= МЕХАНИКА МАШИН ==

УДК 621.165

ВЛИЯНИЕ ТИПА ПОДШИПНИКОВ НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ ДВУХПРОЛЕТНОГО РОТОРА С КОСОСИММЕТРИЧНЫМ ОСТАТОЧНЫМ ДИСБАЛАНСОМ

© 2019 г. О. А. Волоховская^{1,*}, О. В. Бармина¹

¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова, г. Москва, Россия *e-mail: olgaavol@yandex.ru

Поступила в редакцию 24.04.2019 г. Принята к публикации 25.06.2019 г.

Исследована зависимость виброактивности высокотемпературного отдела турбоагрегата, включающего в себя ротор высокого давления и ротор средне-низкого давления, при кососимметричном остаточном дисбалансе каждого из роторов от типа наиболее часто используемых подшипников. Рассмотрены шестиколодочные сегментные и эллиптические подшипники. При исследовании учтено наличие в системе неустранимого прогиба валопровода. Расчеты выполнены для турбины К-300-23.5 производства ЛМЗ. Приведен ключевой результат анализа.

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

DOI: 10.1134/S0235711919050134

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 [1–3]. Кроме указанных факторов существенное влияние на уровень виброактивности оказывает тип подшипников, на которых установлен турбоагрегат [4]. Известно, что амплитуды колебаний в точках установки ТА на подшипники при рабочей скорости должны удовлетворять нормам ISO (International Standart Organisation): 1) $A \le 90$ 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 турбоагрегата для замены подшипников. Родственные проблемы рассмотрены в работах [5-10].



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.



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

Для двух наиболее часто используемых типов подшипников – сегментных и эллиптических [4] сравним виброактивность системы "РВД–РСНД" турбоагрегата 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, ..., 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.

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 *уОz* или *хОz*. 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.

Форма кривой прогиба не может быть предсказана заранее, так как зависит от большого числа различных и не известных факторов [1]. Из всех теоретически возможных



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

форм неустранимого прогиба [1] для дальнейших расчетов выберем вариант, соответствующий наибольшему значению параметра формы α

$$w = f(\sin \pi z/2l - 1); \quad 0 < z < l, \quad \alpha = f/\delta = 4.75.$$
(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 $EI_1 = 5.15 \times 10^8$ Н/м, вала РСНД $EI_2 = 18.025 \times 10^8$ Н/м. Форма кривой неустранимого прогиба ротора высокого давления принята в соответствии с соотношением (1).

Для сравнения уровня виброактивности системы "РВД–РСНД" с кососимметричным дисбалансом 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 "PBД–PCHД" из рассматриваемого примера представлены в табл. 1.

На рис. 4 приведены линии неустранимого приобретенного прогиба системы "РВД–РСНД" с выбранным параметром формы прогиба РВД, установленной в под-

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

Таблица 1. Значения параметров подшипников



Рис. 4. Линии неустранимого прогиба системы "РВД – РСНД" для рассматриваемого примера и варианты расположения неуравновешенностей: 1 – жесткие опоры; 2 – эллиптические подшипники, ось Ox; 3 – эллиптические подшипники, ось Oy; 4 – сегментные подшипники, ось Ox; 5 – сегментные подшипники, ось Oy: AB – вариант расположения неуравновешенностей при наиболее виброактивном симметричном дисбалансе.

шипники 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 TA ω = 314.16 рад/с: три в направлении оси *Ox* и две в направлении оси *Oy*. Значения этих частот приведены в табл. 2 полужирным шрифтом.

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

Вид подшипников	Эллиптические		Сегментные		
Порядковый номер собственной частоты	по Х по Ү		по Х	по Ү	
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	

Таблица 2. Собственные частоты системы



Рис. 5. Собственные формы колебаний, опасные для подшипников: $1 - \phi_{3x}^{*,\mathfrak{I},\mathfrak{I}}$ – эллиптические подшипники, $2 - \phi_{3x}^{*cer}$ – сегментные подшипники.

эллиптические подшипники
$$p_{3x}^{3\pi} = 242.8 \text{ рад/с;}$$

сегментные подшипники $p_{3x}^{eer} = 295.0 \text{ рад/с.}$ (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 TA.

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]

$$A_{j} = \varphi_{j(k)}(p_{(k)}/H_{(kk)})\chi_{(k)}, \tag{3}$$

где A_j – амплитуда в точке $z = z_j$ расположения *j*-й сосредоточенной массы на оси ротора (рис. 1), $\varphi_{j(k)}$ – значение *k*-й 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]

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

где φ_{1k} , φ_{5k} , φ_{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, ..., 9)

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

чение 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 Φ (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 валопроводе) получим

$$|E_2| = |E_4| = E_1 = M_1\varepsilon; \quad |E_6| = |E_8| = E_{11} = M_2\varepsilon;$$

$$\Phi: \quad E_2 = -E_1, \quad E_4 = E_1, \quad E_6 = E_{11}, \quad E_8 = -E_{11};$$
(6)

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

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

$$\chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi)} = -E_{\mathrm{I}}[|\phi_{3x}(z_{2})| + |\phi_{3x}(z_{4})|] - E_{\mathrm{II}}[|\phi_{3x}(z_{6})| + |\phi_{3x}(z_{8})|],$$
(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 Φ (рис. 4) и неустранимым прогибом РВД (1), при использовании эллиптических и сегментных подшипников с параметрами, приведенными в табл. 1. Для сравнения показаны амплитуды колебаний в тех же точках при симметричном точечном дисбалансе варианта АБ, наиболее виброактивном симметричном дисбалансе на рассматриваемых частотах [3].

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

Основные результаты и выводы.

1. Для модели двухпролетного ротора высокотемпературной части валопровода турбины типа K-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

Амплитуды в контрольных точках: подшипниках и серединах пролетов (мкм)							
№ подшипника и/или массы	$z = 0$ (1); m_1	$z = 0.5l m_3$	$z = l(2); m_5$	$z = 1.5 l m_7$	$z = 2 l(3); m_9$		
ЭЛЛИПТИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ: <i>p</i> _{3x} = 242.8 рад/с							
A^f	-8.3	0.7	4.0	0.7	-3.7		
$(\Phi) A^{\varepsilon}$	-51.8	-4.8	33.0	6.6	-32.4		
$(\Phi) A^f + A^{\varepsilon}$	-60.1	-4.1	37.0	7.3	-36.1		
(AB) $A^f + A^{\varepsilon}$	-14.0	1.3	7.0	1.1	-6.5		
СЕГМЕНТНЫЕ ПОДШИПНИКИ: <i>p</i> _{3x} = 295 рад/с							
A^f	-9.6	-0.9	6.1	1.2	-6.0		
$(\Phi) A^{\varepsilon}$	-121.6	-11.3	77.4	15.4	-76.1		
$(\Phi) A^f + A^{\varepsilon}$	-131.2	-12.2	83.5	16.6	-82.1		
$(\mathbf{A}\mathbf{\overline{b}}) A^f + A^{\varepsilon}$	-120.0	-11.1	76.0	7.0	76.0		

Таблица 3. Амплитуды колебаний системы "РВД-РСНД" от прогиба и дисбалансов

сегментные. Частоты $p_{3x}^{3\pi}$ и p_{3x}^{cer} (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 $p_{3x}^{3\pi}$ и p_{3x}^{cer} при дисбалансе



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

типа Φ 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 Φ 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 A 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 "PBД—PCPД" 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.

конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

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. № 2. P. 99.
- 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. № 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. № 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.