

Построение математической модели корабельной платформы для подавления эффектов качки

Bui Van Tam

Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, Россия

Аннотация: Данная статья посвящена стабилизации верхней части механической платформы, находящейся на палубе корабля. Цель стабилизации состоит в обеспечении стабильного горизонтального положения различных измерительных приборов. Система стабилизации должна подавлять движения в двух степенях свободы, которые порождают наклоны платформы в двух осях: вдоль и поперек корабля. Статья анализирует известные методы стабилизации, осуществляет выбор метода решения. Также в статье даются обоснования для вывода математической модели системы и предлагается модель в виде структурной схемы. Предложен также метод проектирования регулятора и предварительные результаты моделирования.

Ключевые слова: стабилизация, автоматика, управление, регулятор, оптимизация, динамическая ошибка, статическая ошибка, моделирование

ВВЕДЕНИЕ

Качка любого морского судна отрицательно влияет на работу многих приборов. Особенно высокоточные приборы желательно использовать в режиме без качки, или с существенным ослаблением её влияния. Для подавления качки оборудования, требуется разработка стабилизированной платформы, размещаемой на корабле. Если результаты измерений углов наклона такой платформы использовать в контуре обратной связи, можно обеспечить поддержание исходного невозмущенного состояния рабочей поверхности платформы, чтобы ослабить или полностью устранить влияние качки на точность работы приборного оборудования. Для решения этой задачи желательно знать математическую модель движения такой платформы, т. е. связь между управляющими сигналами и перемещениями на выходе платформы, а также связь между этими перемещениями и сигналами на выходе датчиков углов наклона. Данная статья посвящена выбору технического решения для стабилизации верхней плоскости платформы, находящейся на корабле в условиях морской качки.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Требуется разработать эскизный проект для решения задачи подавления влияния качки на рабочую поверхность активной платформы. С этой целью необходимо выбрать метод подавления качки, вид датчиков и исполнительных устройств, построить математическую модель системы и рассчитать регулятор для этой системы.

2. ИЗВЕСТНЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

Существует несколько вариантов стабилизируемой платформы для использования её на корабле.

Первый вариант. Для стабилизации платформы, размещенной на корабле, важно изолировать эту платформу от борта с помощью системы, которая может изменять длину, когда плоскость борта меняет угол под действием внешних сил. Это означает, что система может компенсировать углы отклонения этой плоскости при изменении положения борта. Система выполняет эту функцию, как правило, используя гидроцилиндры в качестве привода, показанного на *Рис. 1*.

Второй вариант. Стабилизационная платформа изолирована от палубы подушками, состоящими из пружины и гидравлической плунжерной системы. Система похожа на подвеску, принимает на себя, но не передаёт на верхнюю столешню девиации силы сопротивления опоры от палубы. Системы, работающие по этому принципу, показаны на *Рис. 2*.

Обсуждение. Безопорный подвес платформы, по-видимому, является более эффективным, и одновременно более энергоёмким методом стабилизации. Такой подвес целесообразен в дорогостоящих стационарных установках, например, в лазерных системах, которые требуется полностью изолировать от механических воздействий от грунта. Магнитный подвес может обеспечить наилучшую изоляцию от высокочастотных вибраций, поэтому активное подавление вибраций требуется в меньшей полосе частот, чем при подвесе на гидравлических опорах.

Формально можно предложить также подвеску стола на воздушной подушке, это также будет энергозатратный вариант, который

обеспечит лучшее подавление высокочастотных колебаний основания. Можно также предложить, например, стабилизацию на струях воды, что также является энергозатратным вариантом. Для стабилизации оптической плиты в опыте Майкельсона-Морли было

использовано дорогостоящее решение, которое состояло в том, что гранитное основание интерферометра плавало в ванне со ртутью. Этот вариант также неприемлем для использования на корабле.

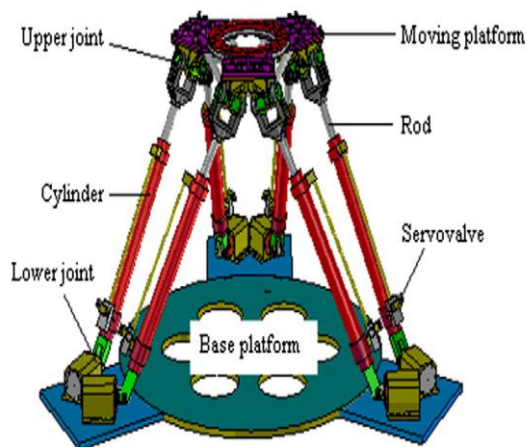
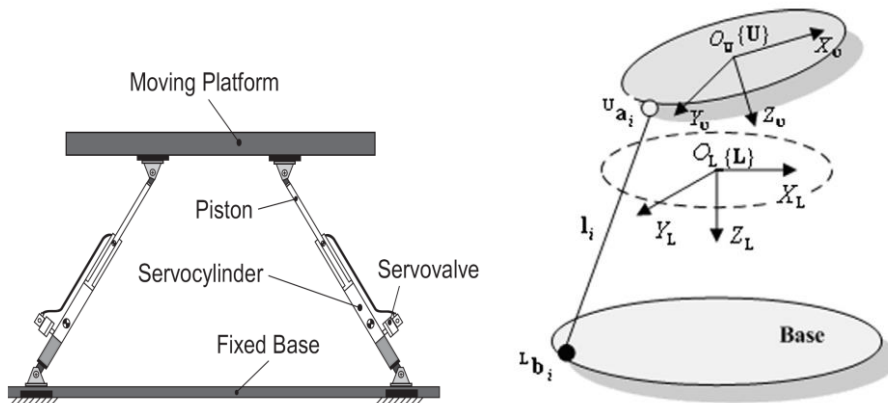


Рис. 1. Устойчивая модель стабилизированной платформы с использованием конструкции гидроцилиндра

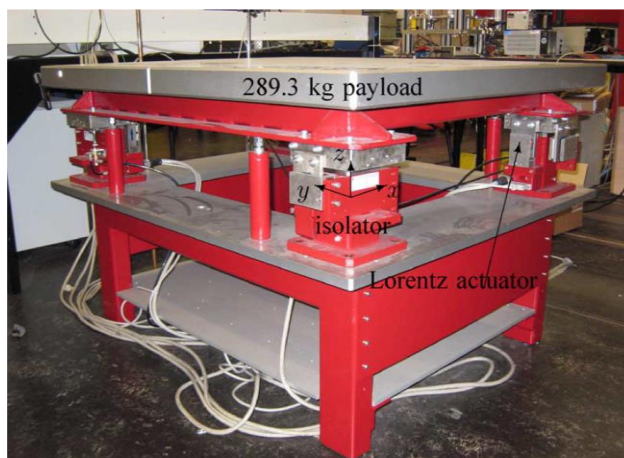
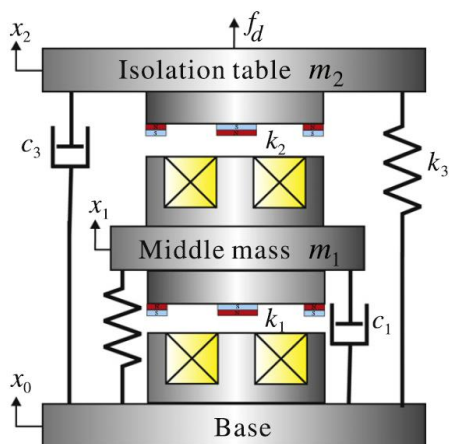


Рис. 2. Схема и внешний вид стабилизированной платформы с использованием электромагнитного механизма поддержки

Исходя из энергетических и прочих затрат следует предпочесть для корабля активную стабилизацию на гидравлических цилиндрах или иных аналогичных устройствах, т. е. по первому варианту.

3. ПРЕДЛОЖЕНИЕ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕШЕНИЮ ЗАДАЧИ

3. 1. ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ СТАБИЛИЗИРОВАННОЙ ПЛАТФОРМЫ

Предлагается создание стабилизированной платформы на четырех опорах. Некоторые из опор являются гидравлическим приводом, их длина может изменяться за счет управления сервоклапаном.

Простейший вариант стабилизированной платформы содержит, как минимум, две гидравлических опоры, как показано на *Рис. 3*.

Плоскость OAB – стабилизированная часть платформы. Эта плоскость предназначена для размещения на ней приборов, которые должны

быть защищены от корабельной качки. С этой стабилизированной частью платформы связана система координат $OXYZ$. Точка O верхней части платформы закреплена подвижно на шарнире.

Плоскость $O'A'B'$ связана с палубой корабля. Начальное расстояние между двумя плоскостями, измеренное на линии AB , где размещены изменяемые опоры, обозначим h . Это расстояние, равное длине неизменяемых опор на противоположной стороне подвижной части. Стабилизированная платформа связана с палубой в точках O, A, B через вертикальную стойку OO' и два гидравлических опор подножки AA' и BB' (длина двух гидравлических опор равны l_1, l_2).

Плоскость OAB может вращаться вокруг оси OX и OY (но не может вращаться вокруг оси OZ), сочленения A, B, A', B' являются шаровыми опорами, которые свободно вращаются вокруг осей OX, OY, OZ .

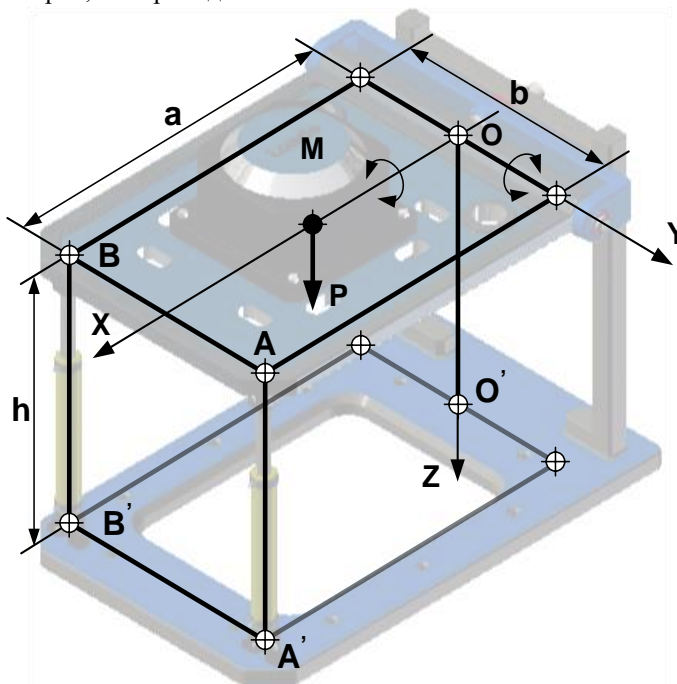


Рис. 3. Модель стабилизированной платформы с двумя гидравлическими опорами

В системе координат $OXYZ$ с началом O , ось OX совпадает с продольной осью корабля, ось OY параллельна плоскости палубы и влево, ось OZ повернется вниз (перпендикулярно плоскости OAB).

Верхняя подвижная часть платформы и установленный на ней прибор должны оставаться горизонтальными. В любой точке верхней части, в частности, вертикальное ускорение должно быть одинаковым. Пусть точка M – это пересечение медиан треугольника OAB . В этом случае если к этой точке приложить вертикально направленное усилие (вес установленного прибора), то в условиях равновесия это усилие распределяется на все

три опоры поровну. В точках O, A, B нагрузка на соответствующие опоры должны быть одинаковыми.

Пусть θ_1, θ_2 – углы поворота плоскости OAB вокруг оси OY и OX в системе координат $OXYZ$.

Задача управления платформой может быть сведена к тому, чтобы найти необходимую длину изменяющихся гидравлических опор (и поддерживать её в найденном значении). Эта длина должна соответствовать углам поворота θ_1, θ_2 (при отклонении стабилизированной платформы от горизонтальной плоскости). Поэтому требуется найти функцию:

$$\begin{cases} l_1 = f(\theta_1, \theta_2) \\ l_2 = f(\theta_1, \theta_2) \end{cases} \quad (1)$$

То есть, когда стабилизированная платформа наклонена по сравнению со стандартной горизонтальной плоскостью с соответствующими углами θ_1, θ_2 , требуется воздействовать на электрогидравлические клапаны, чтобы изменить длины (l_1, l_2) опор, чтобы стабилизированная часть платформы оставалась параллельной горизонтальной плоскости.

3. 2. ВЫЧИСЛЕНИЕ ДЛИНЫ ОПОР

Исходное состояние стабилизированной части платформы - расположение параллельно нижней плоскости (основанию) и параллельно глобальной горизонтальной плоскости. Плоскость OAB связана с плоскостью палубы. Координаты точек A и B соответственно $A_0(x_{A0}, y_{A0}, z_{A0}), B_0(x_{B0}, y_{B0}, z_{B0})$

Здесь:

$$\begin{aligned} x_{A0} &= x_{B0} = a; \\ y_{A0} &= -y_{B0} = \frac{b}{2}; \end{aligned}$$

$$z_{A0} = z_{B0} = 0 \quad (2)$$

В первом случае стабилизированная платформа наклонена на угол θ_1 .

Затем, чтобы стабилизированная часть платформы вращалась для поддержания состояния равновесия, нужно повернуть плоскость OAB вокруг оси OY на угол θ_1 . Тогда $A \rightarrow A_1, B \rightarrow B_1$ соответственно

$$A_1(x_{A1}, y_{A1}, z_{A1}), B_1(x_{B1}, y_{B1}, z_{B1})$$

Здесь:

$$\begin{aligned} x_{A1} &= x_{B1} = a \cdot \cos \theta_1; \\ y_{A1} &= -y_{B1} = \frac{b}{2}; \\ z_{A1} &= z_{B1} = a \cdot \sin \theta_1 \end{aligned} \quad (3)$$

Во втором случае стабилизированная платформа продолжит наклонена на угол θ_2 (стабилизированная платформа вращается вокруг оси OX) показано на *Рис. 5 а, б, с*.

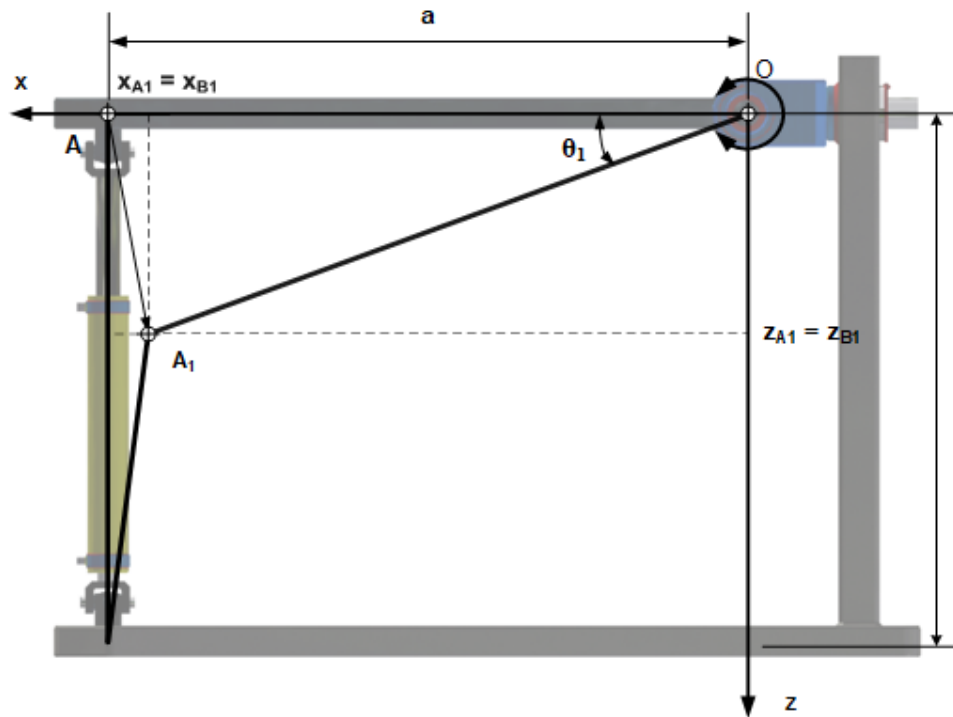


Рис. 4.а Взаимосвязь длин l и углов θ когда стабилизированная часть платформы наклонена на угол θ_1

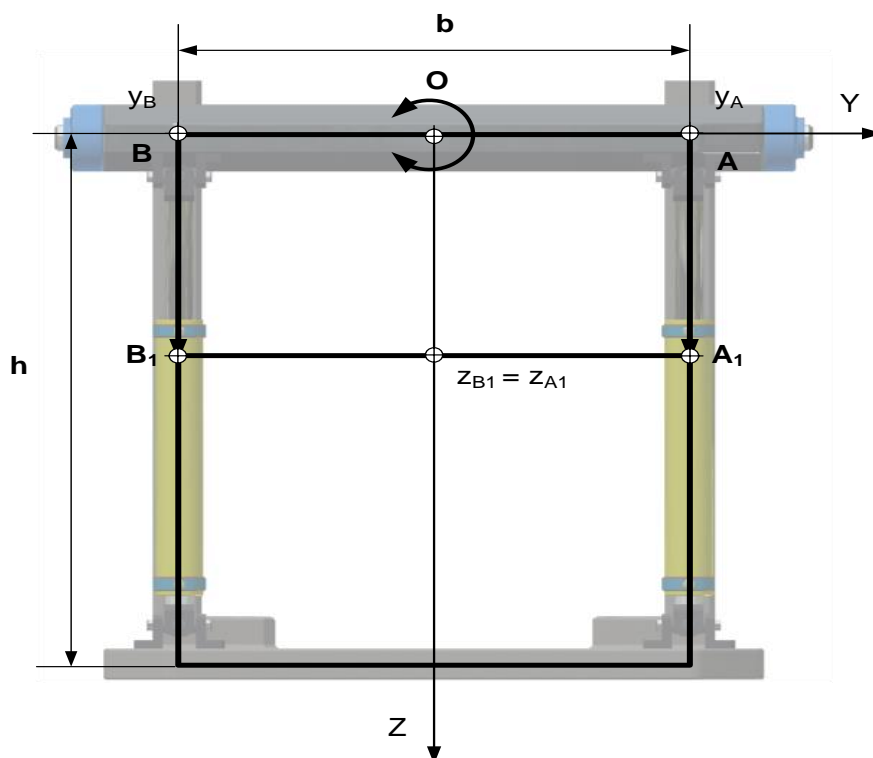


Рис. 4.б. Взаимосвязь l и θ , когда стабилизированная часть платформы наклонена на угол θ_1

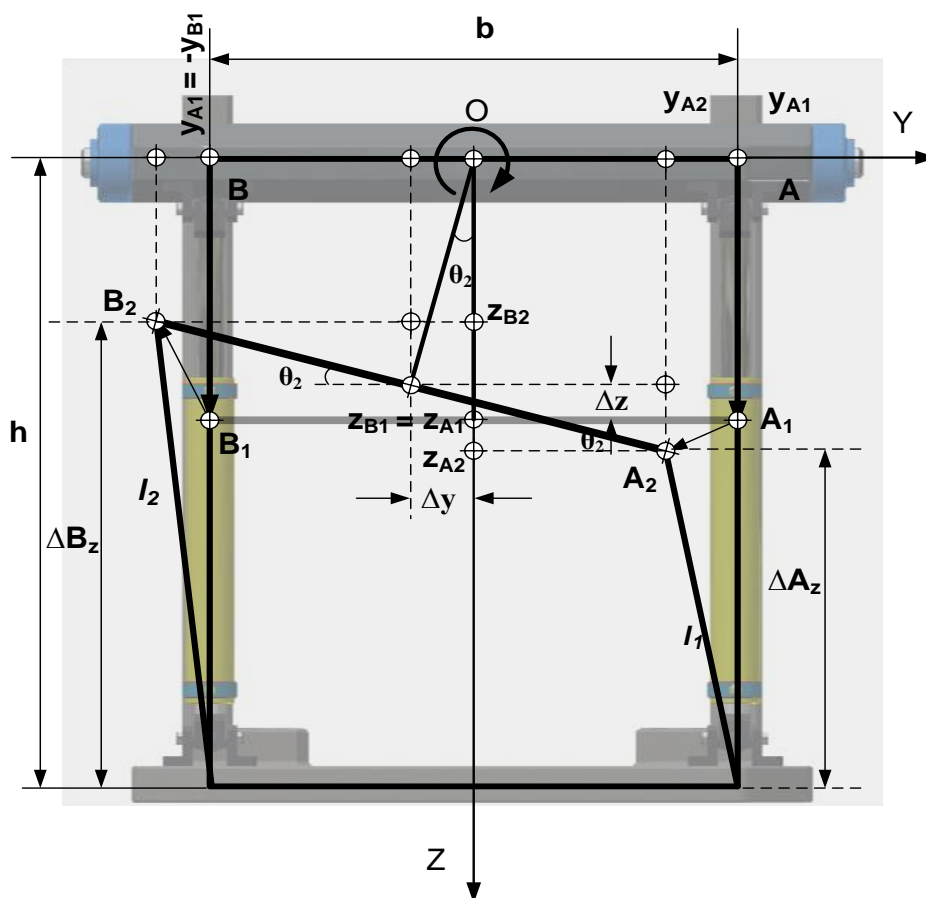


Рис. 5.а. Взаимосвязь l и θ , когда стабилизированная часть платформы наклонена на угол θ_1, θ_2

Когда стабилизированная часть платформы продолжает наклоняться вокруг оси OX на угол

θ_2 . Чтобы привести плоскость OAB в равновесное состояние, необходимо повернуть

плоскость OAB вокруг оси OX на угол θ_2 в противоположном направлении, тогда $A_1 \rightarrow A_2$,

$B_1 \rightarrow B_2$ с соответствующими координатами $A_2(x_{A2}, y_{A2}, z_{A2})$, $B_2(x_{B2}, y_{B2}, z_{B2})$.

Здесь:

$$\begin{cases} x_{A2} = x_{A1}; y_{A2} = \frac{b}{2} \cos \theta_2 - z_{A1} \sin \theta_2; z_{A2} = z_{A1} \cos \theta_2 + \frac{b}{2} \sin \theta_2 \\ x_{B2} = x_{A1}; y_{B2} = -\frac{b}{2} \cos \theta_2 - z_{A1} \sin \theta_2; z_{B2} = z_{A1} \cos \theta_2 - \frac{b}{2} \sin \theta_2 \end{cases} \quad (4)$$

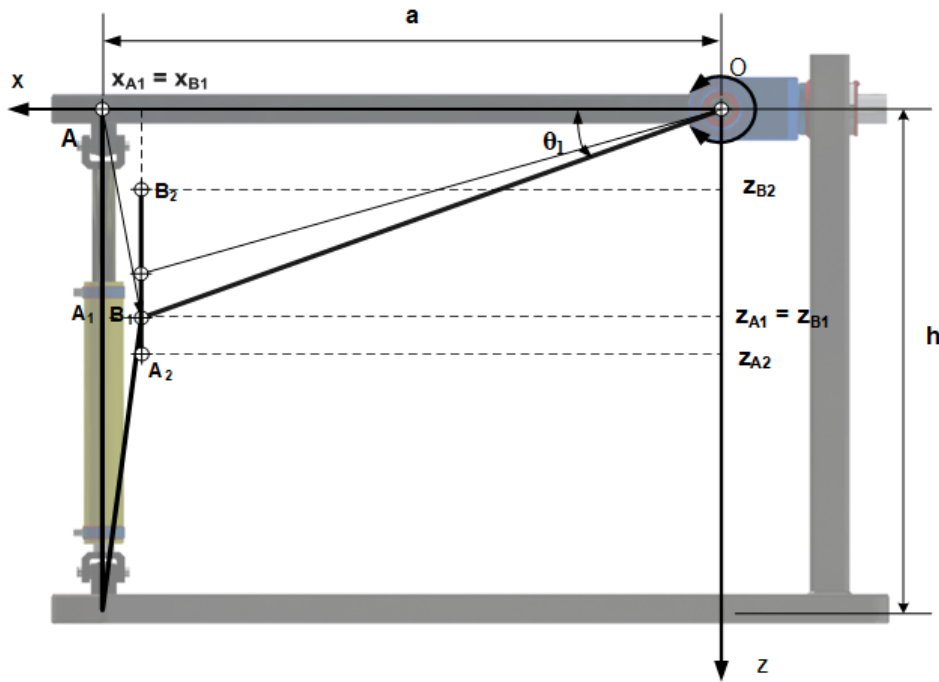


Рис. 5.б Взаимосвязь l и θ когда стабилизированная часть платформы наклонена на угол θ_1, θ_2

С другой стороны, имеется соотношение:

Из выражений (3), (4) и (5) получим новые координаты точек A_2 и B_2 по оси OX в виде:

$$\begin{cases} z_{A1} = z_{B1} = a \cdot \sin \theta_1 \quad (5) \\ x_{A2} = a \cdot \cos \theta_1; y_{A2} = \frac{b}{2} \cos \theta_2 - a \cdot \sin \theta_1 \sin \theta_2; z_{A2} = a \cdot \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \frac{b}{2} \sin \theta_2 \\ x_{B2} = a \cdot \cos \theta_1; y_{B2} = -\frac{b}{2} \cos \theta_2 - a \cdot \sin \theta_1 \sin \theta_2; z_{B2} = a \cdot \sin \theta_1 \cos \theta_2 - \frac{b}{2} \sin \theta_2 \end{cases} \quad (6)$$

Таким образом, когда плоскость OAB вращается вокруг OY и OX соответственно на угол θ_1 и θ_2 тогда точка A движется из точки $A_0(x_{A0}, y_{A0}, z_{A0})$ до $A_2(x_{A2}, y_{A2}, z_{A2})$, точка B движется из точки $B_0(x_{B0}, y_{B0}, z_{B0})$ до

$B_2(x_{B2}, y_{B2}, z_{B2})$ соответственно изменения длины цилиндров $l_{01} \rightarrow l_1$ и $l_{02} \rightarrow l_2$ ($l_{01} = l_{02} = h$).

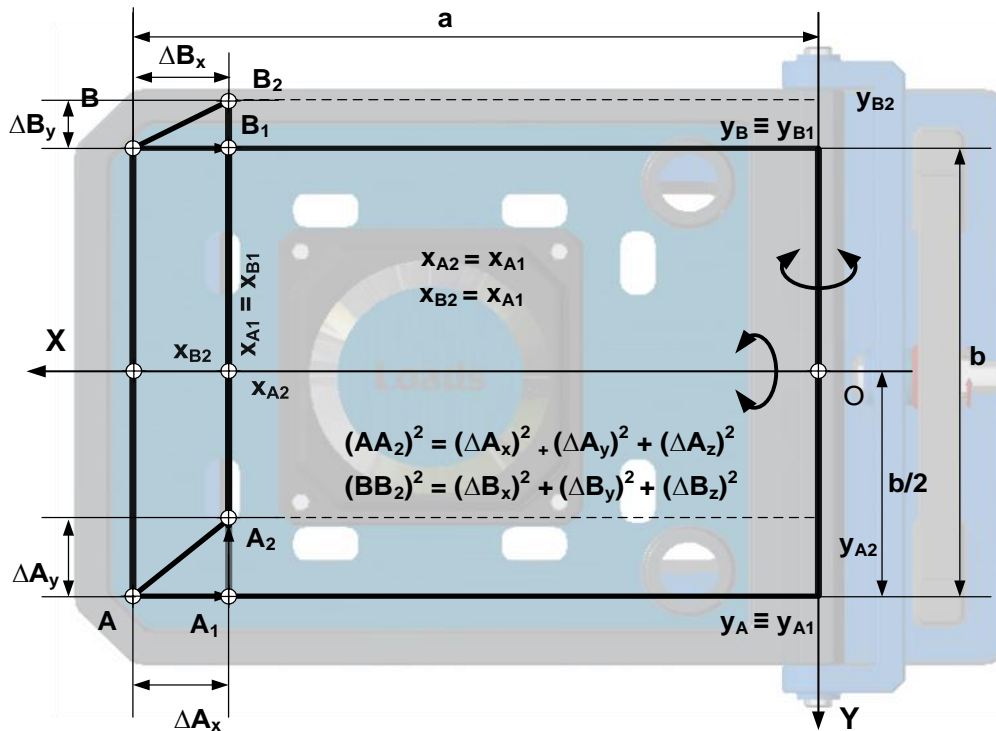


Рис. 5 с. Взаимосвязь l и θ , когда стабилизированная часть платформы наклонена на угол θ_1 , θ_2

Из предложенных схем мы можем рассчитать длину цилиндров в виде:

$$\begin{cases} l_1^2 = (AA_2)^2 = (\Delta A_x)^2 + (\Delta A_y)^2 + (\Delta A_z)^2 \\ l_2^2 = (BB_2)^2 = (\Delta B_x)^2 + (\Delta B_y)^2 + (\Delta B_z)^2 \end{cases} \quad (7)$$

Здесь:

$$\begin{cases} \Delta A_x = a - x_{A2} = a(1 - \cos \theta_1) \\ \Delta A_y = \frac{b}{2} - y_{A2} = \frac{b}{2} - \frac{b}{2} \cos \theta_2 + a \sin \theta_1 \sin \theta_2 \\ \Delta A_z = h - z_{A2} = h - a \sin \theta_1 \cos \theta_2 - \frac{b}{2} \sin \theta_2 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \Delta B_x = a - x_{B2} = a(1 - \cos \theta_1) \\ \Delta B_y = -\frac{b}{2} - y_{B2} = -\frac{b}{2} + \frac{b}{2} \cos \theta_2 + a \sin \theta_1 \sin \theta_2 \\ \Delta B_z = h - z_{B2} = h - a \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \frac{b}{2} \sin \theta_2 \end{cases} \quad (9)$$

В результате подстановки выражений (8) и (9) в выражение (7), получим:

$$\begin{cases} l_1^2 = (a - a \cos \theta_1)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{b}{2} \cos \theta_2 + a \sin \theta_1 \sin \theta_2\right)^2 + \\ \quad + \left(h - a \sin \theta_1 \cos \theta_2 - \frac{b}{2} \sin \theta_2\right)^2 \\ l_2^2 = (a - a \cos \theta_1)^2 + \left(-\frac{b}{2} + \frac{b}{2} \cos \theta_2 + a \sin \theta_1 \sin \theta_2\right)^2 + \\ \quad + \left(h - a \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \frac{b}{2} \sin \theta_2\right)^2 \end{cases} \quad (10)$$

Пусть:

$$\begin{cases} f_1(\theta_1, \theta_2) = \text{Sqrt}[(a - a \cos \theta_1)^2 + \left(\frac{b}{2} - \frac{b}{2} \cos \theta_2 + a \sin \theta_1 \sin \theta_2\right)^2 + \\ \quad + \left(h - a \sin \theta_1 \cos \theta_2 - \frac{b}{2} \sin \theta_2\right)^2] \\ f_2(\theta_1, \theta_2) = \text{Sqrt}[(a - a \cos \theta_1)^2 + \left(-\frac{b}{2} + \frac{b}{2} \cos \theta_2 + a \sin \theta_1 \sin \theta_2\right)^2 + \\ \quad + \left(h - a \sin \theta_1 \cos \theta_2 + \frac{b}{2} \sin \theta_2\right)^2] \end{cases} \quad (11)$$

Поскольку длины цилиндров является положительными числами l_1, l_2 , тогда функции $f_1(\theta_1, \theta_2), f_2(\theta_1, \theta_2)$ также имеет положительные значения, система уравнений (10) переписывается следующим образом:

$$\begin{cases} l_1 = f_1(\theta_1, \theta_2) \\ l_2 = f_2(\theta_1, \theta_2) \end{cases} \quad (12)$$

4. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ С СЕРВОКЛАПАНОМ

Функциональная схема гидросистемы с сервоклапаном представлена на *Рис. 6*.

Предположим, что поршни двигаются по оси координат OZ . Начало координат является точкой нормального равновесия. Когда борт корабля отклоняется на угол, положение плоскости также смещается на соответству-

ющую величину. Гидравлический привод обеспечивает движений для компенсации смещения, вызванного движущейся плоскостью борта. Построим уравнение движения поршней под действием сил, действующих от воздействия разности давления, поступающего в два отсека цилиндра, от давления массы объекта, помещенного на плоскость, а также воздействия волн и ветра (вертикальный компонент ускорения)

Принципиальная схема гидравлической системы, выполняющей функции стабилизации стабилизирующей платформы, может быть построена в соответствии с приведенной выше структурной схемой, показанной на *Рис. 7*.

Система, используемая для управления гидроцилиндром с сервоклапаном, показана на *Рис. 8*.

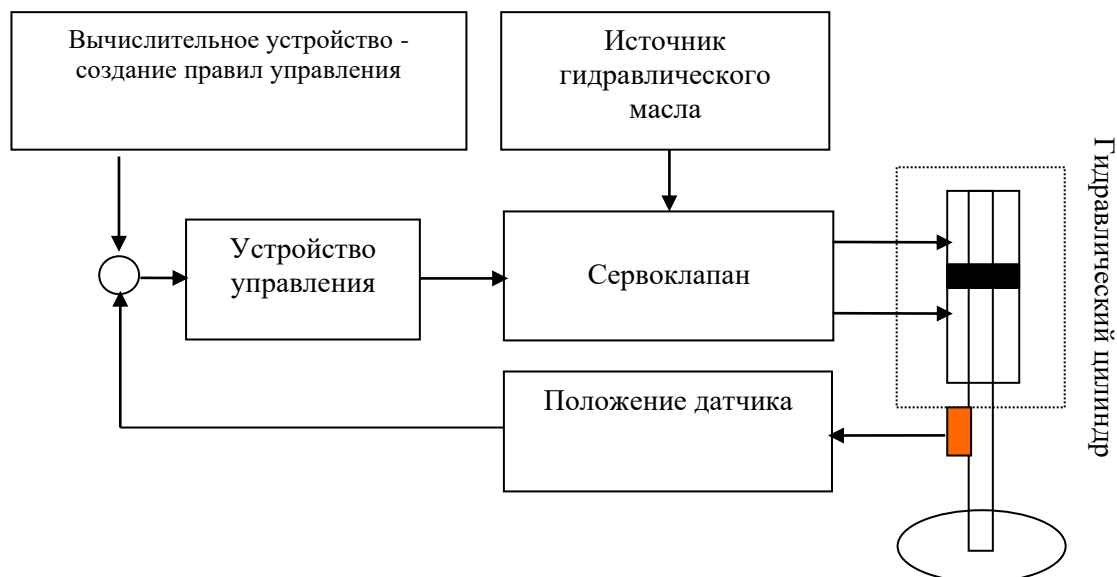


Рис 6. Модель управления гидроцилиндрами

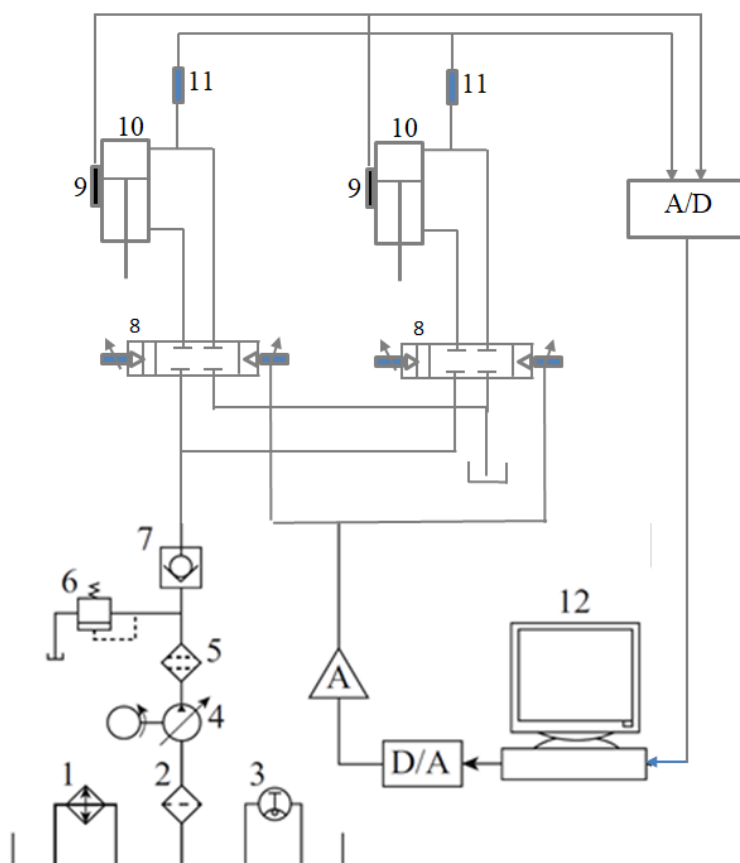


Рис 7. Принципиальная схема гидравлической системы: 1 – система теплообмена; 2 – фильтр 3 – датчик температуры гидравлического масла; 4 – гидравлический масляный насос; 5 – фильтр; 6 – перепускной клапан; 7 – односторонний клапан; 8 – электрогидравлический сервоклапан; 9 – элемент измерения смещения цилиндра; 10 – исполнительная структура (гидравлический цилиндр); 11 – датчики давления; 12 – вычислительный прибор создает правила управления

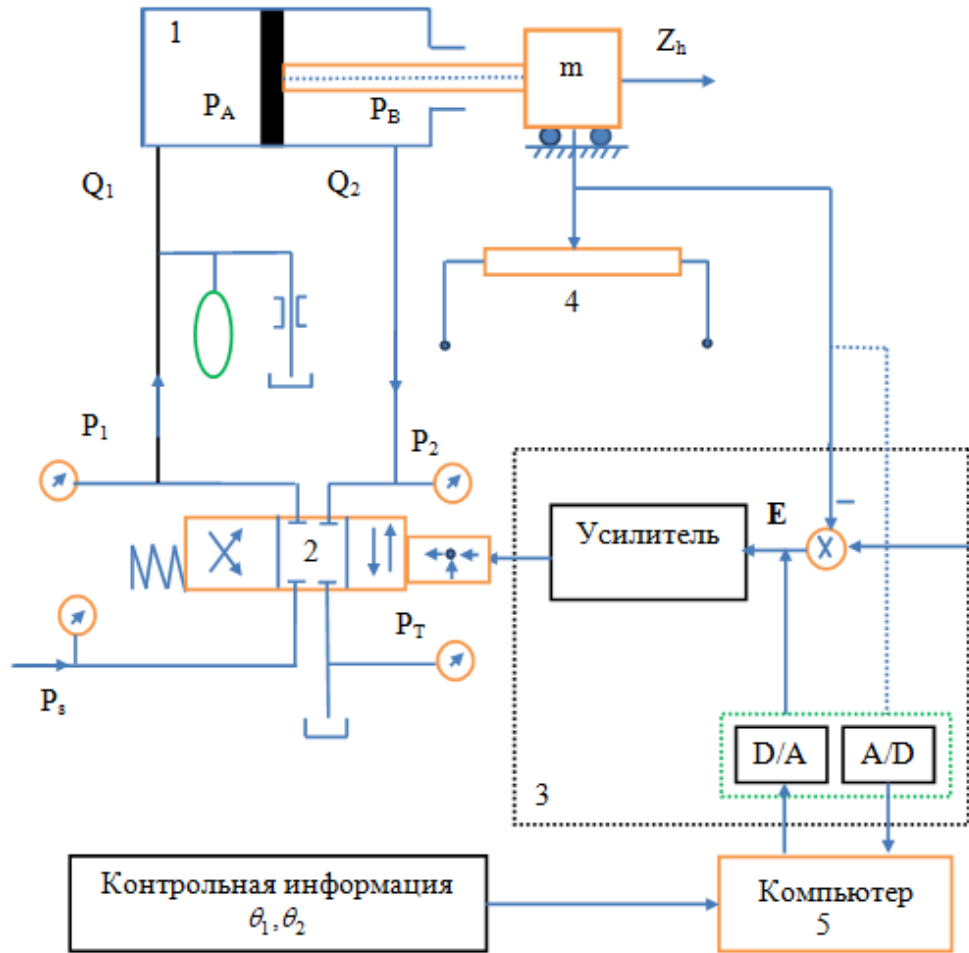


Рис. 8: Структурная схема гидравлической системы с сервоклапаном: 1 – цилиндр; 2 – сервоклапан; 3 – усилитель и преобразователь; 4 – датчик положения; 5 – компьютер

5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С СЕРВОКЛАПАНОМ

Он состоит из сервоклапана, симметричного гидравлического цилиндра и других принадлежностей (Рис. 8). В секции сервоклапана смещение золотникового клапана x_v связано с текущим i_v посредством функции первого порядка. Это сделано в публикации [3]

Уравнение баланса напряжения:

$$\tau_v \dot{x}_v = -x_v + k_v i_v, \quad (13)$$

где z_v - положение золотника сервоклапана [m], i_v - входной ток моментного двигателя [mA], τ_v и k_v - постоянная времени и коэффициент усиления сервоклапана соответственно. Поток нагрузки Q_l связан со смещением золотникового клапана x_v и давлением нагрузки P_h . Это сделано в публикации [4], [5]

$$Q_1 = C_d \omega x \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x) P_h)}, \quad (14)$$

где Q_l - скорость потока нагрузки [m^3/c], C_d - расход коэффициент, ω - градиент площади

золотника сервоклапана ω , P_s - давление подачи насоса [N/m^2], P_h - перепад давления между P_A и P_B [N/m^2], и ρ плотность гидравлического масла [$кг/м^3$]. Применяя закон непрерывности каждой камеры привода, скорость потока нагрузки. Уравнение неразрывности дано как [3].

В уравнении (14) поток нагрузки Q_l является линейным по отношению к нулевому отверстию и нулевому давлению нагрузки:

$$Q_l = K_q z_v - K_c P_h, \quad (15)$$

где $K_q = \partial Q_l / \partial x_v$ и $K_c = -\partial Q_l / \partial P_h$, C_d - коэффициент расхода, ω - градиент площади, K_q и K_c - коэффициент усиления потока, отнесенный к углу открытия и усиление потока, отнесенное к давлению. Пренебрегая эффектами внешней утечки, динамику привода можно описать:

$$Q_1 = A_h \dot{Z}_h + \frac{V_h}{4E_h} \dot{P}_h + C_{hl} P_h, \quad (16)$$

где A_h – площадь поршня, V_h – объем камеры поршня, E_h – эффективный объемный модуль, C_{hl} – общий коэффициент утечки. Согласно принципу баланса сил, динамика штока поршня может быть описана следующим образом:

$$A_h P_h = m_h \ddot{Z}_h + B_h \dot{Z}_h + F_h \quad (17)$$

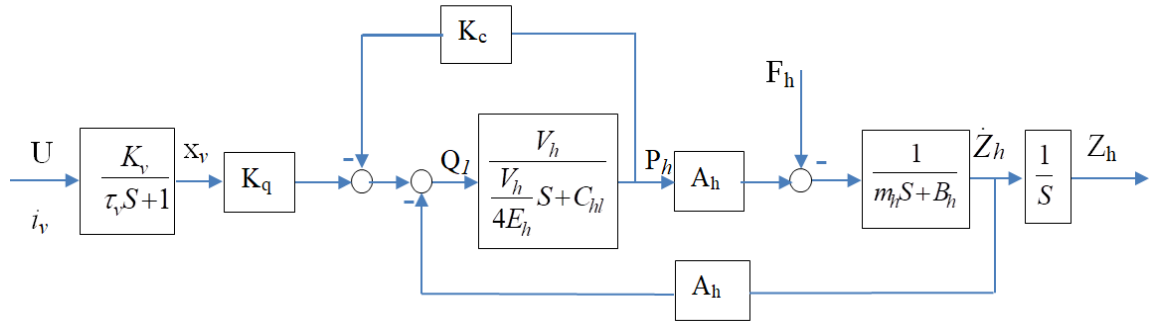


Рис. 9. Структурная схема модели СУЦ

В этой части проектирование контроллера по методу, изложенному в работе [2]. Пусть $x_1 = Z_h$; $x_2 = \dot{Z}_h$; $x_3 = P_h$; $x_4 = x_v$, как переменная состояния, систему легко описать с нелинейной моделью в пространстве состояний четвертого порядка. Комбинируя уравнение (3)–(5),

$$\dot{x}_4 = -\frac{1}{\tau_v} x_4 + \frac{k_v}{\tau_v} u$$

$$y = x_1$$

$$\text{Здесь: } C = \frac{c_d^* \omega}{\sqrt{\rho}}$$

Это система нелинейных дифференциальных уравнений.

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНТРОЛЛЕРА ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ МЕТОДА BACKSTEPPING

В этом части синтезирование контроллера на основе по методу, изложенному [2].

Сочетая (13), (15), (16) и (17) мы получим линейную модель электрогидравлической системы, записанную в пространстве состояний

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = \frac{A_h}{m_h} x_3 - \frac{B_h}{m_h} x_2$$

$$\dot{x}_3 = \frac{4E_h k_q}{v_h} x_4 - \frac{4E_h (k_c + C_{hl})}{v_h} x_3 - \frac{4E_h A_h}{v_h} x_2 \quad (19)$$

$$\dot{x}_4 = -\frac{1}{\tau_v} x_4 + \frac{k_v}{\tau_v} u$$

$$y = x_1$$

где B_h – совокупный коэффициент смоделированных сил демпфирования и вязкого трения, F_h – внешняя нагрузка цилиндра, которая также является движущей силой, действующей на поверхность управления.

Сочетая (13)–(17), математическая модель динамики систему управления цилиндрами (СУЦ) может быть записана в виде структурной схемы, показанной на Рис. 9.

получаем систему уравнений гидравлической системы с сервоклапаном

$$\dot{x}_1 = x_2$$

$$\dot{x}_2 = \frac{A_h}{m_h} x_3 - \frac{B_h}{m_h} x_2 - \frac{F_h}{m_h}$$

$$\dot{x}_3 = \frac{4E_h C}{v_h} x_4 \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_4) x_3} - \frac{4E_h C_{hl}}{v_h} x_3 - \frac{4E_h A_h}{v_h} x_2 \quad (18)$$

Обозначим $e_i = x_i - x_{id}$ (для $i = 1, 2, 3$ и 4) ошибки слежения, т. е. разницы между каждой фактической переменной состояния и ее желаемым значением, где x_{id} – желаемое положение, которое необходимо достичь.

Синтез контроллера гидросистемы проходит в четыре шага:

Первый шаг. Пусть $V_1 = \frac{1}{2} e_1^2$ как функция Ляпунова для подсистемы $\dot{x}_1 = x_2$. Цели этого шага - убедиться, что фактическая траектория соответствует желаемой траекторией. Это означает, что ошибка e_1 сходится нулю.

Выполнение дифференциального уравнения $V_1 = \frac{1}{2} e_1^2$, мы получим $\dot{V}_1 = e_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_{1d}) = e_1(e_2 + x_{2d} - \dot{x}_{1d})$ (20)

Сейчас мы выбираем x_{2d} как виртуальный управляющий сигнал, определяемый выражением (20):

$$x_{2d} = \phi(e_1, x_{1d}) = \dot{x}_{1d} - k_1 e_1 \quad (k_1 > 0).$$

Подставляя x_{2d} в уравнение (20), получаем:

$$\dot{V}_1 = -k_1 e_1^2 + e_1 e_2 \quad (21)$$

Если $e_2 = 0$, то $\dot{V}_1 = -k_1 e_1^2 < 0$ и e_1 будет сходиться к нулю по экспоненциальному закону

Второй шаг. Пусть $V_2 = \frac{1}{2} e_1^2 + \frac{1}{2} e_2^2$ как функция Ляпунова для подсистемы $\dot{x}_2 = \frac{A_h}{m_h} x_3 - \frac{B_h}{m_h} x_2$.

Выполнение дифференциального уравнения $V_2 = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2$, мы получим $\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + e_2\dot{e}_2 = \dot{V}_1 + e_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_{2d}) = \dot{V}_1 + e_2\left(\frac{A_h}{m_h}x_3 - \frac{B_h}{m_h}x_2 - \dot{x}_{2d}\right) = \dot{V}_1 + e_2\left(\frac{A_h}{m_h}e_3 + \frac{A_h}{m_h}x_{3d} - \frac{B_h}{m_h}x_2 - \dot{x}_{2d}\right)$ (22)

Сейчас мы выбираем x_{3d} как виртуальный управляющий сигнал, определяемый выражением (23).

$$x_{3d} = \varphi(e_1, e_2, \dot{x}_{1d}, \ddot{x}_{1d}) = \frac{B_h}{A_h}x_2 + \frac{m_h}{A_h}\dot{x}_{2d} - \frac{m_h}{A_h}k_2e_2 - \frac{m_h}{A_h}e_1 \quad (23)$$

Подставляя x_{3d} в уравнение (22), получаем: $\dot{V}_2 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 + \frac{A_h}{m_h}e_2e_3$.

Если $e_3 = 0$, то $\dot{V}_2 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 < 0$ и e_2 будет сходиться к нулю по экспоненциальному закону

Третий шаг. Пусть $V_3 = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2 + \frac{1}{2}e_3^2$ как функция Ляпунова для подсистемы $\dot{x}_3 = \frac{4E_hk_q}{V_h}x_4 - \frac{4E_h(k_c+C_{hl})}{V_h}x_3 - \frac{4E_hA_h}{V_h}x_2$

Выполнение дифференциального уравнения $V_3 = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2 + \frac{1}{2}e_3^2$ мы получим; $\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + e_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_{3d}) = \dot{V}_2 + e_3\left(\frac{4E_hk_q}{V_h}e_4 + \frac{4E_hk_q}{V_h}x_{4d} - \frac{4E_h(k_c+C_{hl})}{V_h}x_3 - \frac{4E_hA_h}{V_h}x_2 - \dot{x}_{3d}\right)$ (24)

Сейчас мы выбираем x_{4d} как виртуальный управляющий сигнал, определяемый выражением (25)

$$x_{4d} = \vartheta(e_1, e_2, e_3, \dot{x}_{1d}, \ddot{x}_{1d}, \ddot{x}_{1d}) = \frac{k_c+C_{hl}}{k_q}x_3 + \frac{A_h}{k_q}x_2 + \frac{V_h}{4E_hk_q}\dot{x}_{3d} - \frac{V_h}{4E_hk_q}k_3e_3 - \frac{A_hV_h}{4m_hE_hk_q}e_2; \quad (k_3 > 0) \quad (25)$$

Подставляя x_{4d} в уравнение (24), получаем:

$$\dot{V}_3 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 - k_3e_3^2 + \frac{4E_hk_q}{V_h}e_3e_4$$

Если $e_4 = 0$, то $\dot{V}_3 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 - k_3e_3^2 < 0$ и e_3 будет сходиться к нулю по экспоненциальному закону

Четвертый шаг. Пусть $V_4 = \frac{1}{2}e_1^2 + \frac{1}{2}e_2^2 + \frac{1}{2}e_3^2 + \frac{1}{2}e_4^2$ как функция Ляпунова для подсистемы $\dot{x}_4 = -\frac{1}{\tau_v}x_4 + \frac{k_v}{\tau_v}u$

Выполнение дифференциального уравнения $\dot{V}_4 = \dot{V}_3 + e_4(\dot{x}_4 - \dot{x}_{4d}) = \dot{V}_3 + e_4\left(-\frac{1}{\tau_v}x_4 + \frac{k_v}{\tau_v}u - \dot{x}_{4d}\right)$ (26)

Сейчас мы выберем u и является управляющим сигналом, описывается выражением (27)

$$u = \frac{1}{k_v}x_4 + \frac{\tau_v}{k_v}\dot{x}_{4d} - \frac{\tau_v}{k_v}k_4e_4 - \frac{4E_hk_q\tau_v}{V_hk_v}e_3 \quad (27)$$

Подставляя u в уравнение (26), получаем:

$$\dot{V}_4 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 - k_3e_3^2 - k_4e_4^2 \quad (28)$$

Из выражения (28) находим, что

$\dot{V}_4 = -k_1e_1^2 - k_2e_2^2 - k_3e_3^2 - k_4e_4^2 < 0$ для всех значений $k_i > 0$ ($i=1, 2, 3, 4$)

7. МОДЕЛИРОВАНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ

Параметры гидросистемы приведены в Таблице 1. Это сделано в публикациях [6], [7].

Таблица 1

Ном	Параметры	Обо	Количество
1	Масса поршня и нагрузки	m	200 (Kg)
2	Площадь поршня	A_h	$1.47 \cdot 10^{-3} (m^2)$
3	Постоянная времени сервоклапана	τ_v	0.001
4	Коэффициент усиления сервоклапана	k_v	$3.04 \cdot 10^{-3} (m/A)$
5	Общий коэффициент утечки	C_{hl}	$1 \cdot 10^{-11} [(m^3/s)/Pa]$
6	Совокупный коэффициент смоделированных сил демпфирования и вязкого трения	B_h	$1 \cdot 10^4 (N \cdot s/m)$
7	Объем камеры цилиндра	V_h	$2.47 \cdot 10^{-4} (m^3)$
8	Эффективный объемный модуль	E_h	$8 \cdot 10^8 Pa$
9	коэффициент усиления потока/ открытия	K_q	$2.7 (m^2/s)$
10	усиление потока / давления	K_c	$1.75 \cdot 10^{-11} [(m^3/s)/Pa]$
11	Длина стабилизированной платформы	a	1.4 m
12	Ширина стабилизированной платформы	b	0.8 m
13	Начальное расстояние между двумя плоскостью (Длина цилиндров)	h	0.66 m

Подбор параметров: $K_1=5$, $K_2=2$, $K_3=4$, $K_4=10$.

С выбранными параметрами систему можно моделировать в программном *Simulink*. Результаты моделирования в настоящее время слишком предварительные, они лишь демонстрируют возможность подавления гармонического возмущения по каждой из координат в отдельности. В дальнейшем планируется моделировать всю систему в целом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе осуществлено предварительное теоретическое решение стабилизации верхней части платформы, помещенной на палубу корабля. Цель стабилизации состоит в том, чтобы верхняя часть стола оставалась параллельной горизонтальной плоскости в то время, когда палуба корабля подвержена качке.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems. New York: Wiley, 1967
- [2] Claude Kaddissi, Jean-Pierre Kenne, and Maarouf Saad, Identification and Real-Time Control of an Electrohydraulic Servo System Based on Nonlinear Backstepping, IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 12, NO. 1, FEBRUARY 2007
- [3] Weirui Wang, Shuangxia Pan, Fang Wang, A Comparison Study of Two Disturbance Rejection Control Strategies for Hydraulic Position Servo Systems, the 30th Annual Conference of the IEEE

Industrial Electronics Society, November 2 - 6, 2004, Busan, Korea.

- [4] Yongsheng Yang, Electro-Hydraulic Servo System with Predictive Control, ICIEA 2009.
- [5] K. X. Wang and B. X. Li, Solid rocket propellant and burning, Beijing: National defense industry Press, 1983, pp. 1-10.
- [6] Jianyong Yao, and Wenxiang Deng, Active Disturbance Rejection Adaptive Control of Hydraulic Servo Systems, DOI 10.1109/TIE.2017.2694382, IEEE
- [7] Cun Shi, Adaptive decoupling control of dissimilar redundant actuation system for large civil aircraft, aerospace Science and technology 47 (2015)



Буй Ван Там - аспирант кафедры автоматизации НГТУ. В 2006 году окончил военно-морскую академию в Нячанге. Он получил степень M.S. (магистра) в области кибернетики и автоматизации в военно-технической академии, Ханой, Вьетнам.

В 2014 г. С 2015 по 2019 гг. Участвовал в исследованиях в Военно-морской академии Вьетнама. С 2009 года он преподает в Военно-морской академии Вьетнама. Его исследовательские интересы включают математически описательные объекты; обследование качества системы автоматического управления; синтезированный контроллер для объектов на кораблях.
E-mail: tamlpt@gmail.com

Статья получена 20.04.2021.

Construction of a Mathematical Model of a Ship Platform to Suppress Rolling Effects

Bui Van Tam

Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia

Abstract: This article is devoted to the stabilization of the upper part of the mechanical platform located on the deck of the ship. The purpose of the stabilization is to ensure a stable horizontal position of the various measuring instruments. The stabilization system should suppress movements in two degrees of freedom, which generate tilts of the platform in two axes: along and across the ship. The article analyzes the known stabilization methods, makes the choice of the solution method. Also, the article provides justifications for the derivation of a mathematical model of the system and proposes a model in the form of a structural diagram. A method for designing a regulator and preliminary simulation results are also proposed.

Key words: stabilization, automation, control, regulator, optimization, dynamic error, static error, modeling.

REFERENCES

- [1] H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems. New York: Wiley, 1967
- [2] Claude Kaddissi, Jean-Pierre Kenne, and Maarouf Saad, Identification and Real-Time Control of an Electrohydraulic Servo System Based on Nonlinear Backstepping, IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS, VOL. 12, NO. 1, FEBRUARY 2007
- [3] Weirui Wang, Shuangxia Pan, Fang Wang, A Comparison Study of Two Disturbance Rejection Control Strategies for Hydraulic Position Servo Systems, the 30th Annual Conference of the IEEE
- [4] Yongsheng Yang, Electro-Hydraulic Servo System with Predictive Control, ICIEA 2009.
- [5] K. X. Wang and B. X. Li, Solid rocket propellant and burning, Beijing: National defense industry Press, 1983, pp. 1-10.
- [6] Jianyong Yao, and Wenxiang Deng, Active Disturbance Rejection Adaptive Control of Hydraulic Servo Systems, DOI 10.1109/TIE.2017.2694382, IEEE

- [7] Cun Shi, Adaptive decoupling control of dissimilar redundant actuaton system for large civil aircraft, aerospace Science and technology 47 (2015)



Bui Van Tam is PhD-student of NSTU, Department of Automation. He graduated university in 2006 at naval academy, Nha Trang. He received M.S. degrees in cybernetics and automation engineering from military technical academy, Ha Noi, Viet Nam.

In 2014. From 2015 to 2019, he was participating in research in Naval Academy, Viet Nam. Since 2009, he has been a teacher in Naval Academy, Viet Nam. His research interests include mathematically descriptive objects; automatic control system quality survey; synthesized controller for objects on ships.

E-mail: tamtpt@gmail.com

The paper has been received on 20/04/2021.

ПРИМЕЧАНИЕ РЕДАКЦИИ

Автор статьи исходит из задачи стабилизации верхней части платформы относительно неподвижной системы координат. Это крайне сложно, и, вероятно, не является лучшей постановкой задачи. Если корабль качается на волнах, то невозможно поддерживать платформу неподвижно относительно дна океана. Ошибку управления в этом случае невозможно измерить. Также в статье не сказано о вертикальной качке, поскольку все рассуждения делаются в терминах углов отклонения от горизонтальной плоскости. Предлагается взглянуть на задачу наилучшего демпфирования всех видов качки. Качку следует рассматривать не в двух координатах, а в шести, как минимум. При этом необходимо учесть, что плавное поступательное движение на даёт качки.

Предлагается рассмотреть для одной точки (например, для центра стола) три вида ускорений: по координатам X , Y , Z . Если корабль движется с ускорением, то платформа также должна двигаться с ускорением, ведь она должна оставаться на корабле. Но самые большие амплитуды ускорения можно подавить активной стабилизацией. Например, если бы платформа была подвешена на магнитной подвеске, то ускорение основания передавалось бы платформе не мгновенно, а с некоторым запаздыванием и демпфированием. Удары по основанию также не передавались бы на платформу. Техническая постановка задачи состоит в том, чтобы ускорения основания платформы передавались бы верхней части, стабилизированной, не полностью, а с некоторой фильтрацией, но при этом интеграл по времени от ускорения, который является скоростью движения, а также второй интеграл по времени от ускорения, который является перемещением, в среднем должен передаваться достаточно точно.

Ожидаемый эффект можно продемонстрировать следующим примером. Если палуба поднимается и опускается на несколько метров вверх и вниз, не может стоять задача стабилизации платформы на месте, но может стоять задача более плавного подъема и

опускания, как если бы тяжелая платформа была подвешена на пружинах.

Упомянутые три координаты относятся только к центру стола. Требуется добавить наклон по продольной и по поперечной осям корабля, это даёт ещё две координаты. И, наконец, имеется обращение корабля вокруг своей оси (или, если угодно, обращение стола вокруг его центра), это даёт шестую координату.

Можно рассуждать и иначе. Плоскость можно задать тремя точками, каждая точка имеет три степени свободы, это даёт девять координат; но фиксированные точки на плоскости образуют треугольник, стороны которого фиксированы, это даёт три связи, что убират три степени свободы. Девять минус три опять даёт шесть. Это рассуждение эквивалентно, оно приводит к тому же результату.

Таким образом, система обратной связи должна максимально сильно по возможности подавить ускорение, снизить его, но не полностью устранить. Ведь полностью устранить ускорение можно только если платформа окажется неподвижной относительно дна океана. Если платформа, допустим, будет подниматься очень медленно или опускаться очень медленно, и при этом не будет совершать качания, тогда задача будет решена. Любой пружинный или иной подвес не устраняет колебания полностью, он только их делает меньше, ослабляет, но не уничтожает.

Может быть сделана двухступенчатая система. Если грубая система устранил колебания, которые были большие по амплитуде и по частоте, но останутся небольшие остаточные колебания, тогда точная система сможет устранить остаточные колебания.

Поэтому для начала можно поставить задачу хотя бы как-то ослабить колебания. Именно обращать внимание следует на ускорения, а не перемещения.

Следовательно, будут нужны датчики ускорения. Такие существуют, их можно купить, поставить и снять их сигналы. Это во многом очень похоже на управления балансирующим роботом.