

УПРАВЛЕНИЕ РОТОРНОЙ СИСТЕМОЙ

А.Б. Кыдырбекулы

Казахский национальный университет имени аль-Фараби, г. Алматы

Среди проблем динамики роторных машин особое внимание уделяется задачам создания автоматических балансирующих устройств (АБУ) в виде полого ротора заполненного жидкостью и жидкостно-твердотелых АБУ. Теоретических и экспериментальных работ по исследованию АБУ на базе полого ротора, частично заполненного жидкостью и жидкостно-твердотелых АБУ очень мало. Поэтому разработка методов исследования динамики роторных машин с АБУ и конструкций таких машин актуальны, новы и перспективны. Проблемы исследования динамики роторных машин с АБУ и вопросы управления колебаниями роторных систем рассматривались также в работах [1],[3],[4]. Одним из путей уменьшения вибрации роторных машин является оптимальное управление их движением [5]. В настоящей работе предлагается математическая модель роторной системы с АБУ с учетом характеристик двигателя.

Рассмотрим модель ротора с электрическим приводом с одним диском, установленным без перекоса на гибком валу, опирающемся на два подшипника (рис. 1).

Предположим, что масса вала мала по сравнению с массой m_1 , диск выполнен в виде замкнутой осесимметричной полости, заполненной жидкостью, в которую помещен также осесимметричный поплавок с массой m_4 , имеющий возможность свободного перемещения; поплавок не имеет эксцентриситета.

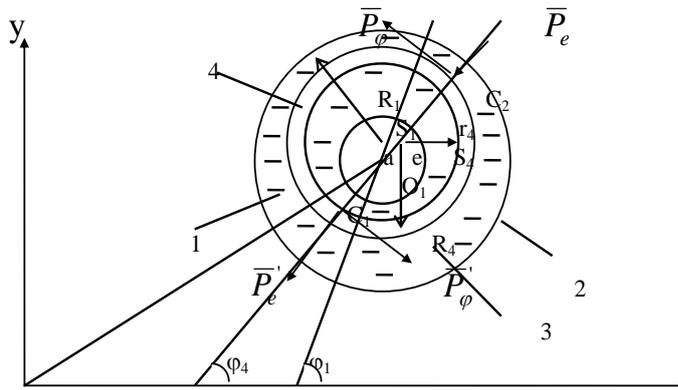


Рис. 1 – Система координат роторной системы

Используя уравнения Лагранжа второго рода, получим необходимую систему уравнений движения колебательной системы с пятью степенями свободы

1. $(m_1 + m_4)\ddot{x} + k\dot{x} + cx = m_1 a(\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1) - m_4 [(\ddot{e} - e\dot{\varphi}_4^2) \cos \varphi_4 - (2\dot{e}\dot{\varphi}_4 + e\ddot{\varphi}_4) \sin \varphi_4] - B(\dot{\varphi}_4 - 2\dot{\varphi}_1)e \sin \varphi_4 - A\dot{e} \cos \varphi_4.$
2. $(m_1 + m_4)\ddot{y} + k\dot{y} + cy = m_1 a(\dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 - \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1) - m_4 [(\ddot{e} - e\dot{\varphi}_4^2) \sin \varphi_4 + (2\dot{e}\dot{\varphi}_4 + e\ddot{\varphi}_4) \cos \varphi_4] - B(\dot{\varphi}_4 - 2\dot{\varphi}_1)e \cos \varphi_4 - A\dot{e} \sin \varphi_4.$
3. $m_4 \ddot{e} + m_4 \ddot{x} \cos \varphi_4 + m_4 \ddot{y} \sin \varphi_4 + m_4 e \dot{\varphi}_4^2 = A\dot{e}. \tag{1}$
4. $(m_4 e^2 + J_{S_4})\ddot{\varphi}_4 + 2e\dot{e}\dot{\varphi}_4 m_4 + m_4 e(\ddot{y} \cos \varphi_4 - \ddot{x} \sin \varphi_4) = [B(\dot{\varphi}_4 - 2\dot{\varphi}_1)e(e + R_4)].$
5. $(m_1 a^2 + J_{S_1})\ddot{\varphi}_1 + K_{\varphi_1} \dot{\varphi}_1 + m_1 a(\ddot{y} \cos \varphi_1 + \ddot{x} \sin \varphi_1) = B(\dot{\varphi}_4 - 2\dot{\varphi}_1)e(e + R_4) + M_D - M_C$

Слагаемые вида $A\dot{\epsilon}$, $B(\dot{\phi}_4 - 2\dot{\phi}_1)\epsilon$ представляют собой соответственно радиальную и тангенциальную составляющие сил вязкости при взаимодействии поплавка с жидкостью. В действительности они представляют интегральные характеристики, то есть зависят как от геометрических размеров поплавка, так и от свойств жидкости. Выбор вида движущих моментов двигателя M_D и M_C , а также знание диапазона их изменений – одна из основных задач нашего исследования. Теперь система вал-ротор заменяется аналогом – системой горизонтальных маятников (рис.2).

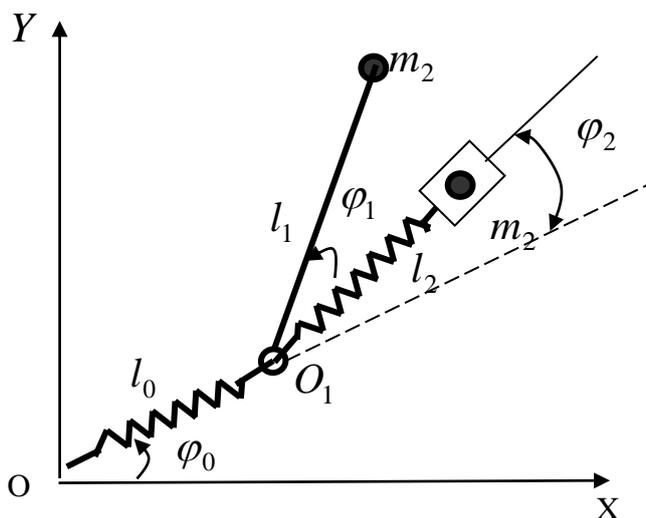


Рис.2 – Двухмассовая система и выбор обобщенных координат

Пружина OO_1 может вращаться в горизонтальной плоскости вокруг точки O , а также деформироваться по линейному закону. Точка M_1 массой m_1 может вращаться в горизонтальной плоскости вокруг точки O_1 . Точка M_4 массой m_4 может вращаться вокруг точки в горизонтальной плоскости, при этом пружина MO_1 испытывает линейную деформацию в радиальном направлении. Выберем неподвижную систему координат с началом в точке $O(0,0)$. Далее, используя уравнения Лагранжа второго рода для этой системы, получим необходимую систему уравнений движения колебательной системы с пятью степенями свободы

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{l}_0 - m_2 l_1 \ddot{\phi}_1 \sin \phi_1 - m_2 l_1 \dot{\phi}_1^2 \cos \phi_1 + m_2 \ddot{l}_0 - m_2 l_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - \\
 & - m_2 l_2 \ddot{\phi}_2 \sin \phi_2 - m_2 l_2 \dot{\phi}_2^2 \cos \phi_2 + m_2 \ddot{l}_2 \cos \phi_2 - m_2 l_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 = \\
 & = m_1 l_0 \dot{\phi}_0^2 + m_1 l_1 \dot{\phi}_0 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + m_2 l_2 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - \kappa_0 (l_0 - \bar{l}_0); \\
 & m_1 l_0^2 \ddot{\phi}_0 + m_1 l_0 \dot{l}_0 \dot{\phi}_0 + m_1 l_0 l_1 \dot{\phi}_1 \cos \phi_1 + m_1 l_0 l_1 \ddot{\phi}_1 \cos \phi_1 - \\
 & - m_1 l_0 l_1 \dot{\phi}_1^2 \sin \phi_1 + 2m_2 l_0 \dot{l}_0 \dot{\phi}_0 + m_2 l_0^2 \ddot{\phi}_0 + m_2 l_0 l_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + \\
 & + m_2 l_0 l_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 + m_2 l_0 l_2 \ddot{\phi}_2 \cos \phi_2 - m_2 l_0 l_2 \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 + \\
 & + m_2 l_0 l_2 \sin \phi_2 + m_2 l_0 \ddot{l}_2 \sin \phi_2 + m_2 l_0 l_2 \dot{\phi}_2 \cos \phi_2 = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 l_1^2 \ddot{\varphi}_1 + 2m_1 l_0 \dot{l}_1 \dot{\varphi}_1 + m_1 \dot{l}_0 \dot{l}_1 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_1 + m_1 l_0 \dot{l}_1 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_1 + \\
& + m_1 l_0 \dot{l}_1 \ddot{\varphi}_0 \cos \varphi_1 - m_1 \ddot{l}_0 l_1 \sin \varphi_1 - m_1 \dot{l}_0 \dot{l}_1 \sin \varphi_1 - m_1 l_0 \dot{l}_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 = \\
& = -m_1 l_0 \dot{l}_1 \varphi_0 \dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - m_1 \dot{l}_0 l_1 \dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \varphi_1 + (M_D - M_C) \\
& \quad m_2 \ddot{l}_2 + m_2 \dot{l}_0 \dot{\varphi}_0 \sin \varphi_2 + m_2 l_0 \ddot{\varphi}_0 \sin \varphi_2 + m_2 l_0 \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + \\
& + m_2 \ddot{l}_0 \cos \varphi_2 - m_1 \dot{l}_0 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 = m_2 l_2 \dot{\varphi}_2^2 + m_2 l_0 \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - \\
& - m_1 \dot{l}_0 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - \kappa(l_2 - \bar{l}_2) - \theta \dot{l}_2 \\
& m_2 l_2^2 \ddot{\varphi}_2 + 2m_2 l_2 \dot{l}_2 \dot{\varphi}_2 + m_2 \dot{l}_0 l_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 + m_2 l_0 \dot{l}_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 + \\
& + m_2 l_0 l_2 \ddot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 - m_2 l_0 l_2 \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - m_2 \ddot{l}_0 l_2 \sin \varphi_2 - \\
& - m_2 \dot{l}_0 \dot{l}_2 \sin \varphi_2 - m_2 \dot{l}_0 l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 = m_2 l_0 l_2 \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \\
& + m_2 l_0 \dot{l}_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 - m_2 \dot{l}_0 l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - m_2 \dot{l}_0 \dot{l}_2 \sin \varphi_2 - \theta l_2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \\
& m_2 l_2^2 \ddot{\varphi}_2 + 2m_2 l_2 \dot{l}_2 \dot{\varphi}_2 + m_2 \dot{l}_0 l_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 + m_2 l_0 \dot{l}_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 + \\
& + m_2 l_0 l_2 \ddot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 - m_2 l_0 l_2 \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 - m_2 \ddot{l}_0 l_2 \sin \varphi_2 - \\
& - m_2 \dot{l}_0 \dot{l}_2 \sin \varphi_2 - m_2 \dot{l}_0 l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 = m_2 l_0 l_2 \dot{\varphi}_0 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + \\
& + m_2 l_0 \dot{l}_2 \dot{\varphi}_0 \cos \varphi_2 - m_2 \dot{l}_0 l_2 \dot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 - m_2 \dot{l}_0 \dot{l}_2 \sin \varphi_2 - \theta l_2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)
\end{aligned} \tag{2}$$

Очевидно, что система уравнений (2) идентична системе (1) с той лишь разницей, что в первой из них учтено кручение через слагаемое $\chi \varphi_1$. В данном случае внешнее воздействие будем оказывать на груз M_1 , то есть момент внешних движущих сил ($M_D - M_C$) действует на точку M_1 (а не на вал как в предыдущем случае), поэтому, естественно, учитывается кручение. В данном случае, описываемой системой (2) ставятся те же задачи. Отличие механической модели от системы вал-ротор в том, что механическая модель на наш взгляд более наглядна с точки зрения физики, кроме того, процессы в маятниковых системах достаточно хорошо изучены.

Сформулируем поставленную задачу исследования.

1. Определить диапазон изменения разности движущих внешних моментов двигателя ($M_D - M_C$) при заданных других параметрах системы (1) из условия габаритных ограничений: вал должен совершать колебания в ограниченном пространстве, то есть $x^2 + y^2 \leq \Gamma$, где Γ характеризует горизонтальный размер вертикального кожуха.

2. Пусть даны все значения параметров, входящие в систему (1). Пусть на основании результатов решений первого этапа также известен диапазон изменения разности моментов

$$M_{min} \leq M_D - M_C \leq M_{max},$$

но при этом явной зависимости ($M_D - M_C$) от времени нет.

Требуется определить зависимость ($M_D - M_C$) от времени из условия минимизации некоторых функционалов, конкретный выбор которых приводится ниже. Каждый раз функционал выбирается так, чтобы учитывался экономичный режим работы или увеличение сроков службы системы вал-ротор.

1. Алгоритм решения задачи о разгоне.

1. Задаем начальные данные для $l_0, l_2, \varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$, а также закон внешних моментов

$$M_D - M_C = f(t).$$

2. Положим $t = t_0$ (начальный момент времени).
3. В уравнение Лагранжа, которое соответствует $\varphi_1(t)$, вместо неизвестных $l_0(t)$, $l_2(t)$, $\varphi_0(t)$, $\varphi_2(t)$ подставим начальные данные.
4. Находим решение полученного уравнения, то есть определим φ_1 в момент $t + \Delta t$.
5. В уравнение Лагранжа, которое соответствует $l_0(t)$, вместо неизвестных $l_2(t)$, $\varphi_0(t)$, $\varphi_2(t)$ подставим начальные данные, а вместо φ_1 – его найденное значение $\varphi_1(t + \Delta t)$.
6. Найдем из полученного уравнения l_0 в момент времени $t + \Delta t$.
7. В уравнение Лагранжа, которое соответствует $\varphi_0(t)$, вместо $l_2(t)$, $\varphi_2(t)$ подставим начальные данные, а вместо φ_1 и l_0 – только что найденные значения.
8. Решив полученное уравнение, найдем $\varphi_0(t + \Delta t)$.
9. В уравнение Лагранжа, которое соответствует $l_2(t)$, вместо $\varphi_2(t)$ подставим начальные данные, а вместо φ_1 , l_0 , φ_0 – вновь найденные значения.
10. Найдем $l_2(t + \Delta t)$.
11. Остается найти $\varphi_2(t + \Delta t)$.
12. Повторяем в цикле шаги, подставляя $t_0 + \Delta t$ вместо t_0 .
13. Процесс повторяется в диапазоне ускорений, изменяющихся достаточно медленно.

2. Определение диапазона изменения движущего момента.

Движущий момент считается постоянным, т.е. в алгоритме предыдущего пункта $f(t)$ принимаются постоянными.

Алгоритм расчета максимального движущего момента.

1. Пусть заданы все параметры системы вал-ротор с автобалансировкой.
 2. Возьмем малое значение $M_D = f = const$, не зависящее от времени.
 3. По алгоритму предыдущего пункта находим величину $l_0(t)$ – амплитуды вала и $\dot{\varphi}_1(t)$ – угловую скорость ротора до момента времени $t = T$. При этом возможно следующее:
 - 3.1. $l_0(T) \approx \Gamma$ (где Γ – габаритное ограничение конструкции);
 - 3.2. при $t > T/2$ угловая скорость $\dot{\varphi}_1(t)$ ротора практически постоянная величина, хотя амплитуда $l_0(t)$ намного меньше Γ ;
 - 3.3. T достаточно велико.
 4. Если выполняется пункт 3.2, то есть при данном M_D происходит стабилизация вращения ротора и резонансные явления не ожидаются, то можно увеличить M_D на некоторую величину, после чего необходимо возвратиться к шагу 3 и повторить процесс вычисления.
 5. Если выполняется пункт 3.1 или 3.3, то вычислительный процесс заканчивается, так как найдено то значение M_D , при котором начинаются окolorезонансные явления.
- Возможны случаи, когда начальная мощность двигателя велика и требуется уменьшение значения M_D .

3. Оптимизация параметров системы вал-ротор с автобалансировкой.

Поскольку мы проводим только численные эксперименты, которые не требуют больших финансовых затрат, то можно на основе алгоритма предыдущего пункта найти более приемлемый набор исходных параметров системы вал-ротор с АБУ. Для этого необходимы

вариации в пространстве параметров. Конечно, появляются сложности с увеличением размерности пространства параметров.

Представим алгоритм оптимизации нескольких параметров.

1. Пусть заданы начальные значения параметров системы вал-ротор с АБУ.

2. Возьмем некоторое значение движущего момента $M_D = f$, не зависящее от времени.

3. Расчет амплитуды вала $l_0(t)$ и угловой скорости ротора $\dot{\varphi}_1(t)$ проводится на промежутке времени от 0 до T . Если $l_0(t_1) \approx \Gamma$ при $\exists t_1 < T$, то необходимо перейти к шагу 4. Если в этом нет необходимости, то это значит, что исходные параметры приемлемы.

4. Изменяется один из параметров (например, геометрическая характеристика поплавок) в сторону увеличения.

5. Снова возвращаемся к шагу 3, при этом, если условие $l_0(t_2) \approx \Gamma$ возникнет раньше, чем было (т.е. $t_1 > t_2$), то надо уменьшать значение варьируемого параметра и перейти к шагу 3.

Если последнее приводит к условию $l_0(t_3) \approx \Gamma$ и $t_3 < t_1$, то надо варьировать значениями другого параметра (к примеру, свойства материала, из которого изготовлен поплавок).

6. Если все попытки варьирования параметров не приводят к желаемому, то надо уменьшить значение M_D из шага 2.

4. Оптимальное управление системой вал-ротор с АБУ

Прежде, чем переходить к нахождению оптимального закона движущего момента от времени, надо выбрать критерий, по которому будет отдаваться предпочтение одной зависимости перед другой.

4.1 Критерий минимальности амплитуды вала записывается в виде

$$J(f(t)) = \int_0^T (l_0^2(t)) dt \rightarrow \min \text{ по всем } f(t): M_{\min} \leq f(t) \leq M_{\max}.$$

При этом $l_0(t)$ находится из системы (1.11) при разных доступных $f(t)$ по алгоритму пункта 3 и каждый раз вычисляется интеграл $J(f)$, значения которых затем сравниваются между собой. Предпочтение отдается той функции $f(t)$, которая соответствует наименьшему из вычисленных значений функционалов $J(f)$. Надо отметить, что необходимо просмотреть по возможности все допустимые функции $f(t)$, и отбросить те их значения, которые не доставляют минимум функционала $J(f)$, что само представляет сложную задачу. Такая задача решается в теории оптимального управления с помощью принципа максимума. В нашем случае, функция, максимум которой необходимо найти, будет линейной, которая на отрезке $[M_{\min}, M_{\max}]$ принимает максимальное значение только на концах замкнутого интервала $[M_{\min}, M_{\max}]$. Поэтому нас интересуют только те функции $f(t)$, которые принимают два значения: $f(t) \equiv M_{\max}$ при некоторых t , а при других t – значение $f(t) = M_{\min}$. Заметим, что если $M_{\min} = 0$, то решение задачи дается при $f \equiv 0$, так как в этом случае нет внешних воздействий и система находится в покое и поэтому амплитуда вала равна нулю, что означает равенство нулю функционала $J(f)$. Поэтому представляет интерес только случай $M_{\min} > 0$.

Итак, задача минимизации интеграла $J(f) = \int_0^t l_0^2(t) dt$ сводится к нахождению движущего

момента двигателя в виде функции

$$M_p - M_c = f(t) = \begin{cases} M_{\min}, & \text{при некоторых } t \text{ из } [0, T] \\ M_{\max}, & \text{при оставшихся } t \text{ из } [0, T] \end{cases}$$

Таким образом, оптимальное управление работой двигателя заключается в том, чтобы двигатель работал только в двух режимах: M_{\max} – максимально допустимом режиме или

M_{\min} – минимально допустимом режиме. Задача будет решена при нахождении моментов переключения из одного режима в другой, то есть надо искать конечное число параметров:

$$0 < t_1 < t_2 < \dots < t_n < T.$$

Мы снова пришли к оптимизации параметров N , t_1 , t_2 , ..., t_{N-1} , которые нужно выбрать наилучшим образом.

Представим алгоритм подбора точек переключения.

1. Задаются параметры системы вал–ротор с АБУ.
2. Определяется диапазон изменения движущего момента двигателя $[M_{\min}, M_{\max}]$, соответствующим параметром из пункта 1⁰.
3. Полагается $N=1$ (без переключений).
4. Подсчитывается $l_0(t)$ при $0 < t < T$ по алгоритму п.1.3 при $f(t) = M_{\min}$.
5. Вычисляется $J_1 = \int_0^T l_0^2(t) dt$.
6. Подсчитывается $l_0(t)$ при $0 < t < T$ по алгоритму п.1.3 при $f(t) = M_{\max}$.
7. Вычисляется $J_2 = \int_0^T l_0^2(t) dt$.
8. После сопоставления J_1 с J_2 выбирается необходимое $f(t)$.
9. Полагается $N=2$ (одно переключение).
10. Подсчитывается $l_0(t)$ при $0 < t < T$ по алгоритму п. 1.3

$$\text{при } f(t) = \begin{cases} M_{\min}, & 0 < t < T/2 \\ M_{\max}, & T/2 \leq t < T \end{cases}$$

и вычисляется $J_3 = \int_0^T l_0^2(t) dt$.

11. Подсчитывается $l_0(t)$ при $0 < t < T$ по алгоритму п.1.3

$$\text{при } f(t) = \begin{cases} M_{\max}, & 0 < t < T/2 \\ M_{\min}, & T/2 \leq t < T \end{cases}$$

и вычисляется $J_4 = \int_0^T l_0^2(t) dt$.

12. После сопоставления J_1, J_2, J_3, J_4 выбирается необходимое $f(t)$.

13. Полагается $N=3$ (два переключения).

14. Подсчитывается $l_0(t)$ при $0 < t < T$ по алгоритму п.1.3

$$\text{при } f(t) = \begin{cases} M_{\min}, & 0 < t < T/3 \\ M_{\max}, & T/3 < t < T \end{cases}$$

и вычисляется $J_5 = \int_0^T l_0^2(t) dt$.

15. Таким же образом вычисляются J_6, J_7 .

16. После сопоставления $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6, J_7$ выбирается необходимое $f(t)$.

17. Процесс вычисления прекращается, когда $f(t)$ перестает изменяться.

Аналогичный алгоритм предложен для наиболее быстрого достижения заданной угловой скорости ротора. Необходимо отметить следующее.

1. Задача быстрого достижения заданной угловой скорости ротора помогает оптимально преодолевать резонансную частоту системы вал–ротор с АБУ, если заданная угловая скорость соответствует зарезонансной частоте. Подобные задачи изучались многими авторами, например [5].

2. Поскольку система дифференциальных уравнений (1) представляет систему, неразрешенную относительно старших производных и не приведена к каноническому виду

$$\dot{x} = f(x, u, t),$$

то непосредственное применение методов оптимального управления затруднительно. Задача оптимального уравнения сводится к задаче параметрической оптимизации. При этом отпадает необходимость разрешения системы уравнений (1) относительно старших производных и приведения их к каноническому виду.

3. Вместо алгоритма п.1 можно использовать любой другой метод, пригодный для решения начальной задачи Коши для системы (1). Простота данного алгоритма и его механическая наглядность делают его наиболее действенным и удобным, особенно в сочетании с методами типа Рунге-Кутты.

4. В отличие от принципа максимума, где необходимо решение краевых задач, здесь используется только задача Коши для системы дифференциальных уравнений.

Литература

1 Вейц В.Л., Коловский М.З., Качура А. Е. Динамика управляемых машинных агрегатов.– М., Наука, 1984, 351 с.

2 Митропольский Ю.А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний.– М., Наука, 1964, 437 с.

3 Ройзман В.П., Борко И.В., Малыгин А.В., Чоловский Р.Г. Математическая модель работы жидкостного автобалансира // Межд. научно-техническая конф. "Динамика роторных систем", Украина, г. Хмельницкий, 1998.

4 Рахимов Е.Р. Балансирующее устройство. П. П. РК №61111. Промышленная собственность Казахстана, бюл., №31998.

5 Кельзон А.С., Малинин Л.И. Управление колебаниями роторных систем.– Киев, 1996, 250 с.

6 Тондл А. Автоколебания механических систем. – М., Мир, 1979, 431 с.

РОТОРЛЫҚ ЖҮЙЕНІ БАСҚАРУ

А.Б. Қыдырбекұлы

Автобалансирлік қондырғысы бар роторлық жүйенің қозғалтқышының сипаттамаларын ескерген кездегі математикалық моделі ұсынылады. Жұмыстың негізгі мақсаты – приводтың айналдыру моментіне шектеулер қойылған жағдайларда балансталмаған ротордың үдетілуін іске асыруға мүмкіндік беретін басқару заңын құрастыру. Маңызды физикалық мағыналары бар, энергияны үдету процесінде берілген бұрыштық жылдамдыққа жету үшін шығындалатын уақытты минимизациялау, резонанстың амплитудаларының орта мәні, үдетілу біткеннен кейінгі бұрыштық жылдамдықты максимизациялау және сол сияқты үдетілу процесі кезіндегі айналдыру моментінің мәнін максимизациялау секілді әртүрлі критерилер талқыланады.

CONTROL OF THE ROTOR SYSTEM

A.B. Kadyrbekuly

In the present work the mathematical model of the rotor system with the automatic balancing devices taking into account of the engine characteristics is offered. The basic purpose is construction of a control law, allowing realization of unbalanced rotor acceleration under restrictions on a drive rotating moment. The various criteria having substantial physical meaning are discussed, such as minimization of time for achievement of the set angular velocity, spent in process of energy acceleration, average value of the resonance amplitudes, maximization of angular velocity after acceleration finishing, and also maximization of the rotating moment value in acceleration process.