

УДК 621.165

ВЛИЯНИЕ ТИПА ОСТАТОЧНОГО ДИСБАЛАНСА НА ВИБРОАКТИВНОСТЬ ДВУХПРОЛЕТНОГО РОТОРА С РАЗЛИЧНОЙ ПОГНУТОСТЬЮ ОСИ ПРИ ВЫБЕГЕ

© Ольга Аскольдовна Волоховская, Ольга Владимировна Бармина

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
olgaavol@yandex.ru, barminao@yandex.ru

Аннотация. Работа посвящена сравнительной оценке виброактивности исходно погнутого двухпролетного ротора при двух типах остаточного дисбаланса (сосредоточенного в центре каждого пролета и кососимметричного относительно середины каждого из пролетов), различно расположенных по отношению к кривой исходного прогиба двух видов при переходных колебаниях на низших критических скоростях при выбеге. Показано, что влияние кососимметричного дисбаланса на амплитуды переходных колебаний валопровода при выбеге особенно существенно для собственных частот, которым соответствуют формы колебаний с узлами вблизи середины каждого из пролетов. Модель соответствует системе «ротор высокого давления - совмещенный ротор средне-низкого давления» турбоагрегата. Расчеты амплитуд проведены для соответствующей системы турбины К-300-23.5 ЛМЗ. Полученные результаты проанализированы.

Ключевые слова: погнутость ротора, кососимметричный дисбаланс, симметричный дисбаланс, выбег ротора, амплитуды вынужденных колебаний, тепловая проба.

THE INFLUENCE OF THE RESIDUAL IMBALANCE TYPE IN VIBROACTIVITY OF TWO-SPAN ROTOR WITH VARIOUS CURVATURE OF THE AXIS UNDER RUNDOW

© O.A. Volorhovskaya, O.A. Barmina

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

Abstract. The work is devoted to a comparative assessment of the vibroactivity of the initially bent two-span rotor with two types of residual imbalance (concentrated in the middle of each span and skew-symmetrical relative to the middle of each span), differently located with respect to the initial deflection curve of the two types during transient oscillations at lower critical speeds under rundown. It is shown that the influence of the skew-symmetric imbalance on the amplitudes of the transient oscillations of the shafting during the rundown is especially significant for the natural frequencies, which correspond to the vibration forms with nodes near the middle of each span. The model corresponds to the "high pressure rotor - a combined medium-low pressure rotor" system of a turbine unit. The amplitudes were calculated for the corresponding K-300-23.5 LMZ turbine system of LMP (Leningrad Metallic Plant). The obtained results are analyzed.

Key words: *curvature of the rotor, skew-symmetric imbalance, symmetric imbalance, the rotor rundown, amplitude of forced oscillations, thermal test.*

Исследование влияния кососимметричного дисбаланса на амплитуды переходных колебаний валопровода при выбеге особенно важно для проходимых турбоагрегатом (ТА) собственных частот, которым соответствуют формы колебаний с узлами на каждом из пролетов. Сопоставление амплитуд, вызываемых кососимметричным и симметричным дисбалансами на этих частотах в точках установки системы «ротор высокого давления - совмещенный ротор средне-низкого давления» («РВД-РСНД») на подшипники, позволит судить о целесообразности расчета ее виброактивности при присутствии кососимметричного дисбаланса.

В статье далее рассматриваются только расположенные в серединах пролетов или кососимметрично относительно середин пролетов сосредоточенные неуравновешенности, так как в предыдущих работах [1,2] было показано, что распределенные равномерно по пролетам неуравновешенности той же величины, что и сосредоточенные, вызывают на критических скоростях меньшие амплитуды вынужденных колебаний. Некоторые родственные проблемы рассмотрены в работах [3-8].

Физическая модель и расчетная схема высокотемпературного отдела валопровода «РВД-РСНД». Как и в предыдущих исследованиях примем, что каждый из роторов моделируемого участка валопровода представлен безинерционным валом, несущим на себе сосредоточенные массы, суммарный вес которых равен весу соответствующего ротора. Изгибные жесткости валов предполагаются известными. Моделируемый двухпролетный ротор покоится на трех подшипниках и отнесен к неподвижной системе осей $Oxuz$. Оси Ox , Oy представляют собой главные оси жесткости наиболее нагруженного среднего подшипника, при этом Ox – ось минимальной жесткости подшипника, Oy – ось максимальной жесткости подшипника.

Для моделирования кривой исходного прогиба валопровода принята гипотеза о том, что температурные или обусловленные несоблюдением правил эксплуатации изменения приобретает только РВД, при этом кривые его прогиба и результирующего прогиба валопровода в подшипниках представляют собой плоские кривые, лежащие в плоскостях yOz или xOz .

На рис. 1 представлена исходная форма оси свободного от нагрузок валопровода «РВД-РСНД» (кривая O_1BC), состоящего из первоначально погнутого РВД (линия прогиба - пунктирная линия O_1B) и присоединенного жесткой муфтой прямолинейного (не погнутого) РСНД (линия BC). На рис.1 величина δ - это стрелка погнутого РВД в период выбега ротора при останове ТА, отрезок $O_1O = f$ - максимальное значение смещения оси погнутого ненагруженного РВД, соединенного муфтой с РСНД. Величина $\alpha = f/\delta$ может быть названа параметром формы кривой начального прогиба РВД.

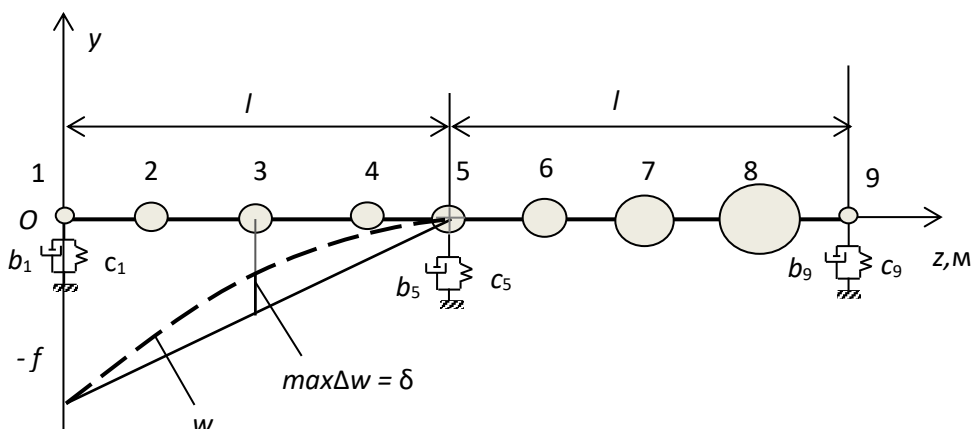


Рис. 1. Расчетная схема системы «РВД - РСНД» и исходная линия оси РВД после снятия его с левой опоры (O_1BC).

Форма кривой этого прогиба не может быть предсказана заранее, так как зависит от большого числа различных и не всегда известных факторов, подробно перечисленных в [1, 2]. Из всей выборки рассмотренных в [2] теоретически возможных форм неустранимого прогиба ротора высокого давления для дальнейших расчетов были выбраны два варианта, соответствующих наибольшему α_1 и наименьшему α_2 значениям параметра формы α

$$\text{вариант 1} \quad w_1 = f_1 \left(\sin \frac{\pi z}{2l} - 1 \right); \quad 0 < z < l, \quad \alpha_1 = \frac{f_1}{\delta} = 4,75. \quad (1)$$

$$\text{вариант 2} \quad w_2 = \delta \sin \frac{\pi z}{l} + f_2 \left(\frac{z}{l} - 1 \right); \quad 0 < z < l, \quad \alpha_2 = \frac{f_2}{\delta} = \pi \cong 3,14. \quad (2)$$

На рис. 2. приведены линии прогиба системы «РВД – РСНД», установленной на сегментных подшипниках с параметрами, представленными соотношениями (3), для двух видов первоначального прогиба РВД w_1 и w_2 и возможные варианты расположения сосредоточенных неуравновешенностей на пролетах при разных видах симметричного и кососимметричного дисбаланса. При расчетах стрелка неустранимых прогибов в соответствии с нормами на тепловую пробу была выбрана равной $\delta = 20$ мкм. Варианты симметричного дисбаланса (в центре каждого из пролетов обоих роторов) - А, Б, АБ, БА; варианты Ф и П соответствуют двум наиболее виброактивным видам кососимметричного дисбаланса системы «РВД-РСНД», образованным из кососимметричных дисбалансов каждого из роторов.

Из рис. 2 следует, что после постановки жестко соединенного двухпролетного валопровода в сегментные подшипники наибольший статический прогиб как вдоль оси Ox , так и вдоль оси Oy для обоих рассмотренных вариантов w_1 и w_2 неустранимого прогиба РВД наблюдается в средней части пролета РВД. Установлено, что величины результирующего прогиба валопровода обратно пропорциональны значению параметра формы кривой $\alpha = f/\delta$ исходного прогиба РВД (рис. 1): для рассмотренной в расчетах выборки кривых они оказались минимальны для прогиба с параметром формы $\alpha_2 = \pi = 3,14$ и максимальны для $\alpha_1 = 4,75$.

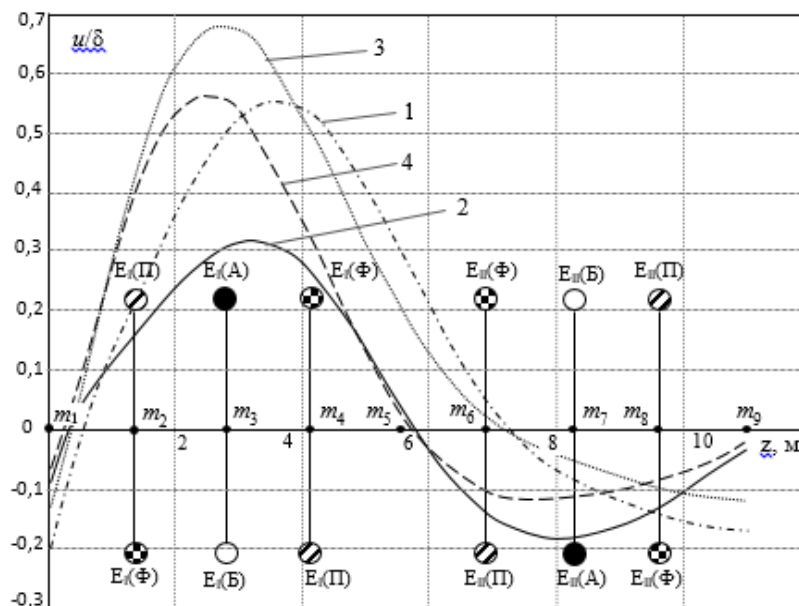


Рис. 2. Вид результирующих прогибов валопровода и расположение дисбалансов: 1, 2 – при прогибе РВД w_1 ($\alpha_1 = 4,75$) в направлении оси Ox и Oy , соответственно; 3, 4 – при прогибе w_2 ($\alpha_2 = 3,14$) в направлении оси Ox и Oy , соответственно. А, Б, АБ, БА - варианты расположения неуравновешенностей при симметричном дисбалансе; Φ , Π - варианты расположения наиболее виброактивных кососимметричных дисбалансов.

Расчет колебаний двухпролетного ротора при выбеге для выбранных вариантов начального прогиба РВД. Значения физических параметров системы в расчетном примере соответствуют системе «РВД-РСНД» валопровода турбины К-300-23.5 ЛМЗ: длина каждого из пролетов $l = 5,5$ м; масса РВД $M_1 = 9600$ кг; масса РСНД $M_2 = 17800$ кг; 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; приведенная жесткость вала РВД $EI_1 = 5,15 \cdot 10^8$ Н/м, приведенная жесткость вала РСНД $EI_2 = 18,025 \cdot 10^8$ Н/м. Рассмотренные варианты кривых неустранимого прогиба РВД определяются формулами (1) и (2).

Значения параметров для подобранных по методике [9] подшипников для рассматриваемого примера представлены соотношениями (3). Для расчетов были выбраны сегментные шестиколодочные подшипники, так как они имеют меньшие коэффициенты демпфирования по сравнению с эллиптическими и, следовательно, приводят к меньшим энергетическим потерям в системе.

$$\begin{aligned}
 i = 1 & \quad c_{11} = 0,127 \cdot 10^9 \text{ Н/м}, c_{22} = 0,348 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\
 & \quad b_{11} = 0,267 \cdot 10^6 \text{ кг/с}, b_{22} = 0,440 \cdot 10^6 \text{ кг/с}; \\
 i = 2 & \quad c_{11} = 0,172 \cdot 10^9 \text{ Н/м}, c_{22} = 1,368 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\
 & \quad b_{11} = 0,366 \cdot 10^6 \text{ кг/с}, b_{22} = 2,453 \cdot 10^6 \text{ кг/с}; \\
 i = 3 & \quad c_{11} = 0,164 \cdot 10^9 \text{ Н/м}, c_{22} = 1,038 \cdot 10^9 \text{ Н/м}; \\
 & \quad b_{11} = 0,352 \cdot 10^6 \text{ кг/с}, b_{22} = 1,917 \cdot 10^6 \text{ кг/с}.
 \end{aligned} \tag{3}$$

Из проведенных в [1] расчетов следует, что у системы «РВД – РСНД» имеется по пять собственных частот, лежащих ниже рабочей скорости вращения, а именно

$$\begin{aligned} \text{три по оси } Ox & \quad p_{1x}=110,9 \text{ рад/с}, \quad p_{2x}=136,9 \text{ рад/с}, \quad p_{3x}=295,0 \text{ рад/с}; \\ \text{две по оси } Oy & \quad p_{1y}=178,7 \text{ рад/с}, \quad p_{2y}=213,3 \text{ рад/с}. \end{aligned} \quad (4)$$

Соответствующие им безразмерные нормированные собственные формы колебаний валопровода вдоль осей Ox и Oy вида [9]

$$\varphi_k^*(z_j) = \varphi_k(z_j) / \{m_j [\varphi_k(z_j)]^2\}^{1/2}, \quad (5)$$

где k – номер собственной частоты ротора в сегментных подшипниках для каждой из главных плоскостей колебаний, z_j – абсцисса массы m_j ($j = 1, \dots, 9$) в модели валопровода (рис. 1), приведены на рис. 3.

Из рис. 3 следует, что среди пяти собственных частот, проходимых ТА при выбеге, имеется одна - $p_{3x}=295.0$ рад/с, которой соответствует форма колебаний $\varphi_{3x}^*(z_j)$ с двумя узлами вблизи середин пролетов РВД и РСНД. Именно эта собственная форма может возбуждаться при наличии в системе «РВД – РСНД» кососимметричного дисбаланса типа Φ или Π (рис. 2) и вызывать превышающие нормы ISO (International Standards Organization) амплитуды колебаний на подшипниках.

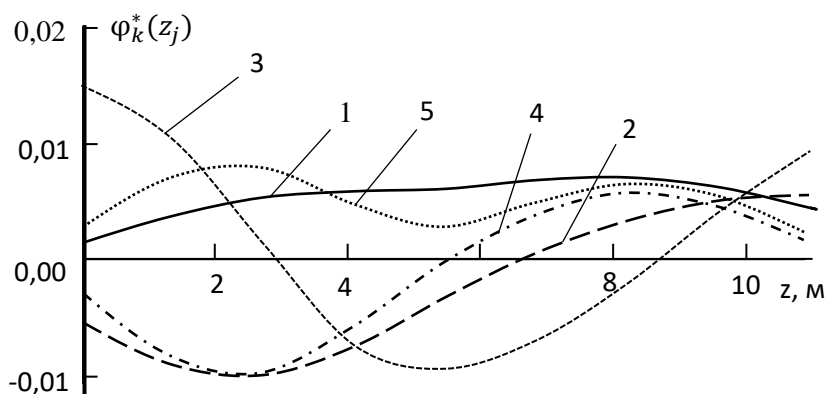


Рис. 3. Низшие собственные формы колебаний системы «РВД-РСНД»: по оси Ox : 1 – $\varphi_1^*(z_j)$, 2 – $\varphi_2^*(z_j)$, 3 – $\varphi_3^*(z_j)$; по оси Oy : 4 – $\varphi_1^*(z_j)$, 5 – $\varphi_2^*(z_j)$.

Расчет резонансных колебаний системы «РВД - РСНД» при выбеге ТА проводился, как и в [1,2], на основе методики, предложенной в [9] для резонансных амплитуд колебаний ротора с сосредоточенными дисбалансами

$$A_j = \varphi_{j(k)}(p_{(k)} / H_{(kk)}) \cdot \chi_{(k)}. \quad (6)$$

Здесь A_j – амплитуда в точке $z = z_j$ расположения j -той сосредоточенной массы на оси ротора (рис. 1), $\varphi_{j(k)}$ – значение k -той ненормированной главной 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» на рис. 1 выражается соотношением [9]

$$H_{(kk)} = b^1 \varphi_{1k}^2 + b^5 \varphi_{5k}^2 + b^9 \varphi_{9k}^2, \quad (7)$$

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

Параметр $\chi_{(k)}$ меры возбуждения колебаний в системе «РВД – РСНД» при резонансе $\chi_{(k)}$, включает в себя влияние неуравновешенностей, приобретенных за счет неустранимого прогиба $u(z) = f\tilde{u}(z)$ (рис. 2), и остаточных неуравновешенностей масс с эксцентриситетами e_j ($j = 1, 2, \dots, 9$)

$$\chi_k = \chi_k^f + \chi_k^\varepsilon; \quad \chi_k^f = f \sum_{j=1}^9 m_j \tilde{u}(z_j) \varphi_{jk}; \quad \chi_k^\varepsilon = \sum_{j=1}^9 m_j e_j \varphi_{jk}. \quad (8)$$

Варианты рассмотренных далее типов кососимметричных дисбалансов системы «РВД-РСНД» представлены соотношениями (8). При этом буквой Φ обозначен дисбаланс, находящийся в фазе с дисбалансом от прогиба РВД (рис. 2), буквой Π – дисбаланс, находящийся в противофазе с дисбалансом от прогиба РВД, буквами $\Phi\Pi$ обозначено сочетание дисбаланса Φ на пролете РВД и дисбаланса Π для РСНД, буквами $\Pi\Phi$ – сочетание дисбаланса Π на пролете РВД и дисбаланса Φ для РСНД.

Примем неуравновешенности при кососимметричных дисбалансах равными предельно допустимым величинам при осесимметричных дисбалансах в соответствии с [9]. Тогда будем иметь (индексы 2, 4, 6, 8 соответствуют номерам масс на валу)

$$|E_2| = |E_4| = E_I = M_1 \varepsilon; \quad |E_6| = |E_8| = E_{II} = M_2 \varepsilon; \quad (9)$$

$$\Phi: E_2 = -E_I, E_4 = E_I, E_6 = E_I, E_8 = -E_I; \quad \Pi: E_2 = E_I, E_4 = -E_I, E_6 = -E_I, E_8 = E_I;$$

$$\Phi\Pi: E_2 = -E_I, E_4 = E_I, E_6 = -E_I, E_8 = E_I; \quad \Pi\Phi: E_2 = E_I, E_4 = -E_I, E_6 = E_I, E_8 = -E_I;$$

где $\varepsilon = |\varepsilon| = 0,1g/\omega^2$ – модуль приведенных остаточных эксцентриситетов, M_1, M_2 – массы РВД и РСНД, соответственно. Параметры возбуждения от рассматриваемых кососимметричных дисбалансов будут равны

$$\begin{aligned} \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi)} &= -E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] - E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]; \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi)} &= E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] + E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]; \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi\Pi)} &= -E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] + E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]; \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi\Phi)} &= E_I[|\varphi_{3x}(z_2)| + |\varphi_{3x}(z_4)|] - E_{II}[|\varphi_{3x}(z_6)| + |\varphi_{3x}(z_8)|]. \end{aligned} \quad (10)$$

Для валопровода с выбранными параметрами из соотношений (10) и рис. 2 найдем

$$\begin{aligned} \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi)} &= -\chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi)} = 3599,136 \text{ кг(мкм)}^2, \\ \chi_{3x}^{\varepsilon(\Phi\Pi)} &= -\chi_{3x}^{\varepsilon(\Pi\Phi)} = 295,32 \text{ кг(мкм)}^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Из соотношений (11) очевидно, что дальнейшие расчеты следует проводить для двух наиболее виброактивных кососимметричных дисбалансов Φ и Π (рис. 2).

Колебания системы «РВД-РСНД» без дисбалансов, вызываемые остаточными прогибами с наибольшим $\alpha_1 = 4.75$ и наименьшим $\alpha_2 = \pi = 3.14$ из рассмотренных параметрами формы для

выбранного физического примера были исследованы в [2]. Очевидно, что в выбранной физической модели конструкции они не зависят от типа остаточного дисбаланса системы «РВД-РСНД». Тогда в соответствии с [2] параметры возбуждения для формы $\varphi_{3x}(z)$ будут равны

$$\chi_{3x}^f = -270,1988 \text{ кг(мкм)}^2 \text{ для } w_1; \quad \chi_{3x}^f = -50,0955 \text{ кг(мкм)}^2 \text{ для } w_2. \quad (12)$$

Как уже было отмечено выше, в [1] было показано, что мера возбуждения центробежными силами χ_k^E , вызываемыми сосредоточенной в центре пролета неуравновешенностью, превосходит меру возбуждения при той же неуравновешенности, но равномерно распределенной по пролету. Поэтому амплитуды, вызываемые при выбеге ТА кососимметричным дисбалансом нужно сравнивать именно с амплитудами, вызываемыми сосредоточенным в середине пролетов дисбалансами. Виды рассмотренных симметричных дисбалансов представлены на рис. 2.

Значения амплитуд колебаний валопровода при выбранных выше параметрах системы и вариантах неустраняемого прогиба РВД $w_1; w_2$ (рис. 1), для двух рассматриваемых видов кососимметричного остаточного дисбаланса и наиболее виброактивного на рассматриваемой собственной частоте варианта симметричного дисбаланса АБ приведены в таблице 1.

Таблица 1

Амплитуды в контрольных точках: подшипниках и серединах пролетов для кососимметричных дисбалансов (варианты Ф и П) и симметричного дисбаланса (вариант АБ) при прогибах w_1 и w_2 на частоте $p_{3x} = 295.0$ рад/с, (мкм)

№ подшипника и/или массы	СЕКМЕНТНЫЕ ПОДШИПНИКИ				
	$z = 0$ (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
Амплитуды от начальных прогибов w_1 и w_2					
A^δ при w_1	-9,56	-0,89	6,08	1,21	-5,98
A^δ при w_2	-1,73	-0,17	1,13	0,22	-1,11
Амплитуды при кососимметричных дисбалансах (варианты Ф и П)					
$A^\varepsilon(\Phi);$					
Ф: $-E_1+E_2+E_3-E_4$	-121,58	-11,33	77,40	15,42	-76,11
$A^\varepsilon(\Pi);$					
П: $E_1-E_2-E_3+E_4$	121,58	11,33	-77,40	-15,42	76,11
Суммарные амплитуды при варианте Ф					
$A^\delta+A^\varepsilon(\Phi)$ при w_1	-131,14	-12,22	83,48	16,53	-81,71
$A^\delta+A^\varepsilon(\Phi)$ при w_2	-123,31	-11,50	78,53	15,64	-77,22
Суммарные амплитуды при варианте П					
$A^\delta+A^\varepsilon(\Pi)$ при w_1	112,02	10,44	-71,32	-14,21	70,13
$A^\delta+A^\varepsilon(\Pi)$ при w_2	119,85	11,16	-76,27	-15,20	75,00
Амплитуды при наиболее виброактивном симметричном дисбалансе вариант АБ					
$A^\delta+A^\varepsilon(\text{АБ})$ при w_1					
АБ: E_1+E_2	-120,2	-11,0	76,1	7,1	-76,0
$A^\delta+A^\varepsilon(\text{АБ})$ при w_2					
АБ: E_1+E_2	-112,0	-10,0	71,1	6,1	-71,0

Наибольшие амплитуды при колебаниях валопровода по третьей форме φ_{3x} вдоль оси Ox возникают на первой опоре при варианте Φ остаточного кососимметричного дисбаланса (Φ : $-E_1+E_2+E_3 -E_4$ – неуравновешенности на 1-ом пролете находятся в фазе с исходным прогибом) и неустранимом прогибе РВД w_1 . Они превышают установленные нормы: $|-131,14| \text{ мкм} > 90 \text{ мкм}$ почти в полтора раза. Поэтому кососимметричный остаточный дисбаланс типа Φ является наиболее виброопасным при колебаниях по форме φ_{3x} по сравнению с точечными дисбалансами всех типов (см. табл. 1) и, тем более, равномерно распределенным дисбалансом.

На рис. 4. приведены графики амплитуд в контрольных точках валопровода с неустранимым прогибом w_1 при варианте Φ остаточного кососимметричного дисбаланса и при наиболее виброактивном на этой частоте симметричном на каждом из пролетов дисбалансе типа АБ (рис. 2).

Из сравнения полученных результатов с расчетами, проведенными в [2], следует, что абсолютный максимум амплитуд при в системе «РВД-РСНД» при выбеге ТА для обоих видов неустранимого прогиба РВД с наибольшим w_1 ($\alpha_1 = 4.75$) и наименьшим w_2 ($\alpha_2 = \pi = 3.14$) значениями параметра формы в рассмотренном примере наблюдается при симметричном точечном дисбалансе типа АА (рис. 2) на частоте $p_{1y} = 178.7 \text{ рад/с}$ (таблица 2).

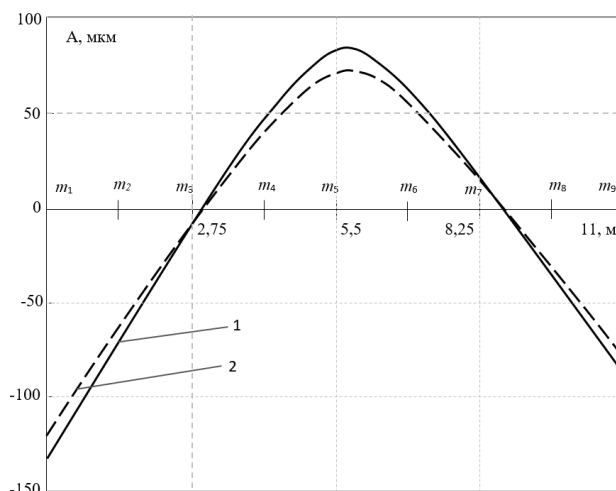


Рис. 4. Амплитуды колебаний системы «РВД-РСНД» на частоте 295 рад/с:
1- при кососимметричном дисбалансе типа Φ и неустранимом прогибе $w_1(z)$, ($\alpha_1=4,75$); 2- при симметричном дисбалансе типа АБ.

Таблица 2

**Значения максимальных амплитуд в системе «РВД-РСНД»
(симметричный дисбаланс типа АА)
 $p_{1y} = 178.7 \text{ рад/с}$**

№ 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
$A^\delta ; w_1(z)$	34	104	3	-61	-18
$A^\delta + A^\varepsilon$ (АА)	154	404	3	-261	-68
$A^\delta ; w_2(z)$	41	135	4	-80	-25
$A^\delta + A^\varepsilon$ (АА)	161	435	4	-280	-75

Однако в действительности это утверждение весьма относительно. Очевидно, что суммарный кососимметричный дисбаланс на каждом из пролетов всегда равен нулю. Поскольку технические нормы на величину момента, вызываемого инерционными силами от такого дисбаланса, не установлены, то в данном примере величины моделирующих кососимметричный дисбаланс точечных неуравновешенностей на каждом из пролетов ориентировочно выбирались равными максимально допустимым значениям неуравновешенностей при точечных дисбалансах, расположенных посередине пролетов каждого из роторов системы «РВД-РСНД» (5). В реальной конструкции величины этих неуравновешенностей и, как следствие, значения амплитуд вибраций по форме φ_{3x} на подшипниках в системе «РВД-РСНД» могут быть как меньше, так и существенно больше (что особенно опасно) их рассчитанных в примере значений, а также значений абсолютных максимумов амплитуд в системе при осесимметричном дисбалансе типа АА (рис. 2), представленных в табл. 2.

Основные полученные результаты и выводы

- Для модели двухпролетного ротора высокотемпературной части валопровода турбины типа К-300-23,5 (рис. 1) рассчитаны амплитуды колебаний в контрольных точках для кососимметричного дисбаланса каждого из роторов и проведено сравнение их величин с амплитудами, полученными для роторов с дисбалансами, сосредоточенными в центре каждого из пролетов.
- Установлено, что на частоте $p_{3x} = 295.0$ рад/с, соответствующей двухузловой форме колебаний φ_{3x} , кососимметричный дисбаланс типа Ф может быть опасен для сохранности подшипника на левой опоре, так как возбуждаемые им амплитуды колебаний более, чем на 30 % превышают нормы ISO (90 мкм) и более, чем на 10% - амплитуды от самого виброактивного на данной частоте симметричного дисбаланса варианта АБ.
- Абсолютный максимум амплитуд на левой опоре в рассмотренном примере для системы «РВД-РСНД» при выбеге ТА для обеих реализаций кривых неустранимого прогиба наблюдается при симметричном точечном дисбалансе типа АА на частоте $p_{1y}=178,7$ рад/с (табл. 2).
- Поскольку суммарный кососимметричный дисбаланс на каждом из пролетов всегда равен нулю, а технических норм на величину момента, вызываемого инерционными силами от такого дисбаланса, не существует, в реальной конструкции ТА амплитуды вибраций по форме φ_{3x} могут быть как меньше, так и существенно больше найденных в расчетном примере значений и превосходить амплитуды при дисбалансе типа АА на частоте $p_{1y}=178.7$ рад/с. Последний случай особенно опасен для подшипников и может приводить к аварийной остановке ТА для их замены.
- Величина кососимметричного дисбаланса ротора может быть определена только экспериментально на специально сконструированном для этого стенде, позволяющем измерять величины вызываемого им инерционного момента. При этом конструкция стенда может составить предмет изобретения.
- Выявленная расчетная непредсказуемость амплитуд на подшипниках при кососимметричном дисбалансе показывает, что необходимо введение технических норм на предельную величину инерционного момента от кососимметричного дисбаланса, безопасную для подшипников.

Список литературы

1. *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. - Vol. 64, No. 1. - P. 37–45.
2. *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. - Vol. 46, No. 2. - P. 99–107.
3. *Рыгин Р.Е.* Влияние некомпенсированного моментного дисбаланса дисков на состояние гибкого ротора // *Казанская наука*. - 2011. - № 2. - С. 42-43.
4. *Jozef H., Vojtech S., Ales Ja.* Predictive control of radial rotor vibrations // *Мир транспорта и технологических машин*. - 2014. - № 1 (44). - С. 83-89.
5. *Бранцевич П.Ю.* Анализ причин изменения вибрационного состояния агрегата роторного типа // *Актуальные вопросы машиноведения*. - 2013. - Т. 2. - С. 277-283.
6. *Урьев Е.В., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М.* Концепция системы вибрационной диагностики паровой турбины // *Теплоэнергетика*. - 1995. - № 4. - С. 36-40.
7. *Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н.* Виды и причины вибрации энергетических машин // *Современные наукоемкие технологии*. - 2015. - № 5. - С. 32-36.
8. *Клейманов Р.В., Коршунов А.В.* Расчет амплитуды колебаний роторов турбомашин при разгоне // *Компрессорная техника и пневматика*. - 2016. - № 3. - С. 24.
9. *Костюк А.Г.* Динамика и прочность турбомашин. - М.: Изд. МЭИ, 2000. - 479 с.

Дата поступления: 8 июля 2019 г.