

На правах рукописи



**Пашков Евгений Николаевич**

**ДИНАМИКА РОТОРНЫХ СИСТЕМ С ЖИКОСТНЫМИ  
АВТОМАТИЧЕСКИМИ БАЛАНСИРУЮЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ**

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин,  
приборов и аппаратуры

**АВТОРЕФЕРАТ**  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Томск – 2010

Работа выполнена в ГОУ ВПО “ Национальный исследовательский Томский политехнический университет”

**Научный руководитель:** – кандидат технических наук, доцент  
Замятин Владимир Маркович

**Официальные оппоненты:** – доктор технических наук, профессор  
Максименко Андрей Алексеевич

– кандидат технических наук, доцент  
Ефременков Андрей Борисович

**Ведущая организация:** Научно–исследовательский институт прикладной математики и механики при Томском государственном университете

Защита состоится «29» декабря 2010 г. в 15 ч. 00 мин. на заседании совета по защитах докторских и кандидатских диссертаций Д 212. 269. 01 при ГОУ ВПО “Национальный исследовательский Томский политехнический университет” по адресу: 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

С диссертацией можно ознакомиться в научно–технической библиотеке ГОУ ВПО “ Национальный исследовательский Томский политехнический университет” по адресу: г. Томск, ул. Белинского, 53.

Автореферат разослан « »

2010 г.

Ученый секретарь совета  
по защитах докторских  
и кандидатских диссертаций



Костюченко Т. Г.

### **Актуальность работы.**

Наличие вибрации приводит к интенсивному износу подшипников, а в некоторых случаях и к авариям, кроме того снижается точность исполнения функций, возложенных на прибор или машину. Вибрация оказывает непосредственное влияние на здоровье человека, снижая его работоспособность. Чаще всего источниками вибрации машин и приборов являются вращающиеся неуравновешенные тела, которые в дальнейшем будем называть роторами. Современные методы и средства балансировки вращающихся роторов позволяют уравнивать их по высокому классу точности. Но в некоторых случаях первоначальная балансировка в процессе работы прибора или машины нарушается и не удовлетворяет поставленным требованиям.

При возникновении вредных явлений, обычно рабочий процесс останавливают и производят добалансировку или замену ротора. В некоторых случаях требуется производить балансировку без остановки ротора. В настоящее время в технике применяются автобалансирующие устройства (АБУ) вращающихся роторов.

Автобалансирующие устройства делятся на два типа: пассивные и активные. В пассивных АБУ корректирующие массы перемещаются свободно под действием внутренних сил, а в активных они перемещаются принудительно.

Наиболее изученными из пассивных устройств, являются механические АБУ, они так же имеют широкое применение. В данной работе рассматриваются жидкостные АБУ, которые изучены в меньшей степени и применяются реже, хотя они имеют и свои достоинства. Механические АБУ для достаточно точной балансировки предъявляют довольно высокие требования к качеству изготовления, а именно: к шероховатости и твердости поверхности, овальности и эксцентриситету беговой дорожки шаров, что в конечном итоге способствует удорожанию их изготовления. Жидкостные АБУ лишены некоторых из этих недостатков, они не требуют столь высокого качества изготовления и дешевы в производстве. Так же достоинствами данного типа устройств являются: искробезопасность, что является критичным для горношахтного оборудования; и бесшумность работы. Поэтому изучение и применение в промышленности таких устройств является перспективным направлением развития теории автоматической балансировки и является актуальной научно-технической задачей.

### **Цель работы.**

Исследовать плоское движение системы ротора с жидкостным автобалансирующим устройством. Определить области значений частот вращения ротора, где имеет место автоматическая балансировка ротора жидкостью. Рассмотреть влияние различных факторов на точность балансировки. Разработать на основе полученных теоретических выкладок устройства, позволяющие снижать уровень вибрации неуравновешенных роторов, до уровня рекомендуемых ГОСТ санитарно-гигиенических норм. Провести экспериментальные исследования работы жидкостного АБУ.

Для достижения поставленных целей предполагается решить ряд задач:

- разработать математические модели движения неуравновешенного ротора с жидкостным АБУ;

- определить факторы, влияющие на точность балансировки роторов жидкостными АБУ и разработать рекомендации для их конструирования, обеспечивающие снижение влияния этих факторов;

- экспериментально проверить полученные теоретические результаты.

**Методы исследований** основываются на научных положениях динамики машин и теории колебаний, математического моделирования с применением аналитических и численных методов. Проведение экспериментальных исследований для подтверждения эффекта снижения колебаний

**Основные положения работы, выдвигаемые на защиту.**

- Математическая модель плоской механической системы, в которую входит ротор, имеющий статическую неуравновешенность, с установленным на нем жидкостным автобалансирующим устройством.

- Численная реализация предложенной модели позволяет определить эффективность автобалансирующего устройства, области частот вращения ротора, где имеет место автоматическая балансировка, а также остаточную неуравновешенность системы ротор–жидкость.

- Результаты экспериментальных исследований снижения вибрации неуравновешенных роторов с помощью жидкостных АБУ.

**Научная новизна работы.**

- Проведено теоретическое обобщение задачи о влиянии жидкостного автобалансирующего устройства на уровни вибрации для неуравновешенных роторов.

- Решены задачи автоматического устранения динамической неуравновешенности ротора при помощи жидкостного АБУ.

- Теоретически определены значения частот вращения ротора, при которых происходит снижение вибрации.

- Получены экспериментальные материалы подтверждающие теорию о распределении жидкости по внутренней поверхности резервуара.

- Экспериментально подтверждена эффективность работы автобалансирующего устройства жидкостного типа для устранения неуравновешенности ротора.

**Практическая ценность.**

- Разработана методика расчета диапазонов частот вращения неуравновешенного ротора, где осуществляется его автоматическая балансировка жидкостью.

- Предложена методика для жидкостного АБУ, позволяющая рассчитать эффективность снижения неуравновешенности и разработать устройство для реального ротора с многокамерным АБУ.

- Получены аналитические зависимости для определения динамической неуравновешенности ротора.

**Реализация результатов работы.**

Результаты работы использованы при создании автобалансирующего устройства для шлифовальной машины. Методика расчета данного жидкостного автобалансирующего устройства применена при разработке технического проекта шлифовальной машины.

### **Апробация работы.**

Основные результаты и положения диссертационной работы были доложены на: на научно-практических конференциях «Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении» (Филиал ТПУ в г. Юрга, 2001– 2002 г.), на научно-практических конференциях студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» (ТПУ, г.Томск, 2001 – 2006 г.), на международной научно-практической конференции «Современные материалы и технологии» (г.Пенза, 2002 г.), на международной научно-технической конференции «KORUS-2001», на международной научно-технической конференции, (ОМГТУ, г. Омск 2002 г.). Полное содержание работы доложено на научном семинаре кафедры «Теоретической и прикладной механики», ИПР НИ ТПУ.

**Публикации.** Всего по теме диссертаций опубликовано 19 печатных работ. По результатам исследований получены 3 патента на полезную модель. Получен акт внедрения результатов работы.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка из 124 наименований и приложения. Общий объем работы: 131 – страниц, 1 – таблица, 47 – рисунков.

**Выражаю особую благодарность** д.т.н., профессору В.П. Нестеренко, к.т.н., доценту В.А Дубовику, а так же сотрудникам кафедры Теоретической и прикладной механики, Томского политехнического университета.

## **СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ**

**Во введении** обоснована актуальность выбранной темы диссертации, определены цель и задачи исследования, приведены основные положения, выносимые на защиту, отмечена научная новизна полученных результатов и их практическая значимость.

**В первой главе** выполнен аналитический обзор исследований, посвященных автоматической балансировке роторов. Фундаментальный вклад в развитие этой области науки и техники сделали следующие авторы: И. И. Блехман, Дж. П. Ден–Гартог, А.А. Гусаров, Б.И. Горбунов, В.И. Кравченко, М. Леблан, М.Е. Левит, В.П. Нестеренко и др.

Проведен краткий анализ основных типов АБУ. Определены основные требования предъявляемые к автоматическим балансирующим устройствам.

Проведен анализ основных типов пассивных жидкостных автобалансирующих устройств, показаны их достоинства и недостатки. Определены направления дальнейшего развития конструкций жидкостных АБУ. Выявлены факторы, влияющие на точность автоматической балансировки пассивными жидкостными АБУ, и способы снижения влияния этих факторов.

**Во второй главе** рассмотрена динамическая модель механической системы, состоящей из ротора, имеющего статическую неуравновешенность и жидкости. Здесь, в рамках плоской модели, рассмотрено вращение ротора со слоем жидкости на стенке камеры при вязкоупругом действии вала. Предполагается, что границей свободной поверхности жидкости является окружность с центром на оси вращения, а сама

она вращается вместе с ротором, как твердое тело. Для переходных процессов свободная поверхность замещается цилиндрической камерой (поплавком).

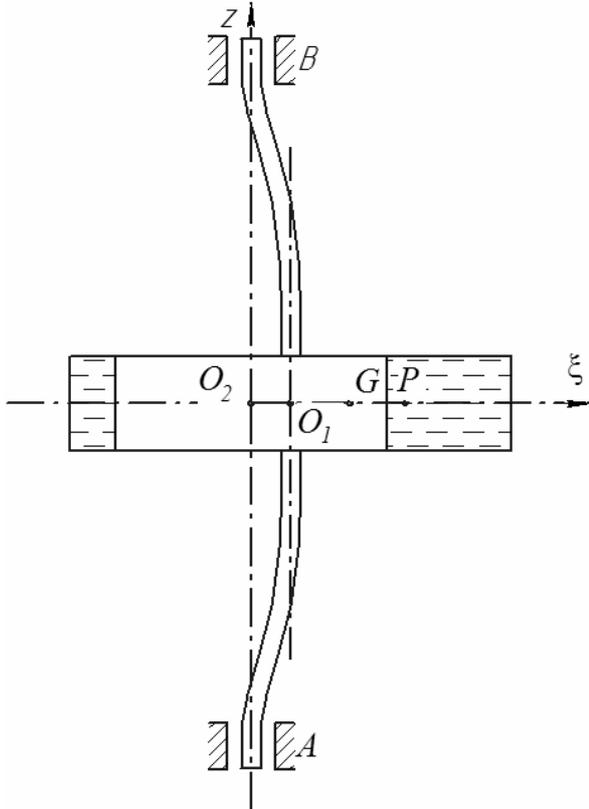


Рис.1. Схема закрепления ротора

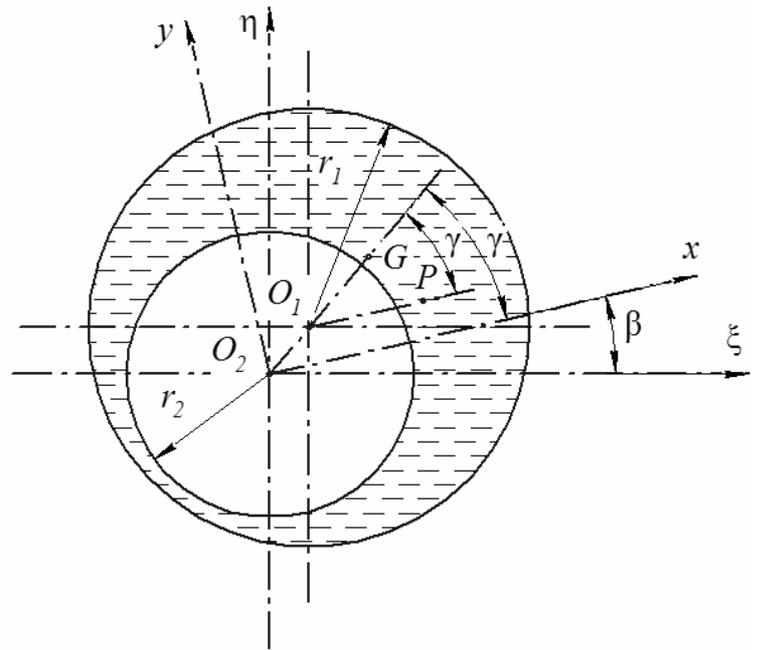


Рис. 2. Сечение ротора с жидкостью

На рис.1 показан ротор 1, содержащий камеру 2 частично заполненную однородной несжимаемой жидкостью 3, симметрично закреплен на гибком вертикальном валу, проходящем через геометрический центр  $O_1$ . Центр масс ротора (точка  $P$ ) смещен от  $O_1$  на расстояние  $O_1P=e$ . При вращении ротора вал смещается на величину  $O_2O_1=a$ , а несжимаемая однородная жидкость, плотностью  $\rho$ , перетекает в сторону прогиба вала.

Для оценки наибольших напряжений, появляющихся при вращении ротора на переменных режимах проведено исследование **переходного процесса**, возникающего при изменении угловой скорости вала. Считаем свободную поверхность жидкости недеформируемым поплавком. Тогда при вращении системы вал прогибается на величину  $O_2O_1$ , поплавок, для которого геометрическая и материальная оси симметрии совпадают, так же как в поплавковых гироскопах центрируется на оси вращения  $O_2$  за счёт сил давления, а жидкость перетекает в сторону прогиба. Предполагаем, что при возмущённом движении ротора отрыв жидкости от стенок не происходит и центрирование поплавка сохраняется. В этом случае центр масс слоя жидкости расположен на линии центров  $O_2O_1$  в точке  $G$  (рис. 2). Сформулированные предположения позволяют исключить из рассмотрения гидродинамическую задачу. Законы вращательного движения ротора и системы  $O_2xy$  определяются одним и тем же углом поворота  $\beta(t)$ , следовательно, ротор в подвижной системе координат может перемещаться только поступательно. На ротор со стороны вала действуют сила упру-

гости, и сила внешнего трения. Условие равновесия главных векторов внешних сил и сил инерции запишется в виде:

$$-c\overline{O_2O_1} - \chi\overline{V_{o1}} - m_1\overline{a_P} - m_2\overline{a_G} = 0. \quad (1)$$

Здесь  $m_1$  и  $m_2$  – массы ротора и жидкости,  $\overline{a_P}$  и  $\overline{a_G}$  – ускорения центров масс ротора и жидкости соответственно.

Проецируя (1) на оси  $x$ ,  $y$  и используя для вычисления относительных ускорений и известные формулы для переносных и кориолисовых ускорений, получаем дифференциальные уравнения относительного движения ротора:

$$\begin{aligned} m(\ddot{x} - 2\dot{\beta}\dot{y} - \dot{\beta}y - \beta^2x) + cx + \chi(\dot{x} - \dot{\beta}y) &= m_1e\dot{\beta}^2; \\ m(\ddot{y} + 2\dot{\beta}\dot{x} + \dot{\beta}x - \beta^2y) + cy + \chi(\dot{y} + \dot{\beta}x) &= -m_1e\dot{\beta}. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь  $m = m_1 + rm_2$ , введем следующий параметр  $rm_2 = \rho\pi r_1^2 h$  – фиктивная масса жидкости, заполняющая всю балансировочную камеру ротора.

Полагая в (2)  $\dot{\beta} = \omega_0 = const$ , получаем стационарное движение ротора, определяемое координатами  $x_C, y_C$ :

$$x_C = ex_0 = e\psi \frac{(k - \omega_0^2)\omega_0^2}{(k - \omega_0^2)^2 + n^2\omega_0^2}; \quad y_C = ey_0 = -e\psi \frac{n\omega_0^3}{(k - \omega_0^2)^2 + n^2\omega_0^2}, \quad (3)$$

где  $\psi = \frac{m_1}{m} = \frac{1}{(1 + rm_2/m_1)}$ ,  $k = c\psi/m_1$ ,  $n = \chi\psi/m_1$ .

Для исследования устойчивости решения, введем отклонения  $\delta x = x - x_C$ ,  $\delta y = y - y_C$  и запишем уравнения возмущенного движения, получаемые подстановкой их в (9):

$$\begin{aligned} m\delta\ddot{x} - 2m\omega_0\delta\dot{y} - m\omega_0^2\delta x + c\delta x + \chi(\delta\dot{x} - \omega_0\delta y) &= 0; \\ m\delta\ddot{y} + 2m\omega_0\delta\dot{x} - m\omega_0^2\delta y + c\delta y + \chi(\delta\dot{y} + \omega_0\delta x) &= 0. \end{aligned}$$

Характеристическое уравнение этой системы при  $\chi > 0$  имеет все корни с отрицательной вещественной частью. Отсюда стационарное движение при наличии сил внешнего трения асимптотически устойчиво при любых значениях угловой скорости вращения ротора.

Рассмотрим нестационарный процесс, возникающий при переходе от стационарного движения (3) к новому в результате скачкообразного изменения угловой скорости вала от  $\omega_0$  до  $\omega = const$ , который моделирует внезапное торможение или разгон ротора. Эта задача сводится к интегрированию уравнений (2) при  $\dot{\beta} = 0$ ,  $\beta = \omega = const$  с начальными условиями:

$$x(0) = x_C, \quad y(0) = y_C, \quad \dot{x}(0) = \dot{y}(0) = 0, \quad (4)$$

которые следуют из совпадения в начальный момент времени систем координат, вращающихся с угловыми скоростями  $\omega_0$  и  $\omega$ .

Применяя к (2), (4) преобразование Лапласа получаем решение в изображениях:

$$\tilde{x} = e \frac{X(S)}{SD(S)}, \quad \tilde{y} = e \frac{X(S)}{SD(S)}.$$

Переходя от изображений к оригиналам по теореме разложения, имеем закон движения ротора в подвижных осях:

$$\begin{aligned}
 x &= eA(t); \quad y = eB(t); \\
 A(t) &= \frac{\psi(k - \omega^2)\omega^2}{D(0)} + \sum_{k=1}^4 \frac{X(S_k)e^{S_k t}}{D(S_k) + S_k D'(S_k)}; \\
 B(t) &= -\frac{\psi\omega^3 n}{D(0)} + \sum_{k=1}^4 \frac{Y(S_k)e^{S_k t}}{D(S_k) + S_k D'(S_k)}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Здесь штрих означает производную по  $S$ ,  $D'(S_k) = 2E_2(S_k) \cdot [E_1(S_k) + 2\omega^2]$ ,  $S_k$  – простые корни уравнения  $D(S) = 0$ , которые в зависимости от  $n$  и  $k$  вычисляются по формулам:

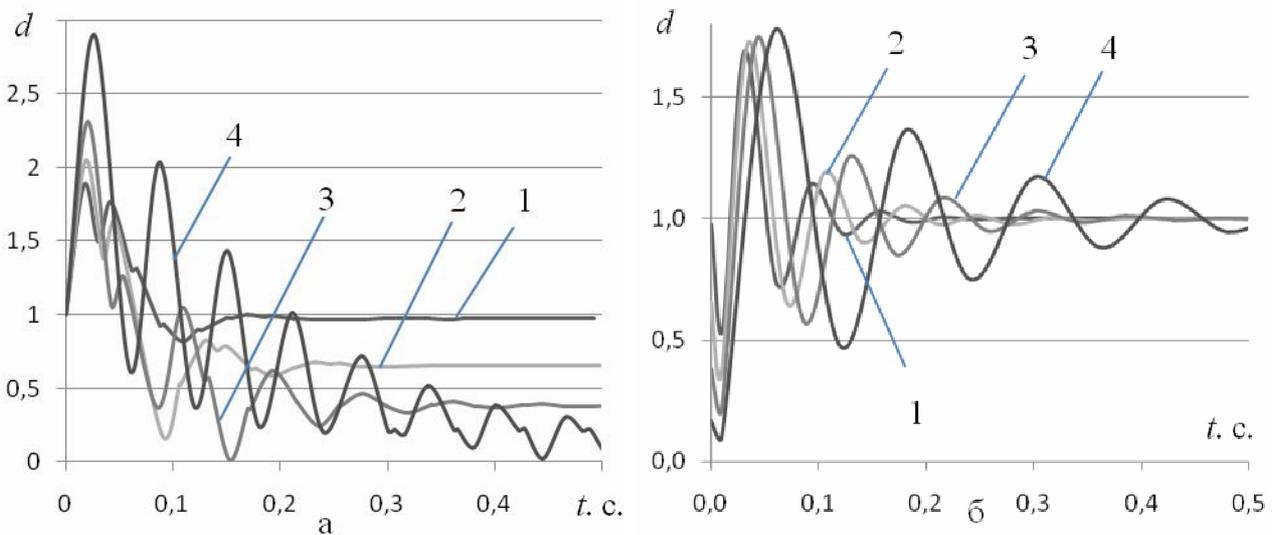
$$\begin{aligned}
 \text{при } n^2 > 4k, \quad S_{1,2} &= -\frac{n}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{4k - n^2} \pm \omega i_1, \quad S_{3,4} = -\frac{n}{2} - \frac{1}{2}\sqrt{n^2 - 4k} \pm \omega i_1; \\
 \text{при } n^2 < 4k, \quad S_{1,2} &= -\frac{n}{2} \pm \frac{1}{2}(\sqrt{n^2 - 4k} + \omega) \cdot i_1, \quad S_{3,4} = -\frac{n}{2} \pm \frac{1}{2}(\sqrt{4k - n^2} + \omega) \cdot i_1;
 \end{aligned} \tag{6}$$

где  $i_1 = \sqrt{-1}$  – мнимая единица, случай  $n^2 = 4k$  соответствует кратным корням и из рассмотрения исключается.

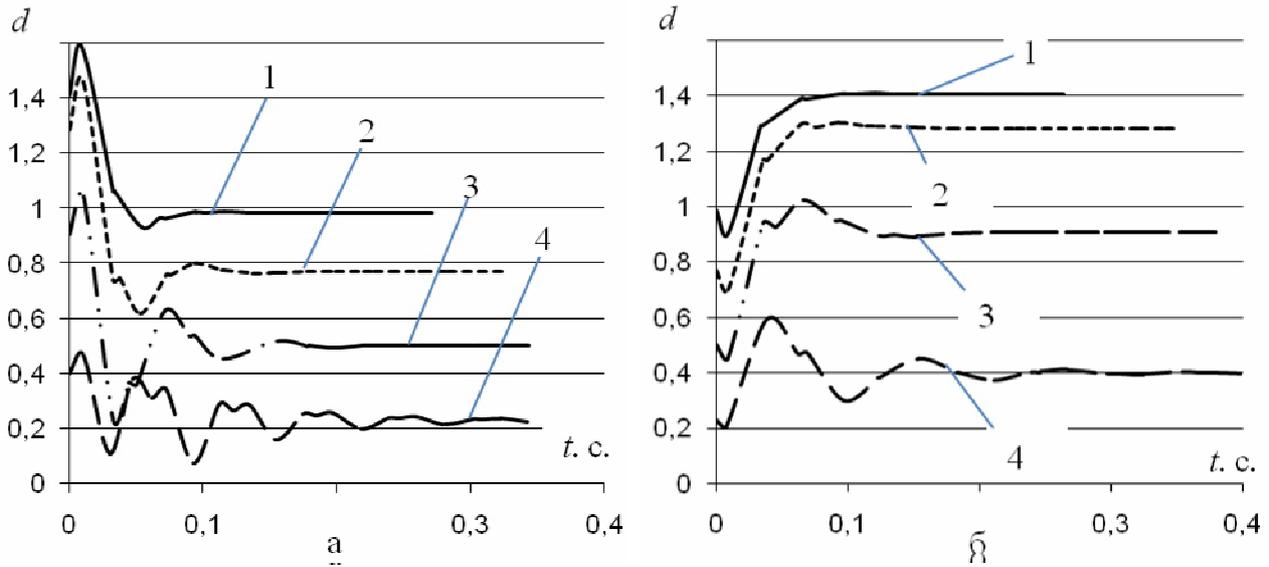
Из (5), (6) видно, что при  $n \neq 0$   $t \rightarrow \infty$ ,  $x \rightarrow e\psi(k - \omega^2)\omega^2/D(0)$ ,  $y \rightarrow -e\psi n\omega^3/D(0)$ , т.е. к значениям соответствующим стационарному движению при угловой скорости  $\omega = \text{const}$ . Переходный процесс является колебательным с затухающей амплитудой. Если внешние силы трения отсутствуют ( $n=0$ ), то возникшее движение чисто колебательное. При полном торможении ( $\omega=0$ ) процесс носит затухающий характер в случае  $n^2 > 4k$  и колебательно-затухающий в противном случае.

Прогиб вала и дисбаланс системы отнесенный к начальному дисбалансу ротора  $m_1 e$  запишутся в виде:

$$a = e\sqrt{A^2(t) + B^2(t)}; \quad d_1 = \frac{(m_1 + m_2)r_c}{m_1 e} = \sqrt{[A(t)/\psi + 1]^2 + [B(t)/\psi]^2}. \tag{7}$$



**Рис. 3.** Зависимость дисбаланса системы  $d$  от времени  $t$  при пуске (а) и останове ротора (б): 1 –  $\psi=1$  (без АБУ); 2 –  $\psi=0,75$ ; 3 –  $\psi=0,5$ ; 4 –  $\psi=0,25$



**Рис.4.** Зависимость дисбаланса системы  $d$  от времени  $t$  при разгоне (а) и торможении (б) в закритической области изменения угловой скорости ротора: 1 –  $\psi=1$  (без АБУ); 2 –  $\psi=0,75$ ; 3 –  $\psi=0,5$ ; 4 –  $\psi=0,25$

Зависимости дисбаланса  $d_1$  от времени и параметра  $\psi$  для  $\sqrt{c/m_1}=105 \text{ с}^{-1}$ ,  $\chi/m_1=100 \text{ с}^{-1}$  приведены на рис. 3(а) при пуске ротора ( $\omega$  изменяется от  $0 \text{ с}^{-1}$  до  $150 \text{ с}^{-1}$ ) и на рис. 3(б) при останове ( $\omega$  изменяется от  $150 \text{ с}^{-1}$  до  $0 \text{ с}^{-1}$ ). Кривые показывают различие в переходных процессах при пуске и останове ротора. Так в первом случае максимальное значение дисбаланса системы и время установления процесса при всех  $\psi$  значительно больше чем во втором. Дополнительные расчеты, проведенные по формулам (6), (7) показывают, что при останове прогиб вала монотонно стремится к нулю, а при пуске колеблется с амплитудой меньше, чем для ротора без АБУ. Уменьшение внешнего трения приводит к увеличению времени переходного процесса, амплитуды колебаний вала и дисбаланса системы при всех значениях  $\psi$ .

На рис. 4(а, б) изображены зависимости дисбаланса  $d_1$  от времени для тех же значений исходных параметров  $\sqrt{c/m_1}$ ,  $\chi/m_1$  при внезапном изменении угловой скорости в закритической области вращения ротора ( $\omega > \sqrt{c/m_1}$ ). Угловая скорость изменялась при разгоне от  $110 \text{ с}^{-1}$  до  $150 \text{ с}^{-1}$ , (рис. 4, а) а при торможении от  $150 \text{ с}^{-1}$  до  $110 \text{ с}^{-1}$  (рис. 4, б). В этом случае амплитуда колебаний (дисбаланс системы) меньше, чем для ротора без АБУ ( $\psi=1$ ) и с уменьшением  $\psi$  она уменьшается. Из графиков видно что увеличение количества балансирующей жидкости увеличивает продолжительность балансировочного процесса, но при этом уменьшаются уровни вибрации в закритической области.

Для **стационарного движения** рассмотрено влияние сил внешнего трения на вращение ротора с жидкостным автобалансирующим устройством вокруг вертикальной оси. Получены аналитические выражения для прогиба вала, дисбаланса системы и необходимого вращающего момента от двигателя, обеспечивающего вращение с заданной скоростью.

Из уравнения равновесия моментов всех сил относительно оси  $AB$ , определяем вращающий момент  $M$ , приложенный к валу со стороны двигателя:

$$M = O_2 O_1 \cdot \chi V_{O_1} = \chi a^2 \omega = \chi \omega (x^2 + y^2). \quad (8)$$

По формулам (2–5) вычисляются прогиб вала  $a = \sqrt{x^2 + y^2}$ ; дисбаланс системы  $d = (m_1 + m_2) \cdot r_c$ ; и вращающий момент  $M$ :

$$a = \frac{ez}{\sqrt{D(\mu_1)}}; \quad d = \frac{m_1 e \sqrt{1+nz}}{\sqrt{D(\mu_1)}}; \quad M = \frac{e^2 z^2 c \sqrt{nz}}{D(\mu_1)}; \quad (9)$$

$$D(\mu_1) = (1 - \mu_1 z)^2 + nz.$$

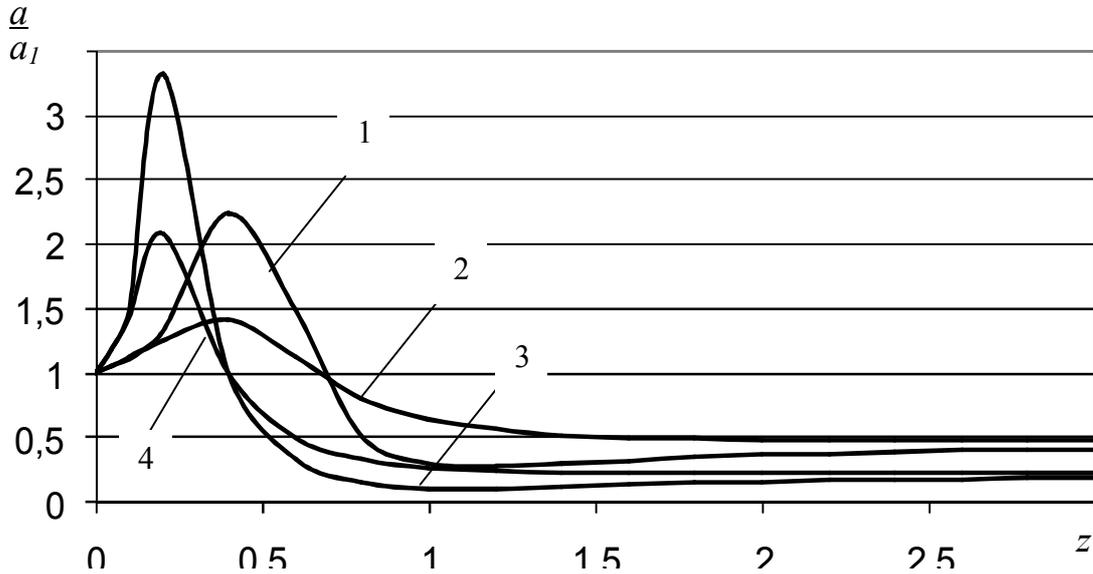
Здесь  $\mu_1 = m/m_1$  – отношение приведенной массы системы к массе ротора,  $z = m_1 \omega^2 / c$  – квадрат отношения скорости вращения к собственной частоте ротора.

Для сравнения движения ротора с жидкостным АБУ и без него рассмотрим следующие отношения:

$$\frac{a}{a_1} = \frac{d}{d_1} = \sqrt{\frac{D(1)}{D(\mu_1)}}; \quad \frac{M}{M_1} = \frac{D(1)}{D(\mu_1)}, \quad (10)$$

где  $a_1$ ,  $d_1$ ,  $M_1$  – соответственно прогиб вала, дисбаланс, вращающий момент при движении ротора без балансирующей жидкости, получаемые из (8) при  $\mu_1=1$ . Угол сдвига фазы движения  $\gamma$  определяется формулой:

$$\operatorname{tg} \gamma = y/x = -\frac{\chi \omega}{c - m \omega^2} = -\frac{\sqrt{nz}}{1 - \mu_1 z}. \quad (7)$$



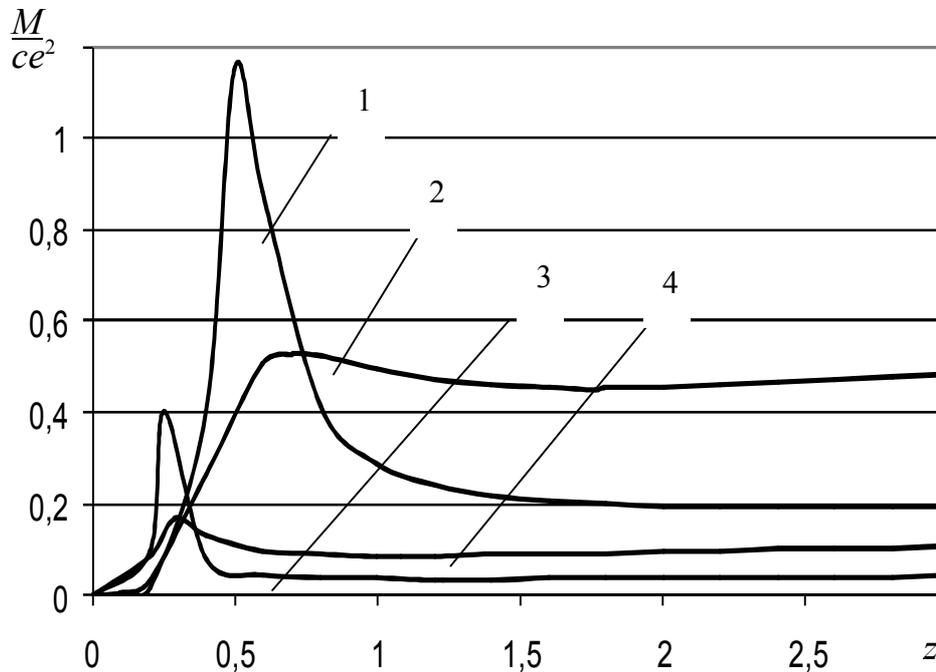
**Рис. 5.** Зависимость прогиба вала от угловой скорости при различных значениях  $\mu_1$  и  $n$ : 1 –  $\mu_1=2$ ,  $n=0,1$ ; 2 –  $\mu_1=2$ ,  $n=0,7$ ; 3 –  $\mu_1=4$ ,  $n=0,1$ ; 4 –  $\mu_1=4$ ,  $n=0,7$

Из формул (5–7) следует, что при  $\omega \rightarrow \infty$  ( $z \rightarrow \infty$ ),  $a \rightarrow m_1 e / m$ , т.е. прогиб вала становится меньше неуравновешенности  $e$ , т.к.  $m_1 / (m_1 + r m_2) < 1$ ;  $r_c \rightarrow 0$ ,  $\gamma \rightarrow \pi$ ,  $x \rightarrow -m_1 e / m$ ,  $y \rightarrow 0$ ; координаты центров масс ротора и слоя жидкости принимают значения:  $x_p = r m_2 e / m$ ,  $y_p = 0$  и  $x_G = -r m_1 e / m$ ,  $y_G = 0$ ;  $d \rightarrow 0$ ;  $M \rightarrow \infty$ . Таким образом, при больших  $\omega$  центр масс системы стремится занять положение на оси вращения  $AB$ , происходит самоцентрирование системы.

Так как  $D(1) < D(\mu_1)$  при  $z > 2/(1+\mu_1)$ , то согласно (5) жидкостное АБУ уменьшает прогиб и дисбаланс системы по сравнению с ротором без жидкости на частотах вращения выше  $\omega = \sqrt{2/(1+\mu_1)}\omega_0^2$ .

Из рисунка 3. видно, что при одном и том же значении  $\mu$  и различных  $n$  совпадение прогибов вала системы наступает при одном и том же значении  $z$ . С увеличением параметра  $\mu_1$  критическая частота вращения убывает, а экстремальное значение прогиба уменьшается с ростом внешнего трения. Эти же кривые описывают изменение отношений дисбаланса и радикалов вращающих моментов.

Из (5) следует, что максимальный прогиб вала  $a^{kp} = 2e/\sqrt{4\mu_1 n - n^2}$  наступает при критической угловой скорости  $z^{kp} = 2/(2\mu_1 - n)$ . При отсутствии жидкости в балансировочной камере  $z_1^{kp} = 2/(2 - n)$  и  $a_1^{kp} = 2e/\sqrt{4n - n^2}$ . Сравнивая эти значения, заключаем: жидкостное АБУ уменьшает критическую скорость и максимальное отклонение ротора от оси вращения. Изменение вращающего момента от относительной угловой скорости показано на рис. 6. Расчеты показали, что эти кривые при  $\mu_1 > 2n$  имеют две экстремальные скорости вращения  $z_{1,2} = (6\mu_1 - 3n \pm \sqrt{(6\mu_1 - 3n)^2 - 20\mu_1^2})/(2\mu_1^2)$ . Первая (знак минус) соответствует максимальному значению момента, вторая минимальному. Отсюда, в случае малой мощности двигателя при переходе через частоту  $z_1$  возможно «застревание» вала на этой частоте вращения.



**Рис. 6.** Зависимость вращающего момента от угловой скорости при различных значениях  $\mu_1$  и  $n$ : 1 –  $\mu_1=2$ ,  $n=0,1$ ; 2 –  $\mu_1=2$ ,  $n=0,7$ ; 3 –  $\mu_1=4$ ,  $n=0,1$ ; 4 –  $\mu_1=4$ ,  $n=0,7$

Для **равноускоренного движения**, угловая скорость ротора изменяется по закону  $\dot{\beta} = \omega = \omega_0 + 2\varepsilon \cdot t$ , при начальных условиях:

$$x(0) = D(c - m\omega_0^2), \quad y(0) = -D\chi\omega_0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0. \quad (8)$$

Прогиб вала  $\delta$  и дисбаланс системы отнесенный к начальному дисбалансу ротора, запишутся в виде:

$$\delta = \sqrt{x^2(t) + y^2(t)},$$

$$d = \frac{(m_1 + m_2)r_c}{m_1 e} = \sqrt{[x(t)/(e\psi) + 1]^2 + [y(t)/(e\psi)]^2}. \quad (9)$$

Расчеты проведены для ротора без АБУ:  $\Omega_0 = 105 \text{ с}^{-1}$ ,  $\varepsilon = 10 \text{ с}^{-2}$ , начальная угловая скорость вала полагалась  $\omega_0 = 40 \text{ с}^{-1}$ . Установлено, что изменение прогиба вала и дисбаланса системы сильно зависят от силы внешнего трения, т.е. от коэффициента  $n = \chi/m_1$ . На рис. 7 показаны зависимости  $\delta/e$  и  $d$  от  $z$  при равноускоренном переходе угловой скорости через критическую  $\omega_0$  при различных значениях  $\psi$  ( $\psi = 1$  – соответствует ротору без АБУ) для  $n = 0$ , а на рис. 8 – для  $n = 100 \text{ с}^{-1}$ . Из этих рисунков видно, что изменения дисбаланса системы для  $n = 0$  и  $n = 100 \text{ с}^{-1}$  резко отличаются друг от друга, так для первого случая максимальные отклонения дисбаланса системы при всех значениях  $\psi$  меньше, а для второго случая больше отклонения дисбаланса ротора без АБУ. Смена характеристики изменения дисбаланса наступает при  $n = 5 \text{ с}^{-1}$ . Прогиб вала системы при всех  $n$  меньше, чем для ротора без жидкости. На рис. 9 показаны зависимости максимального прогиба вала  $\delta^*/e$  и дисбалансы системы  $d^*$  от  $n$  при различных значениях  $\psi$ .

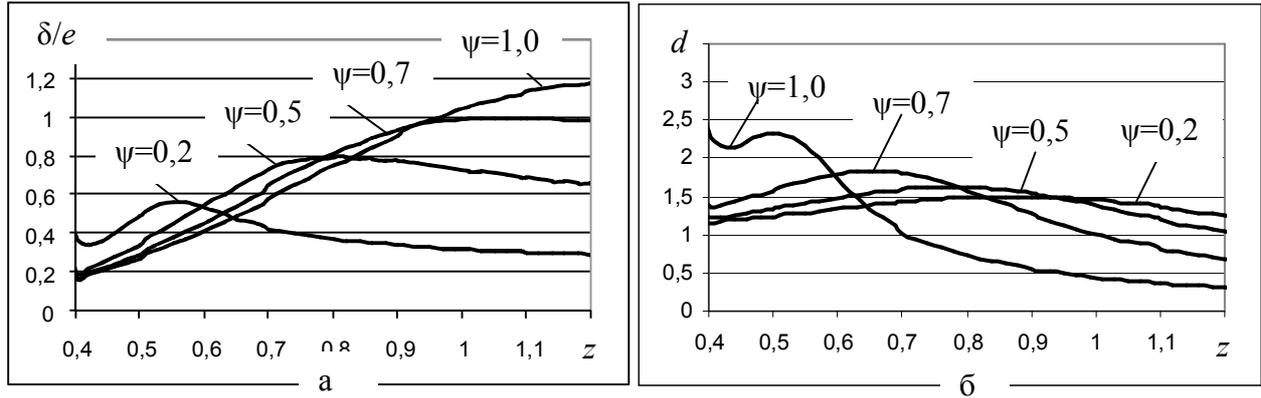
По этим кривым для каждого  $n$  можно выбрать  $\psi$ , чтобы обеспечить переход системы через критическую угловую скорость с допустимыми прогибом и дисбалансом.

- Показано, что квадрат критической угловой скорости системы ротор-АБУ изменяется по линейному закону с уменьшением параметра  $\psi$ , характеризующего конструкцию жидкостного автобалансирующего устройства.

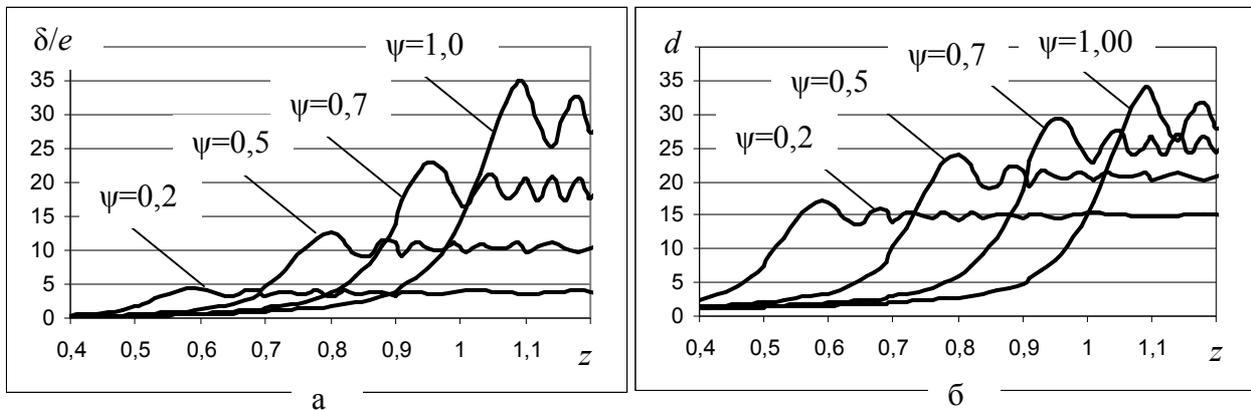
- При равноускоренном вращении (с переходом через критическую скорость) максимальный дисбаланс системы для малых сил внешнего трения становится меньше, а для больших сил – больше дисбаланса ротора, максимальный прогиб вала при любом внешнем трении уменьшается с уменьшением параметра  $\psi$ . С увеличением угловой скорости в закритической области дисбаланс системы за счет её самоцентрирования становится меньше дисбаланса ротора.

- Переходный процесс зависит от закона изменения угловой скорости вала. При плавном её увеличении амплитуда колебаний дисбаланса и прогиба вала меньше чем при скачкообразном процессе.

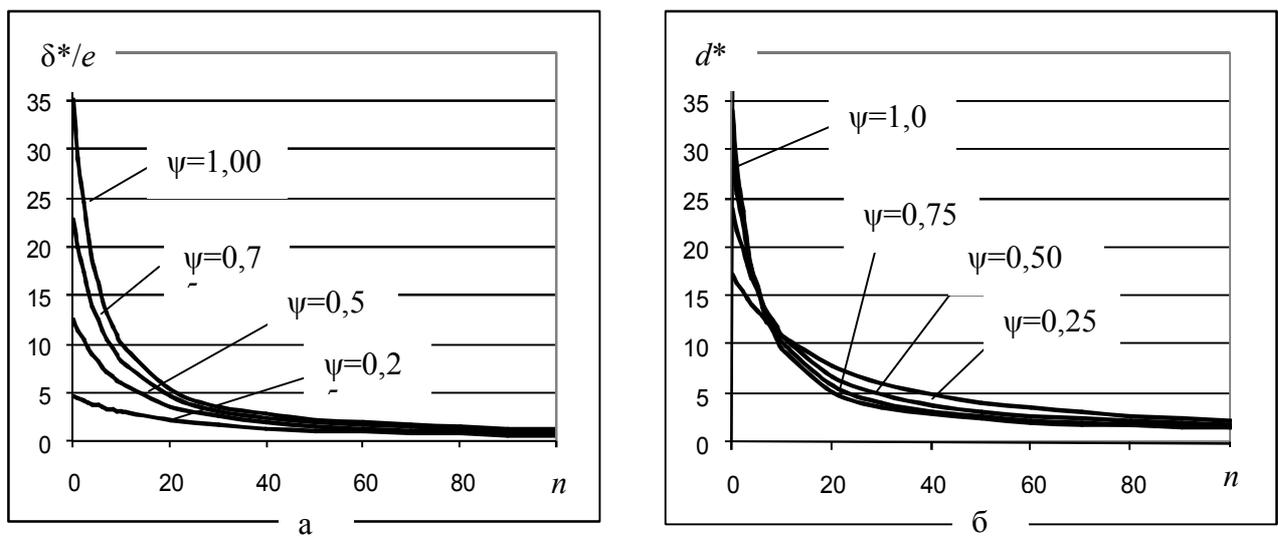
- Результаты расчетов переходного процесса следует учитывать при проектировании жидкостного АБУ и выборе режима нарастания угловой скорости, т.к. возникающая вибрация зависит от  $\psi$  и способа перехода через резонанс.



**Рис. 7.** Зависимость прогиба вала  $\delta/e$  (а) и дисбаланса системы  $d$  (б) от  $z = \omega/\Omega_0$  при  $n=0$



**Рис. 8.** Зависимость прогиба вала  $\delta/e$  (а) и дисбаланса системы  $d$  (б) от  $z = \omega/\Omega_0$  при  $n=100 \text{ c}^{-1}$



**Рис. 9.** Изменение максимального прогиба вала  $\delta^*/e$  (а) и дисбаланса системы  $d^*$  (б) от  $n$

**В третьей главе** определены факторы влияющие на точность жидкостного АБУ.

Найдено условие достаточности жидкости при балансировке в закритической области вращения: жидкости в обойме должно быть столько, чтобы ее свободная поверхность не пересекалась с внутренней цилиндрической частью поверхности камеры  $R - r \geq s$ , где  $r$  – радиус свободной поверхности жидкости;  $R$  – радиус внутренней поверхности резервуара,  $s$  – прогиб вала в плоскости резервуара.

Для многокамерного устройства условие достаточности запишется:

$$R_i - r_i \geq s; r_i - (R_{i+1} + \delta) \geq s,$$

где  $r_i$  – радиус свободной поверхности жидкости  $i$ -той камеры;  $R_i$  – радиус внутренней поверхности резервуара  $i$ -той камеры,  $\delta$  – толщина стенки цилиндрической перегородки.

Показано, что эффективность многокамерного устройства выше однокамерного при соблюдении условия достаточности:

$$E_e = \frac{m_1 + \rho \pi h R^2}{m_1} \text{ – эффективность для однокамерного устройства;}$$

$$E_e = \frac{m_1 + \rho \pi h \sum_{i=1}^n R_i^2}{m_1} \text{ – эффективность для многокамерного устройства.}$$

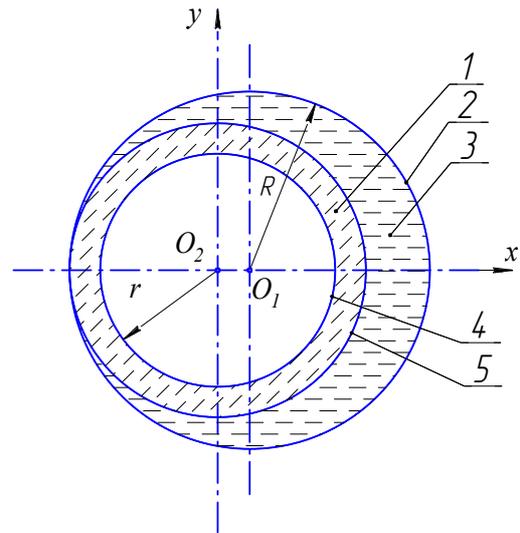
Проведена оценка влияния прогиба стенок камеры, который положительно влияет на балансировочные процессы при стационарном вращении.

Применение многокамерного устройства позволяет разгрузить стенки камеры АБУ, так как в таком устройстве сила давления меньше за счет достаточного объема жидкости в камере.

Проведена оценка влияния эллипсности и эксцентриситета камеры, которые негативно влияют на балансировочные процессы. Предложены способы устранения этих технологических погрешностей.

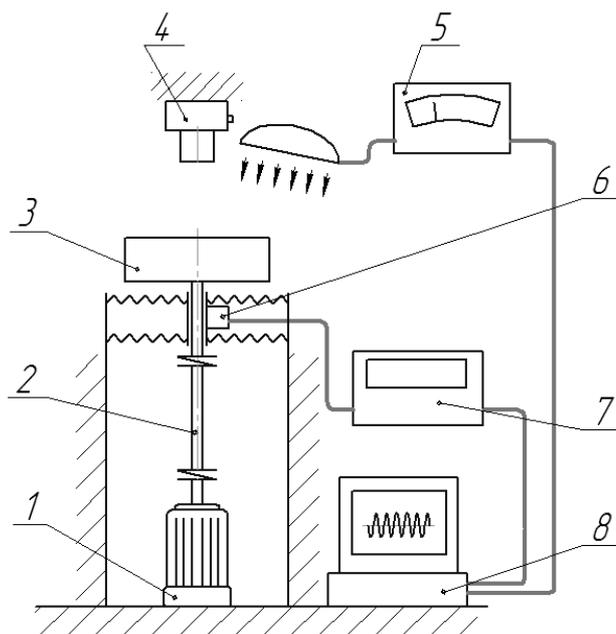
По коэффициенту гравитации сделана оценка влияния силы тяжести на процессы уравнивания в жидкостных автоматических балансировочных устройствах и найдены скорости вращения оценивающие возможность применения жидкостей в качестве балансировочных на небольших скоростях вращения.

**В четвертой главе** приведены данные экспериментальных исследований балансировки роторов при помощи жидкостных АБУ



**Рис. 10.** Схема, поясняющая достаточность жидкости в обойме 1 – жидкость, не участвующая в балансировке; 2 – поверхность резервуара; 3 – жидкость, участвующая в балансировке; 4 – свободная поверхность жидкости; 5 – поверхность, определяющая условие достаточности жидкости

Экспериментальные исследования проводились на нескольких экспериментальных моделях, каждая из которых вводилась в состав экспериментального стенда, блок-схема которого приведена на рис. 11. В состав экспериментального стенда входят: 1 – электродвигатель постоянного тока (ПЛ 120 ВТ ГОСТ 51847-76  $n=3000$  об./мин.) с блоком питания (из соединенных последовательно выпрямителя и лабораторного автотрансформатора, с помощью которого может регулироваться частота вращения ротора); 2 – гибкий вал, позволяющий снизить погрешности сборки конструкции и передачу вибрации от электродвигателя, влияющие на движение ротора; 3 – экспериментальная модель ротора; 4 – цифровой фотоаппарат KODAK DC 215, позволяющий фиксировать картину при частоте вращения до 8000 об./мин.; 5 – строботометр 2ТС-32-456 со стробоскопом, использовавшийся для корректировки частоты вращения ротора и для непосредственного наблюдения за процессом движения шаров и жидкости относительно ротора; 6 – вибродатчик ДН-3 пьезоэлектрического типа, устанавливаемый на корпусе экспериментальной модели ротора; 7 – виброизмерительный прибор ПИ-19, позволяющий определять удвоенную амплитуду линейного перемещения точки, в которой установлен вибродатчик. (либо виброизмерительный прибор ВШВ-003, позволяющий определять амплитуду линейной скорости и линейного ускорения точки); 8 – регистрирующий прибор, в качестве которого использовались: многофункциональная ISA-плата А-821РРН фирмы DAQPRO, содержащая 16-ти канальный 12-ти разрядный аналогово-цифровой преобразователь (АЦП), 2 канальный 12-ти разрядный цифро-аналоговый преобразователь (ЦАП) и внутренний таймер; персональная ЭВМ.



**Рис. 11.** Схема экспериментального стенда. 1 – электродвигатель с блоком питания; 2 – гибкий вал; 3 – экспериментальная модель ротора; 4 – цифровой фотоаппарат; 5 – строботометр со стробоскопом; 6 – вибродатчик; 7 – виброизмерительный прибор; 8 – регистрирующий прибор

В качестве модели ротора в экспериментальном стенде использовались: экспериментальная модель ротора с однокамерным и многокамерным жидкостными автобалансирующими устройствами.

В качестве модели ротора в экспериментальном стенде использовались: экспериментальная модель ротора с однокамерным и многокамерным жидкостными автобалансирующими устройствами.

В результате проведенных экспериментов были получены данные подтверждающие, что математическая модель движения ротора со свободной поверхностью жидкости, предложенная в главе 2, настоящей работы, может быть использована для описания стационарных процессов, как при разгоне, так и на выбеге, за исключением резонансных процессов, а математическая модель движения ротора с несвободной поверхностью жидкости может использоваться для описания

колебательных процессов, как при разгоне, так и на выбеге ротора. Зафиксированы явления волнообразования на свободной поверхности жидкости и «застревание» вала при наступлении резонансных процессов рис.11. Даны рекомендации о снижении влияния резонансных процессов на разгон и выбег системы ротор-жидкость.

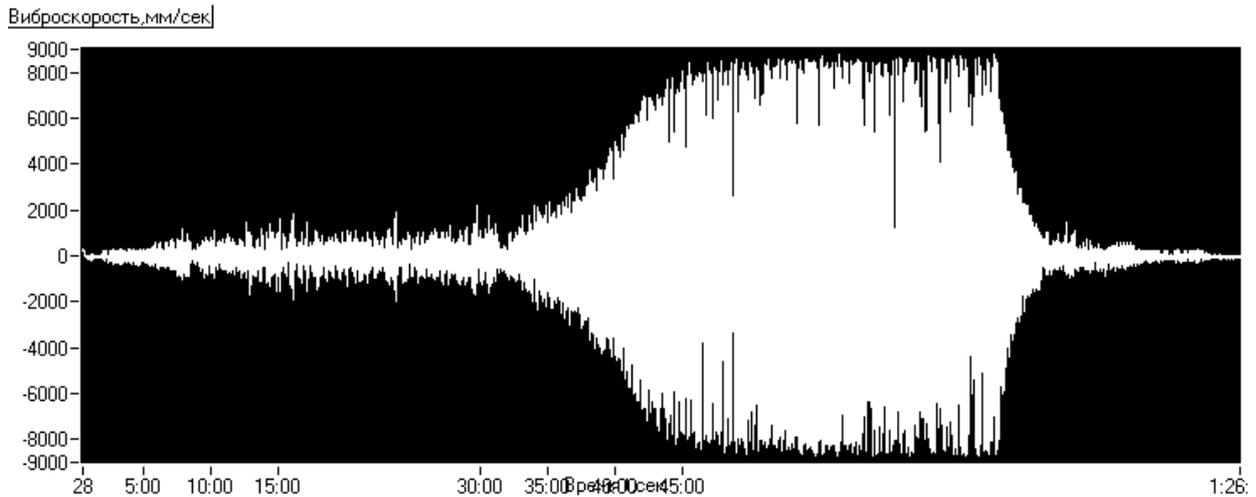


Рис. 11. Виброграмма показывающая «застревание» ротора

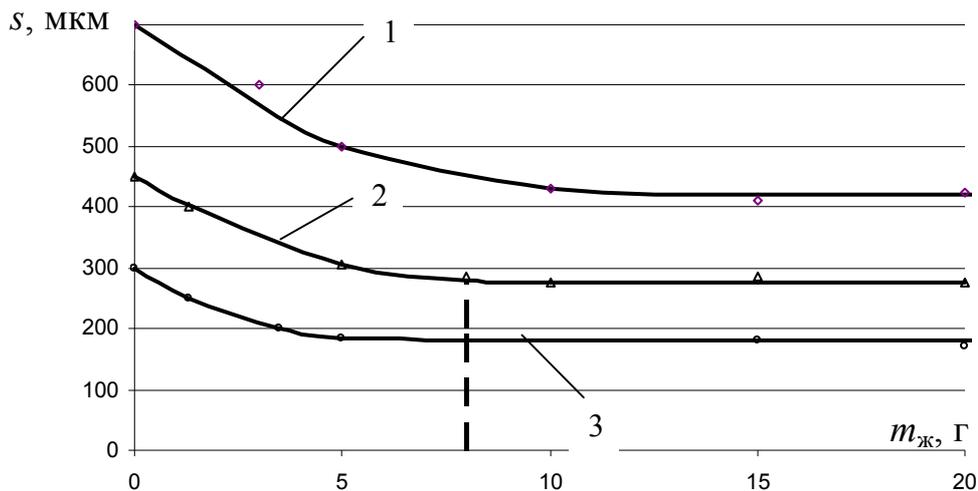


Рис. 12. Диаграмма зависимости амплитуды колебаний корпуса при установившемся процессе от массы жидкости в резервуаре: 1 – удельный дисбаланс ротора 1000 мкм; 2 – удельный дисбаланс ротора 700 мкм; 3 – удельный дисбаланс ротора 400 мкм

Доказано: что многорезервуарное устройство устраняет дисбаланс ротора эффективнее (эффективность 2,47), чем жидкостное АБУ с одним резервуаром (эффективность 1,75); а так же что амплитуда колебаний ротора и вместе с ней эффективность автоматической балансировки, не зависят от массы жидкости в резервуаре рис. 12, при выполнении условия ее достаточности.

Показано, что проведение дополнительной балансировки резервуара с жидкостью, путем закрепления дополнительных корректирующих масс позволяет устранить влияние эллипсности и эксцентриситета внутренней поверхности резервуара на точность автоматической балансировки ротора.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Созданы математические модели ротора с жидкостным АБУ при различных режимах работы: при стационарном вращении, при режимном изменении скоростей вращения.

2. Найдены частные решения полученных систем дифференциальных уравнений, которые позволяют определять взаимное расположение системы ротор – жидкость. Получены условия существования и устойчивость этих решений.

3. Исследованы факторы, влияющие на точность балансировки роторов жидкостными АБУ: влияние сил тяжести на свободную поверхность жидкости и сил упругости стенок камеры на точность балансировки. Разработаны рекомендации для снижения вредного воздействия этих факторов.

4. Найдена зависимость эффективности жидкостного АБУ от количества камер.

5. Создана экспериментальная модель жидкостного АБУ для шлифовальной машины, позволяющая проводить испытания и измерять вибрацию при различных режимах работы. Экспериментальные исследования подтвердили правильность выбора конструкции и расчета параметров жидкостного АБУ.

6. Создан экспериментальный компьютеризированный стенд и разработано программное обеспечение для измерения, записи и визуализации переходных процессов, происходящих при разгоне и выбеге ротора с жидкостным АБУ. Исследования показали хорошие результаты при согласовании с результатами проведенного численного моделирования.

### **Основное содержание диссертации опубликовано в работах:**

#### **Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК:**

1. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Нестационарное движение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при скачкообразном изменении угловой скорости // Известия ТПУ – Томск 2005 – №5, том 308, С. 123-125.

2. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Движение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при нарастающей по линейному закону угловой скорости // Известия ТПУ – Томск 2006 – №2, том 309, С. 204-206.

3. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Стационарное вращение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при действии сил внешнего трения // Известия ТПУ – Томск 2006 – №4, том 309, с. 145-147.

4. Dubovik V.A., Pashkov E.N. Stationary rotation stability of unbalanced rotor with autobalancing device with liquid on a flexible shaft // Bulletin TPU – Tomsk, 2007 – №5, Vol. 311, P. 12–13.

#### **В других работах:**

5. Nesterenko V.P., Pashkov E.N. Many-ward auto-balancing device with liquid // KORUS–98. – Томск, 1998.– P. 71.

6. Нестеренко В.П., Пашков Е.Н. Механические и жидкостные автобалансирующие устройства // Международный конгресс Механика–99. Труды. – Минск: изд. БГПА, 1999.– С. 140.

7. Пашков Е.Н., Нестеренко В.П. Экспериментальные исследования переходного процесса роторной системы с жидкостным автобалансирующим устройством // *Механика и машиностроение. Сборник трудов.* – Томск: изд. ТПУ, 2000. – С. 283 – 285.

8. Pashkov E.N., Nesterenko V.P., Pashkova T.V. Transients of rotation system with autobalancer filled with liquid // *MTT–2001.* – Tomsk, 2001.– P. 101.

9. Pashkov E.N. The equations of plane motion of a rotor with the liquid auto balance device // *KORUS–2001.* – Tomsk, 2001.– P. 143–145.

10. Пашков Е.Н. Уравнения плоского движения ротора с жидкостным автобалансирующим устройством // *Региональная научно-практическая конференция. Труды.* – Юрга: Изд. ТПУ, 2001.– С. 88–91.

11. Пашков Е.Н., Замятин В.М. Влияние прогиба стенки камеры жидкостного автобалансирующего устройства на процесс балансировки ротора, при его стационарном вращении // *VIII научно–практическая конференция молодых ученых СТТ 2002. Труды.* – Томск: Изд. ТПУ, 2002.– С. 193–195.

12. Пашков Е.Н. Эффективность многокамерного жидкостного автоматического балансирующего устройства // *Международной научно-технической конференции СМТ–2002. Труды.* – Пенза: изд. ПДЗ, 2002 С. 118–121.

13. Пашков Е.Н., Подзорова Е.А. Время автоматической балансировки ротора // *IV научно–техническая конференция. Динамика систем, механизмов и машин. Труды.* – Омск: Изд. ОмГТУ, 2002.– С. 82–85.

14. Пашков Е.Н., Харченко Д.А. Экспериментальные исследования движения ротора с жидкостью // *Международная научно–практическая конференция. Труды.* г. Бийск, 2003 г.– С. 73–75.

15. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Харченко Д.А. Выбор оптимальной формы маятника автобалансирующего устройства // *XI научно–практическая конференция молодых ученых СТТ 2006. Труды.* – Томск: Изд. ТПУ, 2006.– С. 156–157.

16. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Мочалов А.А. Оценка влияния силы тяжести на процессы уравнивания в жидкостных автоматических балансирующих устройствах // *V международная научно–техническая конференция «Современные проблемы машиностроения» 2010. Труды.* – Томск: Изд. ТПУ, 2010.– С. 145–148.

17. Стирально-отжимная машина Свидетельство на полезную модель. 21398 Российская Федерация, МПК D06F23/02. / Слесарев М.В., Нестеренко В.П., Зиякаев Г.Р., Пашков Е.Н. № 2001116363/20; заявл. 13.06.01; опубл. 20.01.02, Бюл. № 1. – 4 с.

18. Автоматическое балансирующее устройство: Свидетельство на полезную модель. 22689 Российская Федерация, МПК F16F15/14. / Г.Р. Зиякаев, В.П. Нестеренко, Е.Н. Пашков, М.В. Слесарев. № 2001121270/20; заявл. 30.07.01; опубл. 20.04.02, Бюл. № 18. – 5 с.

19. Автобалансирующее устройство: Патент на полезную модель. 67257 Российская Федерация, МПК G01M1/38. / Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев, К.В. Щедривый. № 2007111154/22; заявл. 26.03.07; опубл. 10.10.07, Бюл. № 28. – 4 с.