



УДК 62-752+62-755:534.1

ВИБРАЦИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ СУДОВОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА С АВТОБАЛАНСИРОМ

ГОРБЕНКО А.Н. – канд. техн. наук, доцент, Керченский государственный морской технологический университет

Работа содержит комплексный анализ особенностей динамики механической системы центробежного сепаратора с многомассовым шариковым автобалансиром. Приведены формулы, позволяющие определить степень снижения вибрации и обоснованно выбрать требуемые параметры автобалансира с учетом требований его устойчивой и эффективной работы.
Ключевые слова: центробежный сепаратор, ротор, автобалансир.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Центробежные сепараторы (ЦС) находят применение на судах в различных технологических процессах для разделения и очистки жидкостей. ЦС представляет собой высокооборотную роторную машину с шарнирной и податливой опорами, работающую в закритической области частот вращения. Динамика ЦС характеризуется такими специфическими особенностями как гироскопичность ротора, наличие как статической, так и динамической неуравновешенности, действие усилий в зацеплении привода ротора, демпфирование в системе, существенное увеличение дисбаланса и виброактивности в процессе эксплуатации. Одним из путей снижения вибрации и повышения ресурса ЦС может служить применение в них шариковых автобалансирующих устройств (АБУ). Подобные устройства позволяют снижать имеющийся дисбаланс ротора, уменьшая тем самым амплитуды колебаний и

нагрузки в опорах, а также автоматически компенсировать рост дисбаланса вследствие технологических и эксплуатационных факторов.

Для обеспечения эффективной автобалансировки ЦС необходим специализированный анализ динамики механической системы (МС) «ротор ЦС – шариковый АБУ» с учетом всех значимых факторов. Вопросам автобалансировки роторов различных типов посвящено значительное число работ (например, [1-13]). Наиболее изученной является автобалансировка простейшего ротора, совершающего плоское движение. В то же время автобалансировка ротора с одной неподвижной точкой, совершающего коническое движение, что имеет место в ЦС, изучена в существенно меньшей степени [4-7, 9]. Изучение известных литературных источников показывает, что применительно к ЦС с АБУ они носят отрывочный и несистемный характер, что затрудняет полное понимание динамики и эффективное применение автобалансировки данной МС.

Целью данной работы является комплексный всесторонний анализ особенностей динамики механической системы центробежного сепаратора с многомассовым шариковым автобалансиром.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Рассмотрим физическую модель ЦС, состоящую из жесткого вертикального однодискового гироскопического ротора, установленного консольно в двух опорах (рисунки 1, 2). Нижняя опора *D* – абсолютно жесткая и шарнирная, а верхняя опора *B* – податливая. Между опорами расположена червячно-винтовая передача (*G* – точка зацепления). В опорах воз-

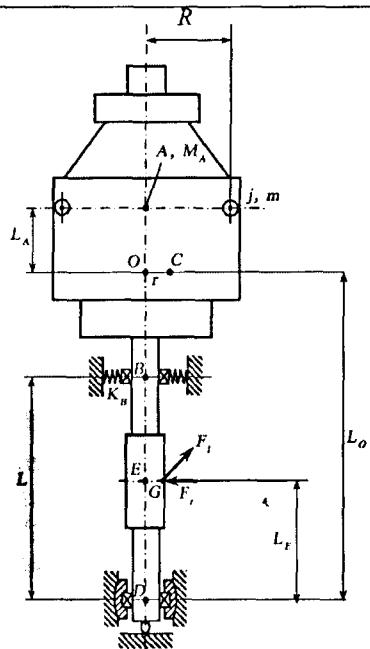


Рисунок 1 – Физическая модель ЦС с шариковым автобалансиром

никают горизонтальные реактивные силы. Ротор статически и динамики неуравновешен, имеет две степени свободы. В плоскости А установлен шариковый АБУ. Его расположение в общем случае не совпадает с плоскостью центра масс. Принято, что вся масса ротора сосредоточена в диске. Демпфирование в рассматриваемой системе характеризуется вязким трением ротора и вязким трением шаров в полости АБУ.

В работе [6] получена математическая модель описанной МС, которая в неподвижной системе координат может быть записана в следующем виде:

$$\ddot{z} + (h - i\omega q)\dot{z} + p^2 z = (d_c - id_s)\omega^2 e^{i\omega t} + \\ + d_a \sum_{j=1}^n (\dot{\phi}_j^2 - i\ddot{\phi}_j) e^{i\varphi_j} - k_E F_E; \\ R\ddot{\phi}_j + Rh_s(\dot{\phi}_j - \omega) = (1+\nu)\ddot{x} \sin \varphi_j - (1+\nu)\ddot{y} \cos \varphi_j, \\ j = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

где $z = x + iy$; $i^2 = -1$;

$$q = \frac{J_z}{M_s L_0^2}; \quad h = v_B^2 \frac{h_B}{M_s}; \quad p^2 = v_B^2 \frac{K_B}{M_s}; \\ M_s = M + \frac{J}{L_0^2} + (1+\nu)^2 M_A; \quad v_B = \frac{L}{L_0}; \quad \nu = \frac{L_A}{L_0}; \\ v_E = \frac{L_E}{L_0}; \quad k_E = \frac{v_E}{M_s}; \quad F_E = F_t + iF_r; \quad h_s = \frac{h}{m}; \\ d_c = \frac{M}{M_s} r - \frac{J_z - J}{M_s L_0} \epsilon \cos \delta; \quad d_s = \frac{J_z - J}{M_s L_0} \epsilon \sin \delta; \\ d_a = (1+\nu) \frac{m}{M_s} R;$$

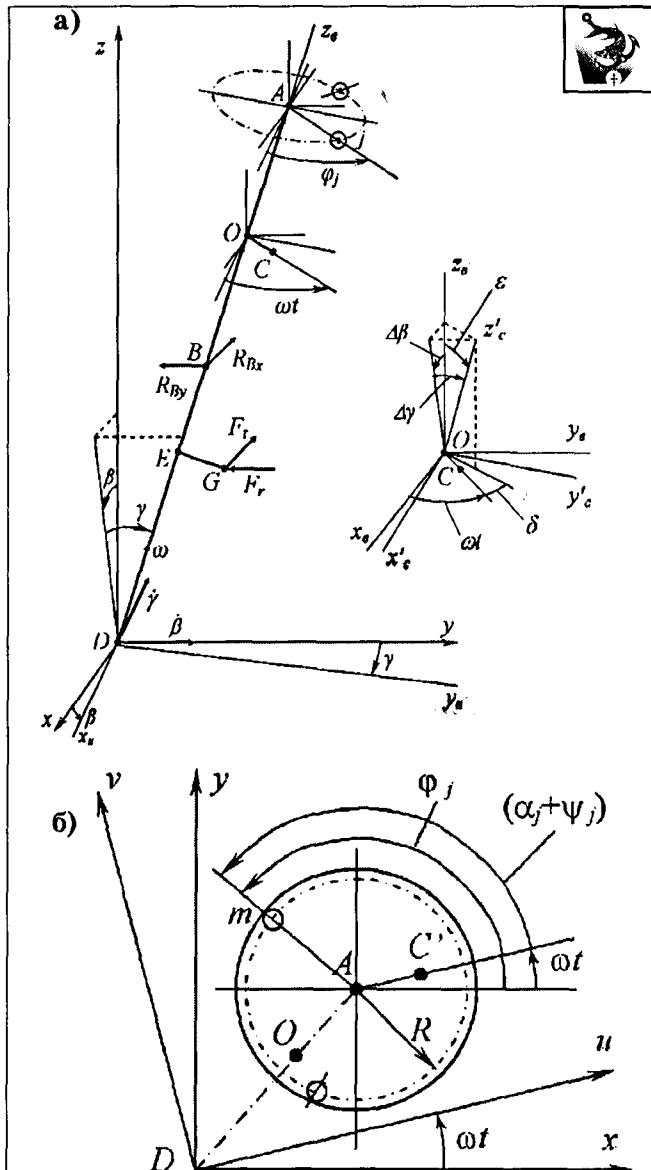


Рисунок 2 – Геометрическая модель ЦС с шариковым автобалансиром:
а – геометрическая модель и взаимное расположение осей диска и осей вала;
б – вращающиеся координатные оси

x, y – текущие координаты точки O крепления диска к валу; ω – угловая скорость вращения; M, J_z, J – масса, полярный и экваториальный моменты инерции диска; $r = |OC|$, ϵ – эксцентриситет центра масс диска и угловое отклонение главной центральной оси инерции диска от геометрической оси вала, характеризующие статический и динамический дисбаланс; δ – угол, характеризующий взаимное расположение статической и динамической неуравновешенности диска; K_B – коэффициент жесткости податливой опоры B ; h_B – коэффициент вязкого демпфирования ротора, приведенный к точке B ; F_t, F_r – тангенциальная и радиальная составляющие силы в зацеплении привода ротора;



m, n, R – масса шарика, их количество и радиус окружности их возможного движения; M_A – масса корпуса АБУ, добавляемая при его установке на ротор; h_φ – коэффициент вязкого сопротивления движению шарика в АБУ; i – мнимая единица.

Здесь для краткости записи и упрощения преобразований использованы функции комплексного переменного.

Отметим, что ротор ЦС без АБУ имеет единственную критическую скорость вращения, соответствующую прямой прецессии. Обратная прецессия ротора, как правило, не опасна и силами дисбаланса не возбуждается [4, 9]. На основе (1) можно показать, что

$$\omega_{kp} = \frac{p}{\sqrt{1-q}}.$$

Для удобства последующего анализа выпишем также уравнения движения МС в координатах, вращающихся синхронно с ротором (рисунок 2 б):

$$\ddot{w} + (h+i\omega(2-q))\dot{w} + (p^2 - (1-q)\omega^2 + ih\omega)w = \\ = (d_c - id_s)\omega^2 + d_a \sum_{j=1}^n ((\omega + \dot{\psi}_j)^2 - i\ddot{\psi}_j) e^{i(\alpha_j + \psi_j)};$$

$$R\ddot{\psi}_j + Rh_s\dot{\psi}_j = (1+\nu)(\ddot{u} - 2\omega\dot{v} - \omega^2 u) \sin(\alpha_j + \psi_j) - \\ - (1+\nu)(\ddot{v} + 2\omega\dot{u} - \omega^2 v) \cos(\alpha_j + \psi_j), \quad j = 1, 2, \dots, n,$$

где

$$w = u + iv; \quad z = we^{i\omega t} - \frac{k_E F_E}{p^2}; \quad w = \left(z + \frac{k_E F_E}{p^2} \right) e^{-i\omega t}; \\ \varphi_j = \omega t + \alpha_j + \psi_j; \quad \alpha_j = \text{const}.$$

Данная система уравнений получена из (1) путем соответствующей замены переменных, указанной в (2). В уравнениях движения (1) обобщенными координатами (ОК) МС являются $z = x + iy$ и φ_j , $j = 1, \dots, n$, а в уравнениях (2) – $w = u + iv$ и ψ_j , $j = 1, \dots, n$.

АВТОБАЛАНСИРУЮЩИЙ РЕЖИМ ДВИЖЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Уравнения (1), (2) нелинейные и допускают ряд различных режимов движения МС нетривиального характера. Одним из них является автобалансирующий режим движения ЦС с АБУ. При определенных условиях этот режим устойчив. Рассмотрим предельный случай идеальной автобалансировки, что дает возможность оценить ее потенциальную эффективность. Идеальная автобалансировка может быть реализована при следующих необходимых (хотя и недостаточных) условиях. Во-первых, это стационарный режим движения МС, при котором шары, вращаясь вместе с ротором, остаются неподвижными относительно него. При этом имеет место соотношение $\varphi_j = \omega t + \alpha_j$,

где $\alpha_j = \text{const}$. Во-вторых, скорость вращения ротора должна превышать критическую скорость, т.е. $\omega > \omega_{kp}$. При этом шарики в полости автобалансира располагаются в «легкой» части ротора, причем так, что полностью компенсируют статический дисбаланс, действующий в плоскости АБУ. В результате амплитуда колебаний ротора обращается в нуль, т.е. так, как будто он полностью уравновешен.

Используя уравнения движения (1), (2), можно показать, что при идеальной автобалансировке реализуется следующий режим движения ЦС с АБУ [9]:

$$z = -\frac{v_E}{M_s p^2} (F_i + iF_r) = \text{const}; \\ \varphi_j = \omega t + \alpha_j, \quad \psi_j = 0, \quad j = 1, 2, \dots, n; \\ \sum_{j=1}^n \cos \alpha_j = -\frac{d_c}{d_a} = -\frac{Mr}{(1+\nu)mR} + \frac{J_z - J}{(1+\nu)mRL_0} \epsilon \cos \delta; \\ \sum_{j=1}^n \sin \alpha_j = \frac{d_s}{d_a} = \frac{J_z - J}{(1+\nu)mRL_0} \epsilon \sin \delta. \quad (3)$$

Из последних выражений вытекает практический значимое требование к необходимой ёмкости автобалансира:

$$E = \frac{nd_a}{\sqrt{d_c^2 + d_s^2}} \geq 1. \quad (4)$$

Для справки отметим, что при отсутствии динамической неуравновешенности ротора ЦС формула для ёмкости АБУ принимает более наглядный вид: $E = (1+\nu) \frac{nmR}{Mr}$.

ВИБРОАКТИВНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА С АВТОБАЛАНСИРОМ

Вибрационность и надежность агрегата определяется не только амплитудами колебаний ротора, но и нагрузками в его опорах. Реакция R_B в верхней опоре пропорциональна смещению ротора. Выражение для реакции R_D в жесткой шарнирной опоре можно найти на основе теоремы о движении центра масс системы. С учетом этого из уравнений движения (1) в общем случае движения МС имеем:

$$R_B = R_{Bx} + iR_{By} = -v_B K_B z; \\ R_D = R_{Dx} + iR_{Dy} = M_\Sigma \ddot{z}_{c\Sigma} + v_B h_B \dot{z} + v_B K_B z + F_E, \quad (5)$$

где

$$M_\Sigma = M + nm + M_A; \quad z_{c\Sigma} = \frac{1}{M_\Sigma} \left(Mz_c + M_A z_A + \sum_{j=1}^n m z_j \right); \\ z_j = (1+\nu)z + Re^{i\varphi_j}; \quad z_c = z + re^{i\omega t}; \quad z_A = (1+\nu)z.$$

В режиме идеальной автобалансировки усилия в опорах ЦС определяются выражениями, полученными из (5) с учетом (3):



$$R_B = \frac{\nu_E}{\nu_B} (F_t + iF_r);$$

$$R_D = -A_{RD} e^{i\omega t} + \frac{\nu_B - \nu_E}{\nu_B} (F_t + iF_r), \quad (6)$$

где амплитуды изменения реакций в опорах:

$$A_{RB} = 0; A_{RD} = \omega^2 \left(\frac{\nu}{1+\nu} Mr + \frac{J_z - J}{(1+\nu)L_0} \epsilon e^{i\delta} \right).$$

Таким образом, из (3), (6) видим, что в случае идеальной автобалансировки ротор ЦС вращается без колебаний (амплитуда колебаний равна нулю). При этом вследствие усилий в зацеплении привода, ось ротора отклонена от оси подшипников в недеформированном состоянии на некоторое постоянное расстояние. Как следствие, податливая опора *B* полностью разгружена от переменных нагрузок и испытывает лишь постоянное усилие. Указанные обстоятельства являются основными положительными результатами эффекта автобалансировки для ЦС.

Наряду с этим, как видно из (6), жесткая шарнирная опора *D* испытывает определенные переменные нагрузки, несмотря на то, что ротор не колеблется. Основная причина этого заключается в том, что плоскость расположения автобалансира в общем случае не проходит через центр масс ротора [5, 9], в результате чего возникает неуравновешенная пара центробежных сил инерции диска и шариков. Дополнительной причиной является действие динамического дисбаланса ротора. Наличие дополнительной нагрузки в шарнирной опоре может снизить эффективность автобалансировки (как способа снижения вибрации агрегата), тем более, если учесть, что она пропорциональна ω^2 . Как видим, снизится или возрастет нагрузка в шарнирной опоре зависит от целого ряда факторов, что требует проведения конкретного анализа реального агрегата.

В базовом варианте ЦС (без АБУ) движение МС и нагрузки в опорах описываются следующими выражениями, полученными из (5) и (1) при условии $m=M_A=0$:

$$z_i = Z_i e^{i\omega t} - \frac{\nu_E}{M_{s1} p_i^2} (F_t + iF_r);$$

$$R_{Bi} = -\frac{M_{s1}}{\nu_B} p_i^2 Z_i e^{i\omega t} + \frac{\nu_E}{\nu_B} (F_t + iF_r);$$

$$R_{Di} = -A_{RDI} e^{i\omega t} + \frac{\nu_B - \nu_E}{\nu_B} (F_t + iF_r), \quad (7)$$

где

$$Z_i = \frac{\omega^2 (d_{cl} - id_{s1})}{p_i^2 - (1 - q_i) \omega^2 + i\omega h_i};$$

$$A_{RDI} = Mr\omega^2 + \left(M\omega^2 - \frac{M_{s1}}{\nu_B} p_i^2 - i\omega \frac{M_{s1}}{\nu_B} h_i \right) Z_i;$$

$$M_{s1} = M + \frac{J_z}{L_0^2}; q_i = \frac{J_z}{M_{s1} L_0^2}; h_i = \nu_B^2 \frac{h_B}{M_{s1}};$$

$$p_i^2 = \nu_B^2 \frac{K_B}{M_{s1}}; d_{cl} = \frac{M}{M_{s1}} r - \frac{J_z - J}{M_{s1} L_0} \epsilon \cos \delta;$$

$$d_{s1} = \frac{J_z - J}{M_{s1} L_0} \epsilon \sin \delta.$$

Сравнение (6) и (7) показывает, что снижение нагрузки в шарнирной опоре будет иметь место лишь при условии, если $\omega_{раб}$ не будет превышать некоторого значения ω_R . Для ориентировочной оценки граничной скорости вращения ω_R может быть использовано следующее выражение, полученное путем приравнивания $|A_{RD}|$ из (6) и $|A_{RDI}|$ из (7) для случая $q=0$ и $M_A=0$ [9]:

$$\Omega_R = \frac{\omega_R}{p_i} = \sqrt{1 + \frac{1}{2} C_v h_0^2 + \sqrt{(1 + \frac{1}{2} C_v h_0^2)^2 + C_v}},$$

где

$$C_v = \left(\frac{1+\nu}{\nu} \cdot \frac{1-\nu_B}{\nu_B} \right)^2 - 1; h_0 = \frac{h_i}{p_i}.$$

В качестве конкретного примера рассмотрим эффективность идеальной автобалансировки сепаратора топлива и масла фирмы Alfa Laval марки MAPX 204. Значения параметров данного ЦС следующие: $\omega_{раб}=911 \text{рад/с}$; $n_{раб}=8700 \text{об/мин}$; $\omega_{kp}=335,4 \text{рад/с}$; $p_i=331,9 \text{рад/с}$; $\omega_{раб}/\omega_{kp}=2,716$; $M=34,77 \text{кг}$; $J_z=0,112 \text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J=0,075 \text{кг}\cdot\text{м}^2$; $r=0,1 \text{мм}$; $\epsilon=0,003 \text{рад}$; $\delta=90 \text{град}$; $h_B=5000 \text{кг/с}$; $F_t=100 \text{Н}$; $F_r=50 \text{Н}$; $L_0=389 \text{мм}$; $\nu_B=0,658$; $\nu_E=0,154$.

Анализ конструкции данного сепаратора [9] выявил, что наиболее целесообразным и эффективным вариантом установки АБУ является размещение шариков непосредственно в полости барабана ЦС. Параметры АБУ выбраны следующими: $n=2$; $E=1,1$; $m=20,3 \text{ г}$; $R=86 \text{мм}$; $\nu=0,1$; $M_A=0$; $h_s=1,576 \text{с}^{-1}$.

Результаты расчетов параметров вибрации ЦС приведены в таблице и на рисунке 3а-г, где приняты следующие обозначения:

$A_o = |Z|/r$ – относительная амплитуда колебаний барабана ЦС;

$\Omega = \omega/p$ – безразмерная скорость вращения ротора;

$A_{RB0} = |A_{RB}|/(Mrp_i^2)$; $A_{RDO} = |A_{RD}|/(Mrp_i^2)$ – относительные амплитуды нагрузки в податливой и шарнирной опорах.

Из таблицы видно, что применение АБУ способно существенно снизить вибрацию данного ЦС, что подтверждается и экспериментальным исследованием [7].

Таблица – К анализу эффективности автобалансировки ЦС марки МАРХ 204

Параметр виброактивности	ЦС без АБУ	ЦС с АБУ
A_0	1,13	0
A_{RBO}	1,59	0
A_{RDO}	0,89	0,54
Ω_R	-	3,65
Ω_y	-	1,44

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

В отличие от идеальной автобалансировки реальное движение ЦС сопровождается всегда имеющимися возмущениями. В результате этого механическая система движется, совершая малые собственные (свободные) колебания относительно идеальной траектории.

Исследование приведенной математичес-

кой модели (1) или (2) связано со значительными трудностями, поскольку она нелинейная и имеет большую размерность. Так, даже в простейшем случае двухшарикового автобалансира ($n=2$) количество независимых обобщенных координат равно четырем. Это приводит к характеристическому полиному восьмого порядка, аналитическое решение которого невозможно. При анализе же многомассовых АБУ количество уравнений в системах еще больше возрастает. В связи с указанными трудностями, в работах [4, 8, 10] установлена возможность понижения числа анализируемых уравнений до минимально возможного (для данной МС оно равно четырем) при малых отклонениях системы от автобалансирующего движения, т.е. при малых w , u , v , ψ . Суть способа заключается в том, что вводятся две новые ОК, характеризующие общее динамическое поведение всех компенсирующих масс (КМ) АБУ:

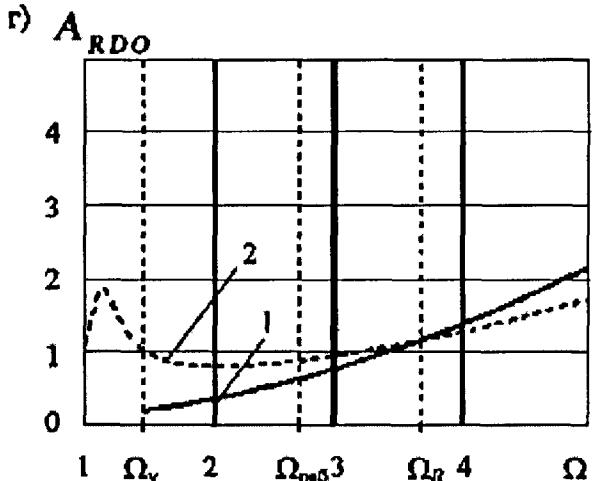
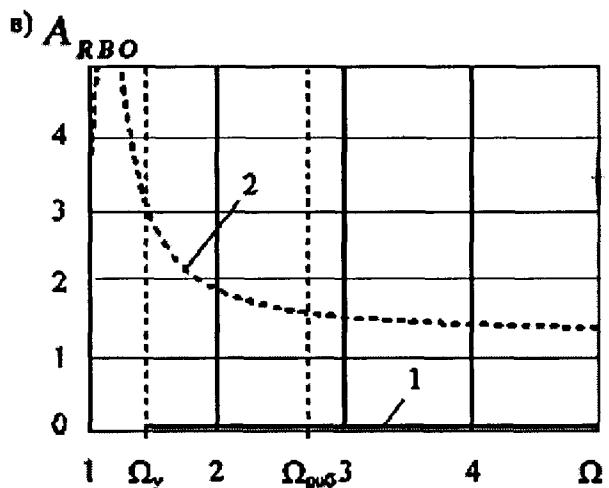
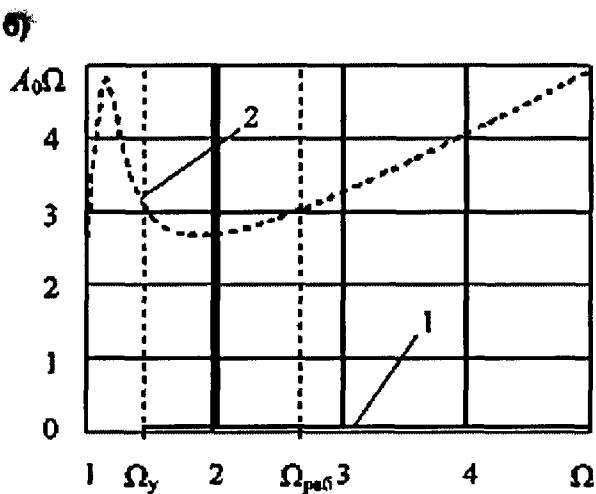
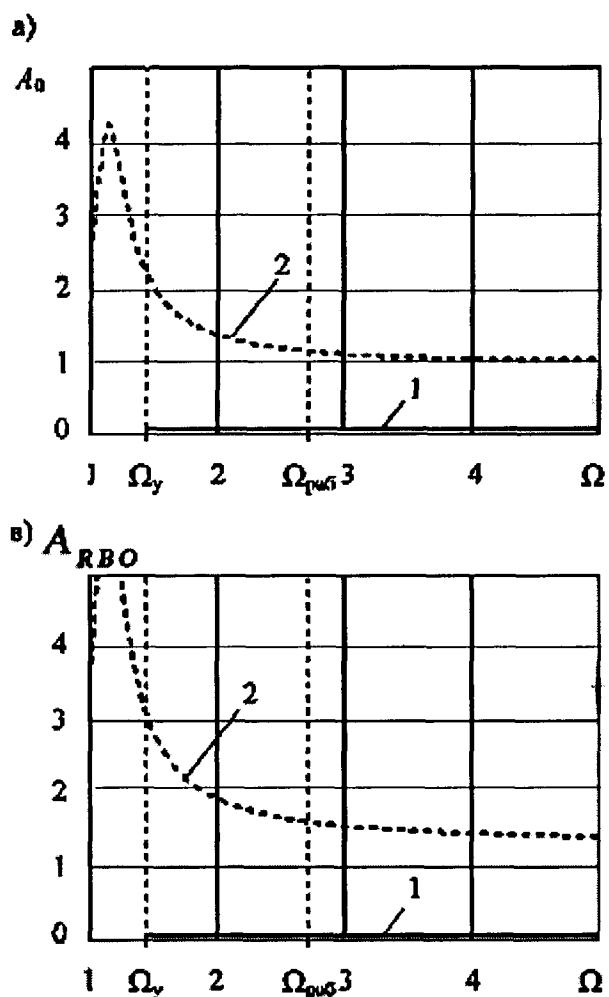


Рисунок 3 – Параметры виброактивности ЦС с автобалансиром и без него:
а – амплитуда колебаний; б – амплитуда скорости колебаний;
в – амплитуда реакции в верхней опоре; г – амплитуда реакции в нижней опоре; 1 – ЦС с АБУ; 2 – ЦС без АБУ

$$\psi_u = -\sum_{j=1}^n \psi_j \sin \alpha_j; \quad \psi_v = \sum_{j=1}^n \psi_j \cos \alpha_j. \quad (8)$$

Новые переменные характеризуют смещение общего центра масс всех шариков относительно его стационарного положения при идеальной автобалансировке во вращающейся системе координат: ψ_u – вдоль линии дисбаланса (вдоль оси u), ψ_v – поперек линии дисбаланса (вдоль оси v).

С использованием суммарных ОК (8) на основе уравнений (2), (3) может быть получена соответствующая система уравнений свободных колебаний МС (или, что то же самое, – уравнения возмущенного движения) в автобалансирующем движении. Более детально алгоритм замены переменных и уравнения движения можно найти в [10]. В результате такого перехода полная система уравнений разделяется на две системы: первая – по обобщенным координатам u , v , ψ_u , ψ_v ; вторая – по оставшимся ОК КМ ψ_j , $j=3, \dots, n$. Благодаря этому, дальнейший анализ можно проводить только первой (укороченной) системы уравнений, поскольку особенности движения по оставшимся ОК КМ не влияют на итоговое движение ротора с АБУ.

Приведем далее основные особенности собственных колебаний МС ЦС с АБУ, опираясь на результаты работы [10] и др. На рисунке 4 в качестве примера приведен типичный спектр частот собственных колебаний МС. Из него видно, что все собственные частоты (во вращающейся системе координат) делятся на две различные группы: группа малых частот $p_{1,2}$, соответствующих медленным колебаниям

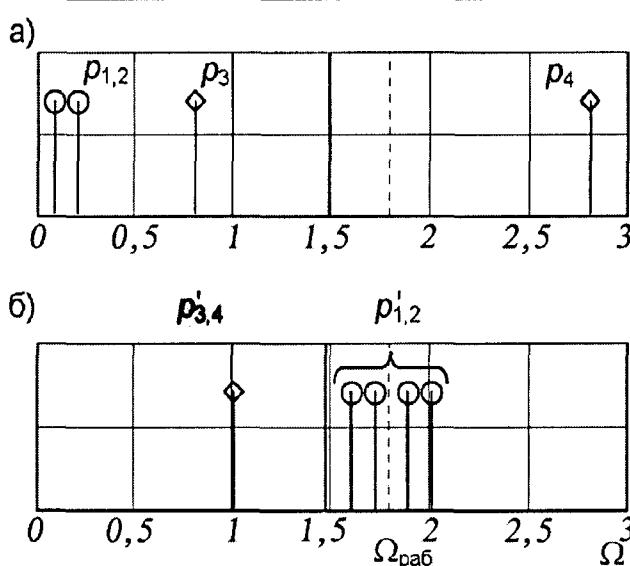


Рисунок 4 – Спектр собственных частот колебаний во вращающейся (а) и неподвижной (б) системах координат

КМ в АБУ, и группа частот $p_{3,4}$, соответствующих быстрым движениям собственно ротора. При этом качественный вид спектра сохраняется независимо от числа КМ. Количественно значения малых частот $p_{1,2}$ зависят от частоты вращения ротора Ω и от параметров системы. В зависимости от параметров и конкретного расположения КМ в АБУ частоты p_1 и p_2 могут быть близки друг к другу, либо равны, либо наименьшая частота может быть нулевой. При этом, чем выше Ω , тем больше отличаются значения частот $p_{1,2}$ от частот $p_{3,4}$.

Для оценки значений собственных чисел Δ_i и частот p_i рассматриваемой МС можно воспользоваться приближенными формулами:

$$\Delta_{1-4} = -\frac{B_0}{2} \pm i p_{1,2}; \quad p_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} n \mu (1 \pm \sqrt{D}) \frac{\Omega^4}{\Omega^2 - 1}};$$

$$\Delta_{5-8} = -\frac{B}{2} \pm i p_{3,4}; \quad p_{3,4} = \Omega \pm 1, \quad (9)$$

где $B_0 = \frac{h}{p}$; $B = \frac{h_s}{p}$; $\mu = (1 + \nu)^2 \frac{m}{M_s}$;

$$D = \frac{1}{n^2} \left[\left(\sum_{j=1}^n \cos 2\alpha_j \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^n \sin 2\alpha_j \right)^2 \right];$$

B , B_0 – безразмерные коэффициенты демпфирования в ЦС и в АБУ; μ – относительная масса одного шарика; D – геометрический параметр автобалансирующего расположения шариков в АБУ, $0 \leq D \leq 1$.

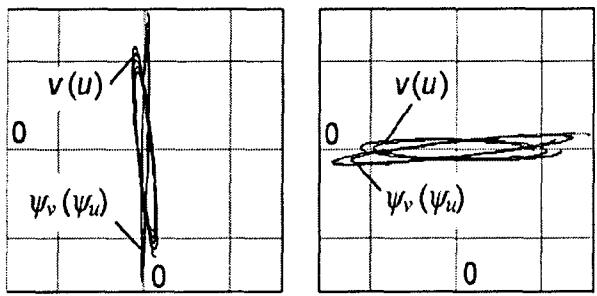
Приведенные формулы в целом повторяют формулы, полученные в (8), (4) для ротора, совершающего плоское движение. Однако в (9) произведена замена некоторых параметров МС с учетом того, что ротор ЦС совершает коническое движение и АБУ смещено относительно центра масс ротора.

Каждой собственной частоте p_i соответствует своя форма колебаний МС. На рисунке 5 показаны типичные графики собственных колебаний ротора с АБУ (т.е. траектории движения ОК МС) во вращающейся системе координат. Из них видно, что так же, как и частотный спектр формы колебаний делятся на две качественно различные группы.

Формы 1 и 2 соответствуют медленным колебаниям КМ в АБУ с малыми частотами p_1 и p_2 . При этом общий центр масс шариков, а также центр ротора движутся по траектории эллипса, существенно вытянутого вдоль линии дисбаланса диска (ось u) или перпендикулярно к ней (ось v). Очевидно, что такому характеру движения соответствуют два варианта колебаний шариков относительно ротора:



a) Формы 1, 2



б) Формы 3, 4

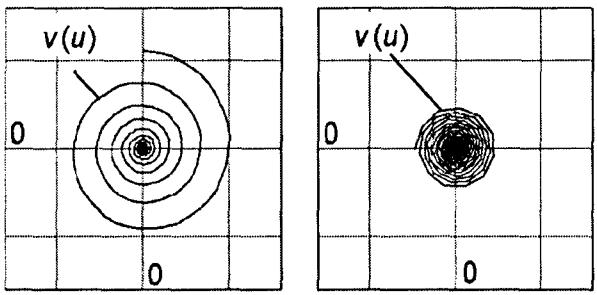


Рисунок 5 – Формы собственных колебаний в вращающейся системе координат

почти неподвижны относительно диска (графики $\psi_v(\psi_u)$ на рисунке 5б сливаются в точку).

УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОБАЛАНСИРОВКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА

Для практического применения АБУ важной задачей является обеспечение устойчивости автобалансировки ротора. В силу существенной нелинейности МС ЦС с АБУ эта задача весьма сложная и требует отдельного анализа.

При устойчивой автобалансировке малые возмущения, всегда присутствующие при работе, вызывают затухающие свободные колебания МС (возмущенное движение), рисунок 5. В качестве иллюстрации на рисунке 7 приведены графики затухающего переходного процесса системы, вызванного мгновенным смещением шариков от своих автобалансирующих положений α_i в АБУ [9]. При этом шарики возвращаются в исходные положения, а амплитуда колебаний ротора стремится к нулю. Отметим, что данные графики показаны в функции от числа оборотов N , совершенных ротором.

При неустойчивой же автобалансировке малые возмущения системы вызывают нарастающие колебания МС, которые приводят к раскачиванию шариков и переходу к режиму их постоянного вращения в полости автобалансира. Этот процесс проиллюстрирован графиками на рисунке 8. В результате этого ротор колебается с повышенной амплитудой, а спектр колебаний МС претерпевает качественные изменения. В общем случае потеря устойчивости может происходить по любой из указанных выше форм собственных колебаний. Однако, анализ, выполненный в работе [10], показывает, что в рассматриваемой МС это происходит преимущественно по одной из форм колебаний шариков (рисунок 5, формы 1, 2).

Очевидно, что при проектировании необходимо так подобрать параметры автобалансира, чтобы рабочая частота вращения ротора находилась в области устойчивости автобалансировки, причем желательно с достаточным запасом. В общем случае задача о количестве и границах областей устойчивости автобалансировки не имеет простого и точного решения. Однако существуют некоторые приближенные решения и рекомендации.

Прежде всего отметим, что при типичных конструкциях и значениях параметров ротор судового ЦС относится к категории «длинных» роторов согласно классификации теории колебаний роторных систем. Кроме того, для рассматриваемого ЦС относительно мало влияние

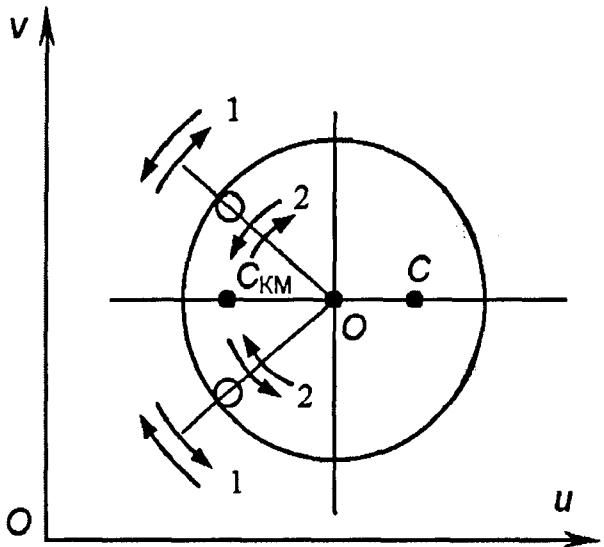


Рисунок 6 – Характер собственных колебаний компенсирующих масс в АБУ относительно ротора (формы 1, 2)

противофазное движение шаров в противоположные стороны (1) и синхронное движение всех (или большей части) шаров в одну сторону (2). Указанная особенность проиллюстрирована на рисунке 6.

Формы 3 и 4 соответствуют колебаниям ротора с частотами p_3 и p_4 . Они качественно совпадают с формами собственных колебаний ротора без АБУ. Движение происходит по траектории, близкой к спирали. Причем шарики

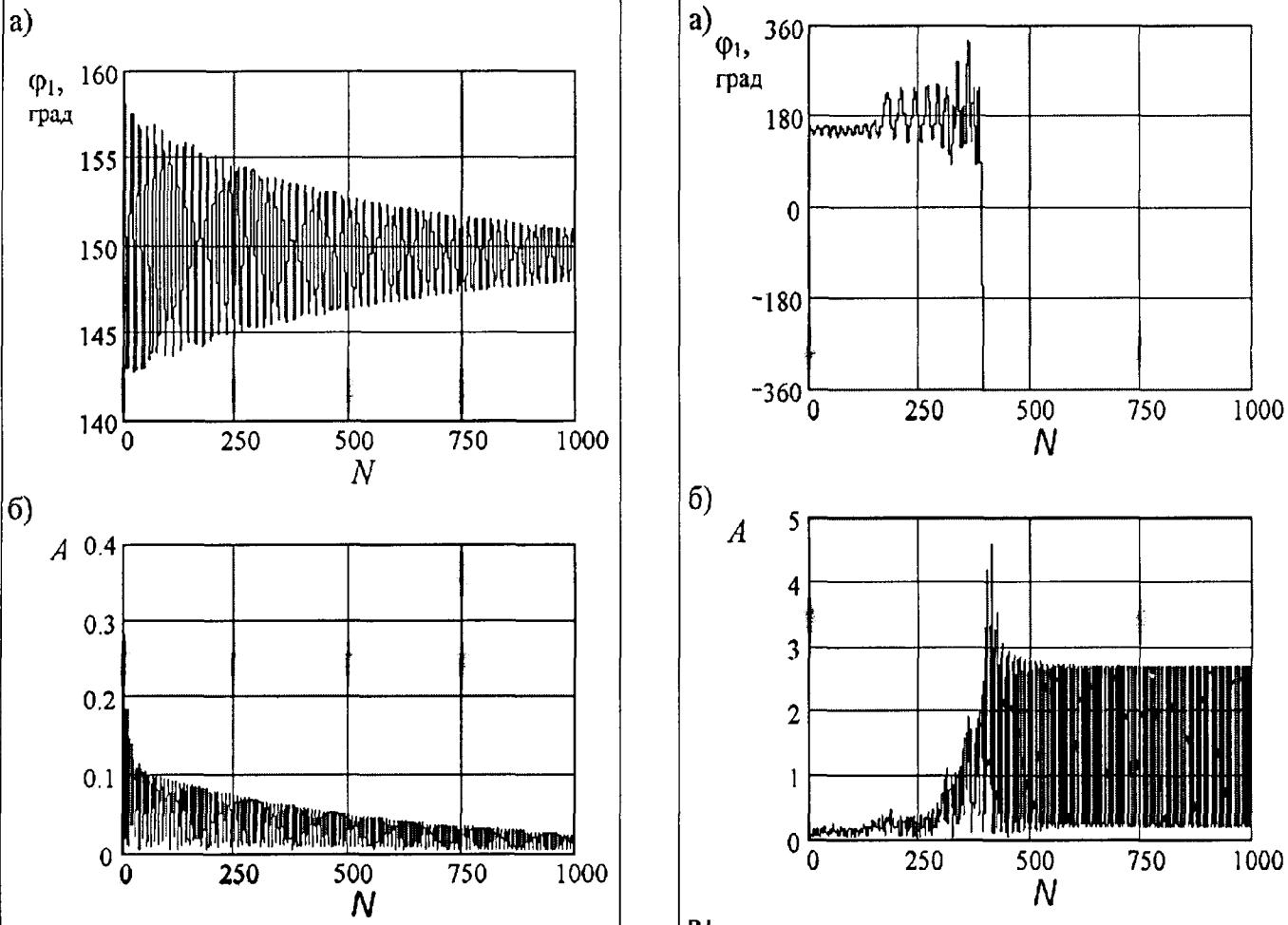


Рисунок 7 – Переходный процесс при устойчивой автобалансировке:
а – угловое положение шарика в АБУ;
б – отклонение ротора

гироскопических свойств ротора на его динамику (параметр $q=0,021$). Динамическое поведение таких роторов в целом близко к свойствам ротора, совершающего плоское движение. Для таких роторных систем к настоящему времени получен ряд результатов, которыми можно воспользоваться.

Для роторных систем, подобных рассматриваемому ЦС, установлено, что для них существует одна область устойчивости автобалансировки по скорости вращения ротора: $\Omega > \Omega_y$. Здесь через Ω_y обозначена нижняя граница устойчивости, которая всегда превышает критическую скорость вращения ротора без АБУ, т.е. $\Omega_y > \Omega_{kp}$. Выполнение общезвестного требования $\Omega_{раб} > \Omega_{kp}$ на практике явно недостаточно, поскольку в зависимости от параметров МС действительная граница устойчивости Ω_y может существенно превышать Ω_{kp} [1, 2, 4] и даже уходить в бесконечность [13]. Отметим также, что в общем случае простейшего ротора с АБУ возможно существование не одной, а двух зон устойчивости [4]. Однако

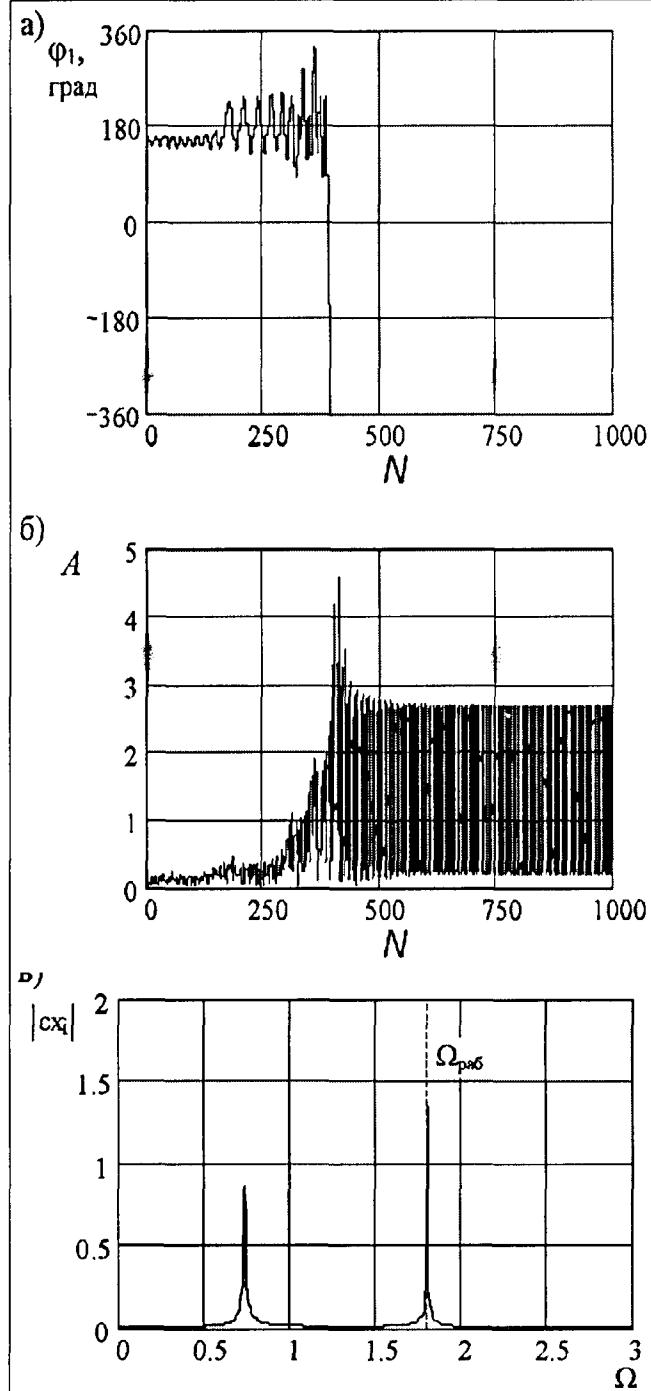


Рисунок 8 – Переходный процесс при неустойчивой автобалансировке:
а – угловое положение шарика в АБУ;
б – отклонение ротора;
в – спектр колебаний МС в конце переходного процесса

это может иметь место при значениях параметров, явно нехарактерных для ЦС, и поэтому далее этот случай не рассматривается.

Граница устойчивости Ω_y нетривиальным образом зависит от параметров МС. Характер этих зависимостей проиллюстрирован графиками на рисунке 9 [8, 11]. Значение Ω_y может быть вычислено на основе характеристического полинома уравнений возмущенного движения МС согласно общим положениям теории



устойчивости. Однако высокая степень характеристического полинома позволяет это делать только численным методом. Такой способ определения Ω_y носит характер частного вычислительного эксперимента лишь для конкретных значений параметров и не позволяет судить об общих фундаментальных свойствах ротора с АБУ. Этого недостатка лишены приближенные аналитические зависимости, полученные в работах [4, 11].

Для определения границы устойчивости автобалансировки может быть использована аналитическая приближенная формула [11] (рисунок 9):

$$\Omega_y = \sqrt{1 + \sqrt[3]{Ab} \sqrt[3]{k}}, \quad (10)$$

где

$$k = 4 + 7\sqrt[3]{4Ab} + 2\sqrt[3]{16Ab^2} - 4Ab; Ab = \frac{n\mu B}{B_0}.$$

Формула (10) имеет приемлемую для практики погрешность не более 15% и применима при значениях параметров МС, характерных для ЦС, за исключением случая, когда параметр D близок к нулю. Отметим, что приближенная формула для Ω_y , полученная в (4), применима для нетипичных значений параметров и потому здесь не приводится.

В процессе эксплуатации происходит изменение параметров МС, что приводит к изменению границы устойчивости автобалансировки, а значит и уровня остаточной вибрации ротора с АБУ, косвенным показателем которой может служить запас устойчивости. Поэтому важно, чтобы автобалансир сохранял устойчивость и эффективность работы в течение всего заданного периода эксплуатации. В основном эксплуатационное изменение параметров проявляется в постепенной разбалансировке ротора, т.е. росте эксцентрикитета ротора r и снижении текущей балансировочной емкости АБУ E (4). Анализ показывает, что граница устойчивости Ω_y нелинейно зависит от дисбаланса через изменение геометрического параметра D , т.е. $\Omega_y = f(D(r))$ [12]. На рисунке 10 показан типичный график этой зависимости для случая двухшарикового АБУ ($n=2$). Отметим, что при $n=2$ параметр D однозначно связан с емкостью автобалансира зависимостью:

$$D = \left(\frac{2}{E^2} - 1 \right)^2, \quad (11)$$

а при $n > 2$ влияние этого параметра носит более сложный характер (12).

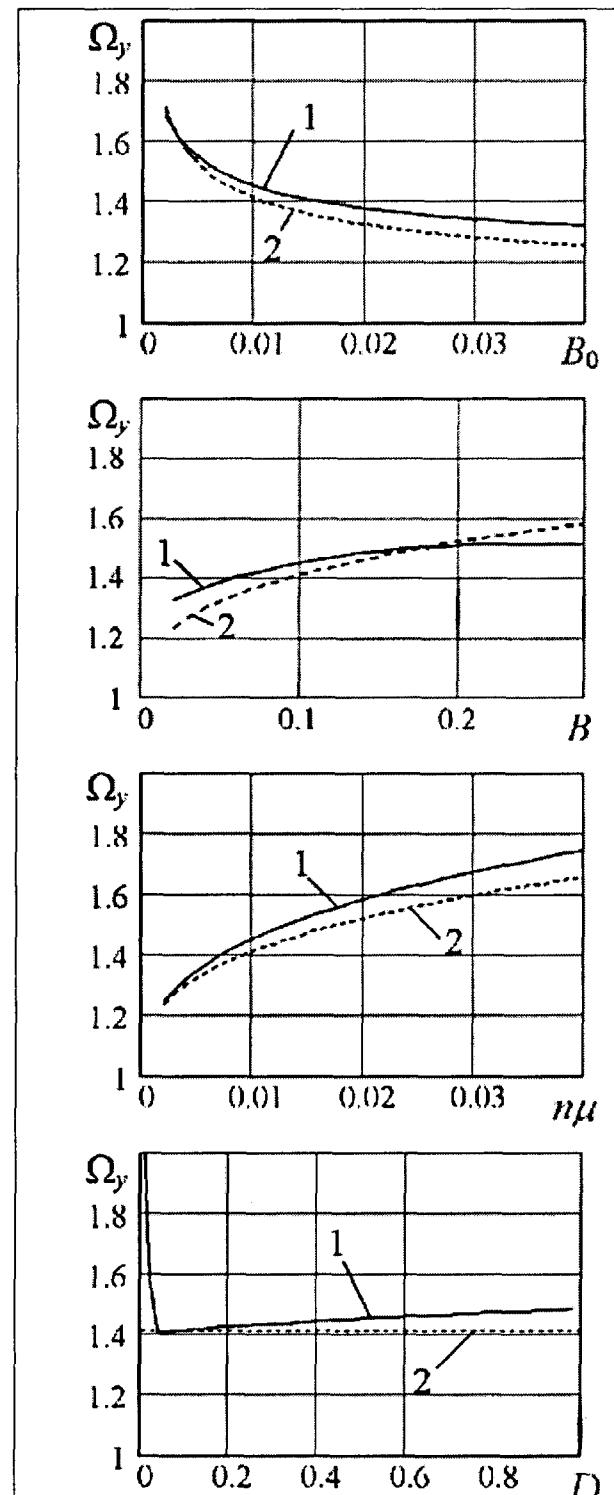


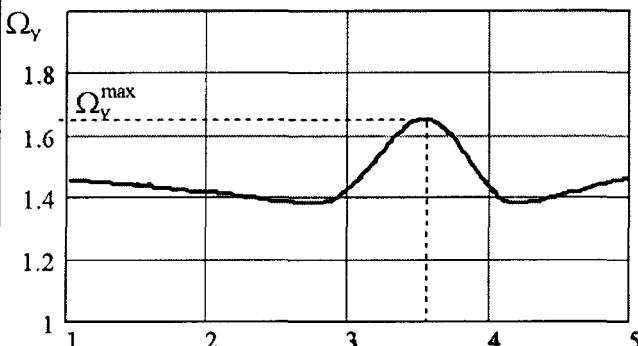
Рисунок 9 – Граница устойчивости автобалансировки в зависимости от параметров МС:

1 – точное решение на основе характеристического уравнения;
2 – приближенная формула (10)

Из графиков рисунка 10 видна своеобразная особенность зависимости $\Omega_y = f(r)$. Она заключается в том, что наиболее неблагоприятная ситуация в отношении запаса устойчивости складывается не в самом конце эксплуатационного периода (когда $E=1$), а за неко-



а)



б)

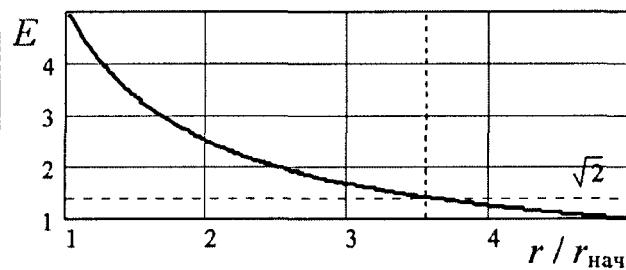


Рисунок 10 – Зависимость границы устойчивости Ω_y (а) и емкости автобалансира (б) от эксцентризитета

торое время до этого. Установлено, что граница устойчивости принимает свое максимальное значение Ω_y^{\max} при значении параметра $D=0$. При этом в случае $n=2$ емкость $E = \sqrt{2}$.

Как видим, с практической точки зрения частный случай $D=0$ имеет важное (критическое) значение. Анализ, выполненный в работе [13], показал, что в этом частном случае задачу удается довести до точного аналитического решения. Там же получена более наглядная и удобная в использовании приближенная формула (погрешность не превышает 8%):

$$\Omega_y = \frac{\sqrt[3]{B} + \sqrt[3]{\frac{1}{2} n \mu B_0}}{\sqrt[3]{\sqrt{B_0^2} - \sqrt[3]{\frac{1}{2} n \mu B^2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{B_0}{B}} . \quad (12)$$

Таким образом, для вычисления границы устойчивости автобалансировки ротора ЦС с АБУ рекомендуется использовать формулы (10) и (12). Формула (10) соответствует общему случаю, а формула (12) позволяет определить максимально возможное значение границы устойчивости в процессе эксплуатационной разбалансировки ротора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, приведенный в работе анализ позволил установить комплекс особенностей динамики движения механической системы центробежного сепаратора с многомассовым шариковым автобалансиром. Приведенные

выражения и формулы позволяют определить степень снижения параметров виброактивности ЦС и обоснованно выбрать требуемые параметры АБУ с учетом требований его устойчивой и эффективной работы. Результаты работы будут полезны как для практического применения АБУ, так и для развития общей теории автобалансировки роторных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматическая балансировка роторов машин / А.А.Гусаров, В.И.Сусанин, А.Н.Шаталов, Б.М.Грушин. - М.: Наука, 1979. – 151 с.
2. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы. - Томск: Изд-во Томского ун-та, 1985. - 84 с.
3. Нестеренко В.П., Катанухина С.Л. Условия автоматической балансировки консольного ротора // Управляемые механические системы. – Иркутск: ИПИ, 1986. – с. 63-69.
4. Филимонихин Г.Б. Зрівноваження і видрозахист роторів автобалансиріами з твердими коригувальними вантажами. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352с.
5. Горбенко А.Н. Влияние расположения шарикового автобалансира в конструкции однодискового ротора на шарнирной и податливой опорах на эффективность автобалансировки // Вестник Технологического университета Польши, Часть 1. Технические науки. -2001. -N1 – с. 43 – 47.
6. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Математическая модель ротора центробежного сепаратора с шариковым автобалансиром // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. Сб. науч. тр. КМТИ. – Керчь: КМТИ. – 2001. – Вып.1. – с. 49-52.
7. Горбенко А.Н., Радченко О.П. Результаты экспериментального исследования автобалансировки ротора судового центробежного сепаратора шариковым автобалансирующим устройством // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков: «ХАІ». - 2002. – Вып. 31. Двигатели и энергоустановки - с. 109-110.
8. Горбенко А.Н. Об устойчивости автобалансировки ротора с помощью шариков // Проблемы прочности – 2003. – N 3 (363). – с. 120-129.
9. Горбенко А.Н. Динамика центробежного сепаратора с шариковым автобалансиром // Вибрации в технике и технологиях – 2005. - N3(41). – с.31-37.
10. Горбенко А.Н. О формах собственных колебаний механической системы «ротор – автобалансир» // Вибрации в технике и технологиях – 2007. - N2 (47). – с.43-47.
11. Горбенко А.Н. Об условиях устойчивости автобалансировки ротора шарами или маятниками // Вибрации в технике и технологиях – 2008. - N1 (50). – с. 16-21.
12. Горбенко А.Н. Изменение границы устойчивости автобалансировки ротора шарами в процессе эксплуатации // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: «ХАІ». – 2008. – Вып. 8 (55). - с. 156-159.
13. Горбенко А.Н. Точное решение задачи устойчивости пассивной автобалансировки ротора, совершающего плоско-параллельное движение, при частном расположении компенсирующих масс // Техника в сельскохозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизация. Сб. науч. тр. КНТУ. – Кировоград: КНТУ. – 2009. – Вып.22. – с. 257-262.

Вібрація і стійкість суднового відцентрового сепаратора з автобалансиром. Горбенко О.М. - канд. техн. наук, доцент, Керченський державний морський технологічний університет. Робота містить комплексний аналіз осциллюстичності динаміки механічної системи відцентрового сепаратора з багатомасивним кульковим автобалансиром. Приведені формули, що дозволяють визначити міру зниження вібрації і обґрунтовано вибрати необхідні параметри автобалансира з урахуванням вимог його стійкої і ефективної роботи.

Vibration and stability of ship centrifugal separator with an autobalancer. Gorbenko A.N. - Ph.D. (Engineering), KGMTU. The paper contains the comprehensive analysis of specific features of dynamics of the mechanical system of centrifugal separator with multimass ball autobalancer. Formulas enabling to determine the degree of decrease in vibration and reasonably to choose the required parameters of autobalancer taking into account the requirements for its steady and efficient operation are given.