрепленного на стенде

Точки корпуса	Собственная частота, $p_k$				
	$p_{18}=537$ Гц	$p_{19}=557$ Гц	$p_{34}=883$ Гц	$p_{44}=1132$ Гц	$p_{51}=1294$ Гц
Подшипник 1 (точка 4, рис. 5)	2,80	3,92	2,30	2,13	3,83
Подшипник 2 (точка 5, рис. 5)	0,94	0,80	3,13	1,75	3,02
Датчик (точка 6, рис. 5)	3,43	5,53	0,60	2,36	7,75
Корпус компрессора (точка 7, рис. 5)	7,57	13,0	9,1	13,2	19,6

Подавляющему большинству этих частот соответствуют преимущественно колебания пластины стенда, «засоряющие» полезный сигнал.



Выделить частоты, на которых проявляется виброактивность корпуса, позволяет сопоставление величины потенциальной и кинетической энергии пластины и корпуса ТК на всех собственных частотах системы. В диапазоне до 1500 Гц выделяются 9 собственных частот, на которых кинетическая энергия корпуса составляет заметную величину от ее суммарной величины (рис. 6).



В нижней части спектра расположены 4 собственные частоты, на которых корпус ТК движется, практически, как твердое тело. Этот вывод следует из сопоставления кинетической энергии, сосредоточенной преимущественно в корпусе, с энергией деформации, сосредоточенной преимущественно в пластине. Область частот, где в наибольшей мере проявляется виброактивность, это частоты прецессии ротора  $f=(0,25... 0,48)f_p$  и ее гармоники, а также роторные гармоники  $kf_p$  ( $k=1, 2, 3, \dots$ ). Эта область начинается с 220 Гц и простирается за пределы максимальной рабочей частоты  $f_p=1200$  Гц. В частотный диапазон  $220 \text{ Гц} < f_p \leq 1200 \text{ Гц}$  попадают четы-

Рис. 6. Относительная кинетическая и потенциальная энергии корпуса и пластины

ре резонансных частоты корпуса. Близким частотам 537 Гц и 557 Гц соответствуют «изгибные» колебания корпуса, параллельные плоскости пластины и отличающиеся формой ее деформации,

частоте 883 Гц - «изгибные» колебания из плоскости пластины, а частоте 1132 Гц - преимущественно «продольные» колебания элементов корпуса вдоль оси ротора. На этой частоте энергия колебаний корпуса составляет 90% энергии всей системы и корпус ТК представляет собой почти самоуравновешенную, слабо связанную со стендом систему, что объясняет малое отличие ее частоты от частоты 1206 Гц «продольных» колебаний свободного корпуса.

Расчет вынужденных колебаний корпуса ТК выполнен в пакете AnSYS методом разложения по собственным формам. В качестве вынуждающих сил в диапазоне 200... 700 Гц взята система двух противофазных вращающихся векторов (рис. 7), соответствующая конической форме прецессии ротора [1], а на частотах выше 700 Гц - система коллинеарных вращающихся векторов. Реакции внешнего смазочного слоя и их спектральный состав представлены на рис. 2.

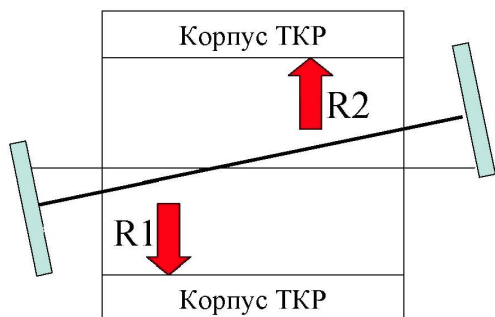


Рис. 7. Схема сил, действующих со стороны ротора на корпус ТК

Знание динамических свойств корпуса ТК позволяет объяснить казавшиеся странными результаты экспериментов, представленных на рис. 3, 4.

Так, чрезмерно большая амплитуда третьей гармоники  $3f=659,19$  Гц на рис. 3, а объясняется тем, что эта частота близка к резонансной частоте корпуса 557 Гц, найденной расчетным путем.

Тем же объясняется увеличение гармоники  $2f=603,03$  Гц на рис. 3, б. Учитывая, что для конструкции сложной формы, граничные условия которой заданы приближенно, нельзя ожидать совпадения расчетных и экспериментальных частот, можно предположить, что истинное значение резонансной частоты корпуса при проведении эксперимента находилось в диапазоне 600... 650 Гц.

Понятной становится большая амплитуда гармоник  $4f=1206$  Гц,  $f_p=1205$  Гц (см. рис. 3, б) и  $f_p=1194$  Гц (см. рис.4), поскольку они близки к расчетной собственной частоте корпуса  $p_{s1}=1132$  Гц.

Таким образом, сопоставление результатов расчетного исследования с данными экспериментов подтверждает наличие резонансных частот корпуса ТК в зоне виброактивности его ротора, неортогональность вынуждающих сил к соответствующим формам колебаний, а также достаточно высокий коэффициент динамичности, приводящий к значительному усилению сигналов, попадающих в резонансную зону.

Это значит, что при малых случайных изменениях частоты вращения ротора  $f_p$  одновременно изменяются частота  $f$  и ее гармоники, что приводит к случайным сближениям или удалением

этих гармоник от резонансных частот корпуса и, соответственно, к случайному, не связанному с техническим состоянием подшипников, изменению амплитуд гармоник спектра и соотношению их составляющих, получаемых в эксперименте. Следовательно, амплитуды гармоник, подлежащих дальнейшему количественному анализу, должны быть достаточно удалены от резо-



Рис. 8. Относительные виброускорения точки установки датчика

нансных частот корпуса ТК. Этого можно достичь, подобрав (расчетным путем или экспериментально) такую частоту вращения ротора  $f_r$ , при которой малые ее изменения приводят к малым изменениям соотношения амплитуд составляющих спектра виброакустического сигнала.

Все сказанное относится к случаю, когда необходимо количественное сопоставление спектральных составляющих виброакустического сигнала из различных частотных областей. Если же требуется сопоставить его средние квадратические значения в достаточно широкой частотной области, например, при сопоставлении антивибрационных свойств подшипников разных типов, то «мешающее» влияние резонансных свойств корпуса ТК можно не учитывать, поскольку они не зависят от конструктивных особенностей подшипников ротора.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554а) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006-2008 годы)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

### Литература

1. Задорожная, Е.А. *Результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С.* / Е.А. Задорожная, Н.А. Хозеник, П.А. Тараненко // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2006. - Вып. 8. - МП (66). - С. 69-77.*

2. Иванов, Д.Ю. *Вибрационное диагностирование турбокомпрессоров ТКР-8,5С* / Д.Ю. Иванов // *Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно - технической конференции.* - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. - С. 267-273.

3. Ширман, А.М. *Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования* / А.М. Ширман, А.К. Соловьев. - М.: Машиностроение, 1996. - 276 с.

4. Генкин, М.Д., Соколова, А.Г. *Виброакустическая диагностика машин и механизмов* / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. - М.: Машиностроение, 1987. - 282 с.

*Поступила в редакцию 31 мая 2008 г.*

**Слива Олег Кириллович.** Кандидат технических наук, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - теория механических колебаний, динамика роторных машин.

**Sliva Oleg Kirillovich** Cand.Sc. (Engineering), Professor of the Applied Mechanics, Dynamics and Strength of Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: theory of mechanical oscillations, dynamics of rotor machines.

**Иванов Дмитрий Юрьевич.** Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - вибродиагностика машин, динамика подшипников.

**Ivanov Dmitry Yurievich.** Cand.Sc. (Engineering), Associate Professor of the Motor Transport Department of the South Ural State University. Professional interests: vibration monitoring of machines, dynamics of bearings.

**Тараненко Павел Александрович.** Ассистент кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин». Область научных интересов: теория механических колебаний, динамика роторов на подшипниках скольжения, метод конечных элементов, численные методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений движения.

**Taranenko Pavel Aleksandrovich.** Assistant of the Applied Mechanics, Dynamic and Strength of Machines Department. Professional interests: theory of mechanical oscillations, dynamics of rotors on plain bearings, finite-element method, numerical approach integration of the ordinary differential equations of motion.