

УДК 621.165

ЗАВИСИМОСТЬ ВИБРОАКТИВНОСТИ ДВУХПРОЛЕТНОГО РОТОРА С КОСОСИММЕТРИЧНЫМ ОСТАТОЧНЫМ ДИСБАЛАНСОМ ОТ ТИПА ПОДШИПНИКОВ ПРИ ВЫБЕГЕ

© Ольга Аскольдовна Волоховская, Ольга Владимировна Бармина

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт Машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук
(ИМАШ РАН), Москва, Россия
olgaavol@yandex.ru, barminao@yandex.ru

Аннотация. Исследовано влияние типа подшипников на виброактивность высокотемпературного отдела турбоагрегата, включающего в себя ротор высокого давления и ротор средне-низкого давления, при выбеге. Предполагалось, что в системе присутствует исходный неустраняемый прогиб и что оба ротора обладают остаточным кососимметричным дисбалансом. Сравнение виброактивности системы проведено для двух наиболее распространенных в теплоэнергетике типов подшипников – эллиптических и шестиколодочных сегментных. Расчеты выполнены для турбины К-300-23.5 производства ЛМЗ. Полученные результаты проанализированы.

Ключевые слова: виброактивность ротора, кососимметричный остаточный дисбаланс, сегментные подшипники, эллиптические подшипники, погнутость ротора, выбег ротора, амплитуды вынужденных колебаний.

DEPENDENCE OF VIBROACTIVITY OF A TWO-SPAN ROTOR WITH A SKEW-SIMMETRIC RESIDUAL IMBALANCE FROM A TYPE OF BEARINGS DURING COASTING

O.A. Volokhovskaya, O.V. Barmina

A.A. Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Moscow, Russia
olgaavol@yandex.ru, barminao@yandex.ru

Abstract. The influence of the bearings type on the vibration activity of the turbine unit's high-temperature department, which includes a high-pressure rotor and a medium-low pressure rotor, during coasting, is investigated. It was assumed that the system has an initial unrecoverable deflection and that both rotors have a residual skew-symmetric imbalance. Comparison of the system's vibratory activity is carried out for the two most common types of bearings in the power engineering - elliptical and six - blocks segment ones. The calculations were performed for the K-300-23.5 turbine manufactured by LMP. The results analyzed.

Key words: rotor vibroactivity, skew-symmetric residual imbalance, segment bearings, elliptical bearings, rotor curvature, rotor coasting, forced oscillation amplitudes.

Введение. Виброактивность турбоагрегата (ТА) определяется прежде всего величиной и распределением остаточного дисбаланса после балансировки роторов и дисбаланса, вызванного неустранимым прогибом, порожденным температурной нестабильностью роторов или несоблюдением условий пуска турбоагрегата [1-3]. Кроме указанных факторов существенное влияние на уровень виброактивности оказывает тип подшипников, на которых установлен турбоагрегат [4]. Известно, что амплитуды колебаний валопровода при рабочей скорости вращения 1) в точках установки ТА на подшипники должны удовлетворять нормам ISO (International Standart Organisation) $A \leq 90$ мкм; 2) в серединах пролетов не превышать величины зазоров в уплотнениях. Тип подшипников влияет на выполнение обоих условий ограничения амплитуд. Однако это влияние становится определяющим для выполнения первого условия для систем Ротор высокого давления – Ротор средне-низкого давления турбоагрегата («РВД-РСНД») ТА с кососимметричным остаточным дисбалансом каждого из роторов. При переходных колебаниях на выбеге турбоагрегата, возникающих на собственных частотах, которым соответствуют формы колебаний с близкими к середине пролетов узлами, наличие в системе кососимметричного дисбаланса способствует возрастанию амплитуд колебаний в точках установки системы на подшипники. При неблагоприятном взаимном расположении остаточных дисбалансов и дисбалансов от неустранимого прогиба для отдельных типов подшипников это может привести к выходу их из строя и необходимости аварийной остановки ТА для ремонта или замены подшипников. Родственные проблемы рассмотрены в работах [5-10].

Для двух наиболее часто используемых типов подшипников – сегментных и эллиптических [4] сравним виброактивность системы «РВД-РСНД» ТА с кососимметричным остаточным дисбалансом на каждом из пролетов и неустранимым прогибом с наибольшим параметром формы [1].

Физическая модель и расчетная схема системы «РВД-РСНД». Расчетная схема конструкции представлена на рис.1. Она состоит из невесомого вала, имеющего изгибную жесткость, несущего на себе приведенные сосредоточенные массы m_j ($j=1, \dots, 9$). Вал установлен на трех подшипниках. Оси Ox , Oy представляют собой главные оси жесткости наиболее нагруженного среднего подшипника: Ox – ось минимальной жесткости, Oy – ось максимальной жесткости.

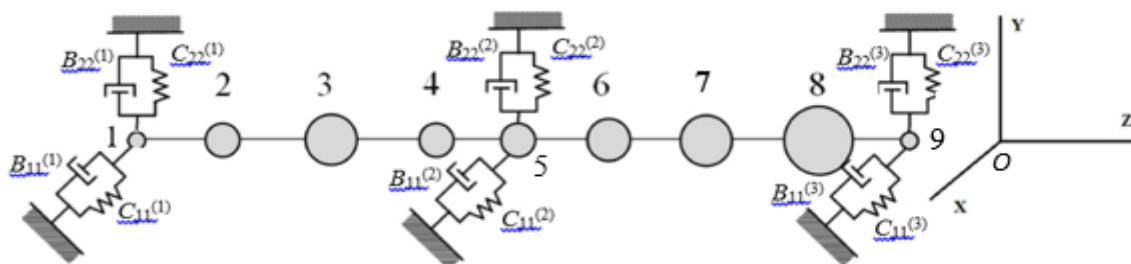


Рис. 1. Расчетная схема валопровода:

$C_{ii}^{(k)}$, $B_{ii}^{(k)}$ - параметры жесткости и демпфирования подшипников, соответственно; $k=1, 2, 3$ – номер подшипника слева направо, $ii=11$ - для значений параметров в направлении оси Ox , $ii=22$ - в направлении оси Oy .

Участок валопровода ротора высокого давления в процессе эксплуатации приобретает температурные изменения или изменения, обусловленные несоблюдением условий пуска турбоагрегата [1-3]. При этом оси РВД системы «РВД-РСНД» после установки в подшипники представляют собой плоские кривые, лежащие в плоскостях yOz или xOz . На рис. 2 представлена исходная форма оси, снятого с левой опоры валопровода системы «РВД-РСНД» (кривая O_1BC). Величина $\alpha = f/\delta$, где f – величина смещения левого конца РВД, δ – стрелка приобретенного прогиба РВД, может быть названа *параметром формы кривой* начального прогиба РВД.

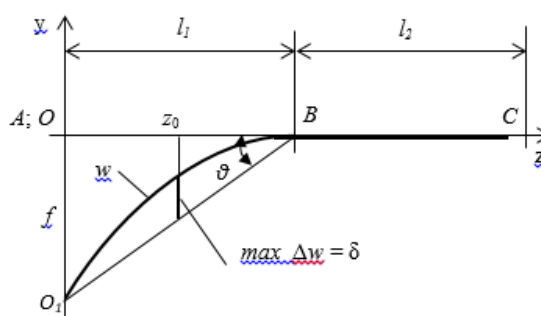


Рис. 2. Форма оси свободного от нагрузок валопровода системы «РВД-РСНД» с первоначально погнутому РВД, присоединенным муфтой к непогнутому РСНД.

Форма кривой прогиба не может быть предсказана заранее, так как зависит от большого числа различных и не известных факторов [1]. Из всех теоретически возможных форм неустраняемого прогиба [1] для дальнейших расчетов выберем вариант, соответствующий наибольшему значению параметра формы α

$$w = f \left(\sin \frac{\pi z}{2l} - 1 \right); \quad 0 < z < l; \quad \alpha = f/\delta = 4.75. \quad (1)$$

Расчет вынужденных колебаний системы «РВД-РСНД» при выбеге. Значения физических параметров системы в расчетном примере соответствуют системе «РВД-РСНД» турбины К-300-23.5 производства ЛМЗ: длина каждого из пролетов $l = 5.5$ м; масса РВД $M_1 = 9600$ кг, масса РСНД $M_2 = 17800$ кг; приведенные дискретные массы - $m_1 = 500$ кг, $m_2 = 2800$ кг, $m_3 = 3000$ кг, $m_4 = 2800$ кг, $m_5 = 1000$ кг, $m_6 = 3000$ кг, $m_7 = 5000$ кг, $m_8 = 8800$ кг, $m_9 = 500$ кг; приведенные изгибные жесткости - вала РВД $EI_1 = 5.15 \cdot 10^8$ Н/м, вала РСНД $EI_2 = 18.025 \cdot 10^8$ Н/м. Форма кривой неустраняемого прогиба ротора высокого давления принята в соответствии с соотношением (1).

Для сравнения уровней виброактивности системы «РВД-РСНД» с кососимметричным дисбалансом на разных подшипниках выберем эллиптические и шестиколодочные сегментные подшипники скольжения, как наиболее распространенные в отечественной теплоэнергетике [4]. Схемы подшипников представлены на рис. 3а, б.

Значения параметров подшипников обоих типов для системы «РВД-РСНД» из рассматриваемого примера представлены в табл. 1.

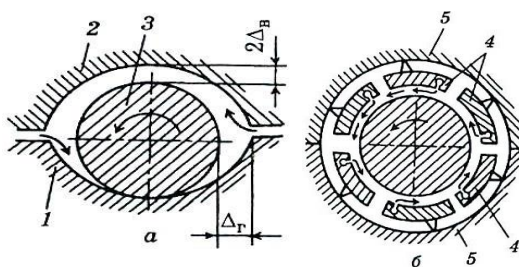


Рис. 3. Основные схемы опорных подшипников:
 (а) – эллиптический, 1-нижний вкладыш, 2-верхний вкладыш, 3- шип; (б) – сегментный шестиколодочный, 4-колодки, 5- корпус.

Таблица 1

Значения параметров подшипников.

Вид	Эллиптические			Сегментные		
	1-(1)	2-(5)	3-(9)	1-(1)	2-(5)	3-(9)
№ подшипника и № массы						
$C_{11}, Н/м$	$0.022 \cdot 10^9$	$0.157 \cdot 10^9$	$0.114 \cdot 10^9$	$0.127 \cdot 10^9$	$0.172 \cdot 10^9$	$0.164 \cdot 10^9$
$C_{22}, Н/м$	$0.685 \cdot 10^9$	$1.208 \cdot 10^9$	$1.041 \cdot 10^9$	$0.343 \cdot 10^9$	$1.368 \cdot 10^9$	$1.038 \cdot 10^9$
$B_{11}, кг \cdot с^{-1}$	$0.564 \cdot 10^6$	$0.804 \cdot 10^6$	$0.752 \cdot 10^6$	$0.276 \cdot 10^6$	$0.366 \cdot 10^6$	$0.352 \cdot 10^6$
$B_{22}, кг \cdot с^{-1}$	$3.256 \cdot 10^6$	$5.605 \cdot 10^6$	$4.944 \cdot 10^6$	$0.440 \cdot 10^6$	$2.453 \cdot 10^6$	$1.917 \cdot 10^6$

На рис. 4 приведены линии неустранимого приобретенного прогиба системы «РВД–РСНД» с выбранным параметром формы прогиба РВД, установленной в подшипники двух рассматриваемых типов. При расчетах стрелка неустранимых прогибов в соответствии с нормами ISO на тепловую пробу была выбрана равной предельно допустимому значению $\delta = 20$ мкм.

Собственные частоты, проходимые турбоагрегатом при выбеге, и соответствующие им нормированные формы колебаний для системы с выбранными параметрами (табл. 1), были рассчитаны в [3]. У системы «РВД–РСНД» при обоих типах подшипников имеется по пять собственных частот, лежащих ниже рабочей скорости вращения ТА $\omega = 314.16$ рад /с: три в направлении оси Ox и две в направлении оси Oy . Значения этих частот приведены в табл. 2 полужирным шрифтом.

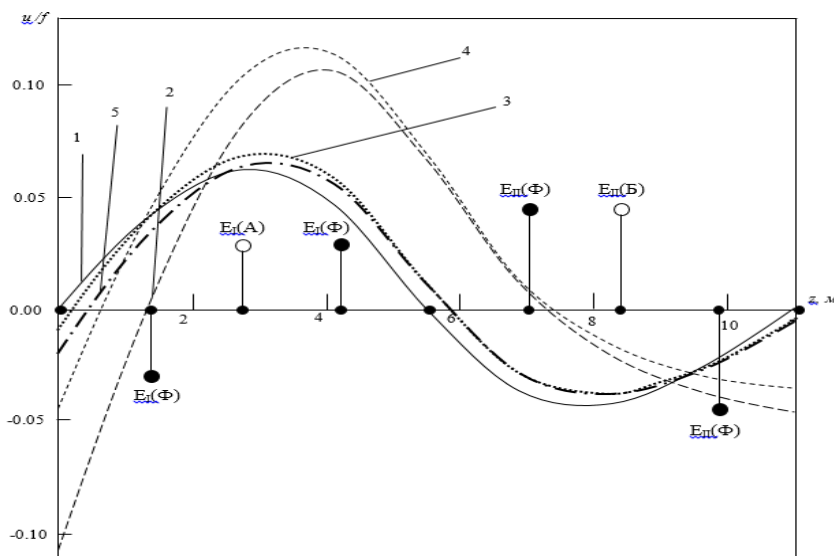


Рис. 4. Линии неустранимого прогиба системы «РВД – РСНД» для рассматриваемого примера и варианты расположения неуравновешенностей:

1- жесткие опоры; 2, 3-эллиптические подшипники, оси Ox , Oy соответственно; 4, 5- сегментные подшипники, оси Ox , Oy соответственно; АБ - вариант расположения неуравновешенностей при наиболее виброактивном симметричном дисбалансе; Ф - вариант расположения неуравновешенностей при наиболее виброактивном кососимметричном дисбалансе.

Таблица 2

Собственные частоты системы.

Тип подшипников	Эллиптические		Сегментные	
	по Ox	по Oy	по Ox	по Oy
Порядковый № собственной частоты				
1-я, рад/с	100.8	182.7	110.9	178.7
2-я, рад/с	112.4	213.1	136.1	213.3
3-я, рад/с	242.8	538.7	295.0	510.1

В табл. 2 среди приведенных собственных частот валопровода для системы с каждым видом подшипников имеется по одной собственной частоте, которой соответствует главная форма колебаний с узлами, близкими к серединам каждого из пролетов. Это частоты:

эллиптические подшипники	$p_{3x}^{эл} = 242,8$ рад/с ;	
сегментные подшипники	$p_{3x}^{сег} = 295,0$ рад/с .	(2)

Соответствующие этим частотам нормированные формы колебаний представлены на рис. 5. Вынужденные колебания именно по этим формам могут возбуждаться при выбеге турбоагрегата при наличии кососимметричных дисбалансов обоих роторов и иметь при этом превышающие нормы ISO амплитуды в зоне подшипников. Это может привести к выходу подшипников из строя и аварийной остановке ТА.

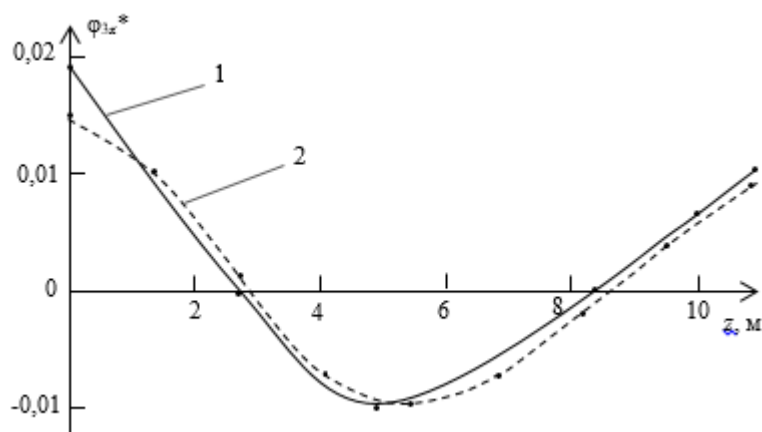


Рис. 5. Собственные формы колебаний, опасные для подшипников:
 1- $\varphi_{3x}^{*эл}$ –эллиптические подшипники, 2 - $\varphi_{3x}^{*сег}$ –сегментные подшипники.

Расчет амплитуд переходных колебаний системы «РВД–РСНД» в околорезонансных зонах частот (2) при кососимметричном дисбалансе проведен на основе методики, предложенной в [4] и ранее использованной в [1]

$$A_j = \varphi_{j(k)}(p_{(k)}/H_{(kk)}) \cdot \chi_{(k)}, \quad (3)$$

где A_j – амплитуда в точке $z = z_j$ расположения j -ой сосредоточенной массы на оси ротора (рис. 1), $\varphi_{j(k)}$ – значение k -ой формы колебаний в точке $z = z_j$ (здесь и далее по индексам в скобках суммирование не проводится), $p_{(k)}$ - собственная частота колебаний, $H_{(kk)}$ - приведенный коэффициент демпфирования для колебаний по форме k , $\chi_{(k)}$ - параметр возбуждения при колебаниях по форме k .

Приведенный параметр демпфирования $H_{(kk)}$ для модели «РВД–РСНД» выражается соотношением [4]

$$H_{(kk)} = b^1 \varphi_{1k}^2 + b^2 \varphi_{5k}^2 + b^3 \varphi_{9k}^2, \quad (4)$$

где $\varphi_{1k}, \varphi_{5k}, \varphi_{9k}$ – значения главных форм колебаний ротора на трех опорах, расположенных в точках 1, 5, 9 на рис. 1 для каждой из плоскостей xOz и yOz , соответственно для каждого типа подшипников; $b^j = B_{11}^j$ – коэффициент демпфирования для подшипника с номером j каждого из рассматриваемых типов при колебаниях в плоскости xOz , $b^j = B_{22}^j$ - при колебаниях в плоскости yOz , ($j = 1, 2, 3$), (рис. 1).

Параметр меры возбуждения колебаний в системе «РВД–РСНД» при резонансе χ_k включает в себя влияние неуравновешенностей, приобретенных за счет неустранимого прогиба (рис. 4), и остаточных неуравновешенностей масс с эксцентриситетами e_j ($j = 1, \dots, 9$)

$$\chi_k = \chi_k^f + \chi_k^\varepsilon; \quad \chi_k^f = f \sum_{j=1}^9 m_j \tilde{u}(z_j) \cdot \varphi_{jk}; \quad \chi_k^\varepsilon = \sum_{j=1}^9 m_j e_j \varphi_{jk}. \quad (5)$$

Здесь φ_{jk} - собственные формы колебаний системы с соответствующим типом подшипников; $\tilde{u}(z_j)$ - значения функций неустранимого прогиба системы вдоль осей Ox и Oy (рис. 4) в точках крепления масс на валу ($j = 1, \dots, 9$) для каждого типа подшипников. В соотношениях (4) и (5) для рассматриваемого примера следует положить $k = 3$.

В работах [1, 3] показано, что основной вклад в величину суммарного параметра возбуждения системы, заданного первым соотношением (5), дает параметр χ_k^ε , зависящий от распределения остаточных дисбалансов роторов по длине валопровода и вида соответствующей собственной формы колебаний. Из (5) следует, что наибольшее значение суммарного параметра возбуждения χ_k достигается, если χ_k^ε и χ_k^f имеют одинаковые знаки. Далее предполагаем, что для обоих типов подшипников вектора остаточных дисбалансов и кривые неустранимого прогиба лежат в одной плоскости. Тогда при неустранимом прогибе РВД, заданном уравнением (1), максимальное значение параметра χ_k достигается при расположении неуравновешенностей на пролетах, отвечающих варианту типа Ф (рис. 4). Здесь же приведено расположение неуравновешенностей для наиболее виброактивного на этих частотах симметричного точечного дисбаланса (вариант АБ) [3]. Из-за отсутствия норм на величину предельно допустимого момента инерционных сил, примем неуравновешенности E_I (для первого пролета валопровода) и E_{II} (для второго) при кососимметричном дисбалансе равными предельно допустимым их значениям при симметричном точечном дисбалансе [3]. Тогда для неуравновешенностей (индексы 2, 4, 6, 8 соответствуют номерам масс на валопровode) получим

$$\begin{aligned} E_2 = |E_4| = E_I = M_1 \varepsilon; \quad |E_6| = |E_8| = E_{II} = M_2 \varepsilon; \\ \Phi: \quad E_2 = -E_I, \quad E_4 = E_I, \quad E_6 = E_{II}, \quad E_8 = -E_{II}; \end{aligned} \quad (6)$$

где $\varepsilon = |\varepsilon| = 0.1 g/\omega^2$ - модуль приведенных остаточных эксцентриситетов [10], M_1, M_2 - массы РВД и РСНД, соответственно.

Параметр возбуждения от наиболее виброактивного кососимметричного дисбаланса типа Ф на частотах, заданных равенствами (2), описывается соотношением

$$\chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi)} = -E_I [|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] - E_{II} [|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|], \quad (7)$$

где φ_{3x} – главные формы колебаний при частотах (2) для каждого типа подшипников.

В табл. 3 представлены значения амплитуд перемещений в контрольных точках валопровода системы с кососимметричным дисбалансом Ф (рис. 4) и неустранимым прогибом РВД (1) при использовании эллиптических и сегментных подшипников с параметрами, приведенными в табл. 1. Для сравнения приведены амплитуды колебаний в тех же точках при симметричном точечном дисбалансе варианта АБ, наиболее виброактивном симметричном дисбалансе на рассматриваемых частотах [3].

Таблица 3

Амплитуды колебаний системы «РВД-РСНД» от прогиба и дисбалансов.

Амплитуды в контрольных точках: подшипниках и серединах пролетов; (мкм)					
№ подшипника и/или массы	$z=0$ (1); m_1	$z=0.5 l$ m_3	$z= l$ (2); m_5	$z=1.5 l$ m_7	$z=2 l$ (3); m_9
ЭЛЛИПТИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ: $p_{3x} = 242,8 \text{ рад/с}$					
A^f	-8,3	0,7	4,0	0,7	-3,7
(Ф) A^ε	-51,8	-4,8	33,0	6,6	-32,4
(Ф) $A^f + A^\varepsilon$	-60,1	-4,1	37,0	7,3	-36,1
(АБ) $A^f + A^\varepsilon$	-14,0	1,3	7,0	1,1	-6,5
СЕГМЕНТНЫЕ ПОДШИПНИКИ: $p_{3x} = 295 \text{ рад/с}$					
A^f	-9,6	-0,9	6,1	1,2	-6,0
(Ф) A^ε	-121,6	-11,3	77,4	15,4	-76,1
(Ф) $A^f + A^\varepsilon$	-131,2	-12,2	83,5	16,6	-82,1
(АБ) $A^f + A^\varepsilon$	-120,0	-11,1	76,0	7,0	76,0

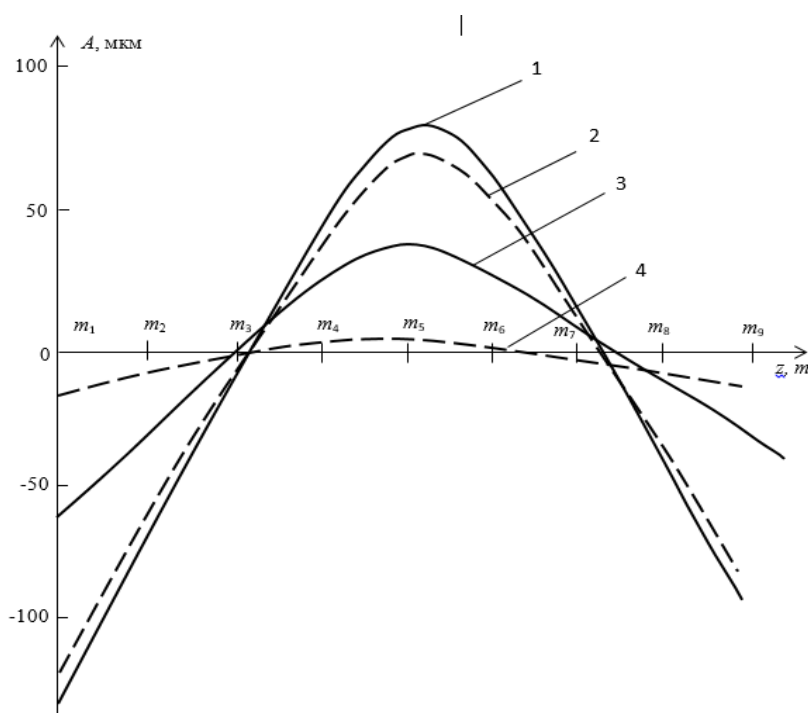


Рис. 6. Амплитуды колебаний системы «РВД – РСНД», установленной на подшипниках двух различных типов: 1, 2 – сегментные подшипники; 3, 4 – эллиптические подшипники; сплошные линии – кососимметричный дисбаланс Ф; пунктирные – симметричный дисбаланс АБ.

На рис. 6 приведены графики амплитуд в контрольных точках валопровода для двух типов подшипников при кососимметричном дисбалансе типа Ф и симметричном дисбалансе АБ.

Основные результаты и выводы.

1. Для модели двухпролетного ротора высокотемпературной части валопровода турбины типа К-300-23.5 (рис. 1) рассчитаны амплитуды переходных колебаний в контрольных точках на частотах p_{3x} при выбеге системы с наиболее опасным (с точки зрения виброактивности) типе кососимметричного дисбаланса варианта Ф. Рассмотрены наиболее распространенные в турбостроении типы подшипников – эллиптические и сегментные. Частоты $p_{3x}^{эл}$ и $p_{3x}^{сег}$ (2) выбраны потому, что им соответствуют собственные формы колебаний валопровода с узлами на каждом из пролетов (рис. 5), что в сочетании с кососимметричным остаточным дисбалансом в системе может быть опасно для сохранности подшипников.

2. Проведено сравнение амплитуд в контрольных точках системы при ее установке на эллиптические и сегментные подшипники на частотах $p_{3x}^{эл}$ и $p_{3x}^{сег}$ при дисбалансе типа Ф с соответствующими амплитудами при осесимметричном наиболее виброактивном дисбалансе типа АБ (рис. 4). Из табл. 3 и рис. 5 следует, что амплитуды системы «РВД – РСНД» в точках установки ее на подшипники при кососимметричном дисбалансе Ф превосходят соответствующие амплитуды при симметричном дисбалансе АБ: для эллиптических подшипников примерно в 4.3 раза, для сегментных – в 1.1 раза.

3. Амплитуды перемещений системы «РВД-РСРД» с сегментными подшипниками в точках ее установки на подшипники более, чем в 2 раза превосходят амплитуды той же системы с эллиптическими подшипниками. При этом для системы с сегментными подшипниками амплитуды в точке А (рис. 2) примерно в 1.5 раза превышают норму ISO (90 мкм) и являются опасными для сохранности подшипников. Для системы с эллиптическими подшипниками эти амплитуды примерно в 1.5 раза ниже верхней границы нормы ISO и для подшипников безопасны.

4. Для системы «РВД-РСРД» с выбранными физическими параметрами использование эллиптических подшипников приводит к снижению ее виброактивности более, чем в 2 раза (табл. 3, рис. 4) по сравнению с сегментными. Применение эллиптических подшипников является безопасным с точки зрения выполнения норм ISO и поэтому наиболее целесообразным.

Список литературы

1. *Volokhovskaya O.A., Barmina O.V.* Evaluation of the Influence of the Initial Deflection Curve Shape for a Two-Span Rotor with Residual Imbalance on Its Vibroactivity during Rundown // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability.* - 2017. - V. 46, N 2. - P. 99.
2. *Volokhovskaya O.A., Barmina O.V.* The Effect of Residual Imbalance Type in Vibration Activity of Double-Span Rotor with Different Curvature of the Axis under Rundown // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability.* - 2018. - V. 47, N 5. - P. 403.
3. *Kostyuk A.G., Volokhovskaya O.A.* Vibration activity evaluation of double-span rotor at rundown caused by its initial curvature and residual unbalanced // *Thermal Engineering.* - 2017. - V. 64, N 1. - P. 37.
4. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин. - М.: Изд. МЭИ, 2000. - 479 с.
5. *Рыгин Р.Е.* Влияние некомпенсированного моментного дисбаланса дисков на состояние гибкого ротора // *Казанская наука.* - 2011. - № 2. - С. 42.

6. *Jozef H., Vojtech S., Ales Ja.* Predictive control of radial rotor vibrations // Мир транспорта и технологических машин. - 2014. - № 1 (44). - С. 83.
7. *Бранцевич П.Ю.* Анализ причин изменения вибрационного состояния агрегата роторного типа // Актуальные вопросы машиноведения. - 2013. - Т. 2. - С. 277.
8. *Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М.* Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины // Теплоэнергетика. - 1995. - № 4. - С. 36.
9. *Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н.* Виды и причины вибрации энергетических машин // Современные наукоемкие технологии. - 2015. - № 5. - С. 32.
10. *Клейманов Р.В., Коршунов А.В.* Расчет амплитуды колебаний роторов турбомашин при разгоне // Компрессорная техника и пневматика. - 2016. - № 3. - С. 24.

Дата поступления: 30 октября 2019 г.