

Система синхронизации сил разнородных рулевых приводов с общим органом управления

В. Е. Кузнецов¹, Нгуен Динь Хань², А. Н. Лукичев³

Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет
«ЛЭТИ» им. В. И. Ульянова (Ленина)

Санкт-Петербург, Россия

¹vekuznetsov56@mail.ru, ²dinhkhanhmta@gmail.com, ³lukichevan@gmail.com

Аннотация. Использование суммирования сил на общей рулевой поверхности от разнородных рулевых приводов, удовлетворяющих растущие требования к надежности гражданских самолетов путем применения разнородных исполнительных систем, состоящих из одного гидравлического привода (ЭГРП) и одного электромеханического привода (ЭМРП) требует построения системы управления, выравнивающей силы и взаимное нагружение исполнительных приводов.

Модели рулевых приводов включают в себя нелинейные силы трения в двигателе и исполнительном механизме, а также упругие связи. Проведено сравнительное исследование алгоритмов управления с учетом устойчивости системы при выравнивании сил взаимонагружения рулевых приводов.

Ключевые слова: алгоритмы синхронизации; модели систем выравнивания сил взаимонагружения; разнородные типы рулевого привода

I. ВВЕДЕНИЕ

С целью удовлетворения растущих требований к надежности исполнительной системы для крупных гражданских воздушных судов, в конструкции современного самолета применяется новая, распределенная по рулевой поверхности, резервированная исполнительная система разнородных рулевых приводов, состоящая, например, из ЭГРП и ЭМРП. Конфигурация из разнородных рулевых агрегатов может значительно повысить надежность всей системы [1], [2].

Применение систем приводов с суммированием сил на общем выходном звене (рулевой поверхности) приводит к появлению новых задач управления. Вследствие разброса параметров электронной и гидравлической частей привода или разнородности работы ЭГРП и ЭМРП исполнительные механизмы приводов постоянно нагружают друг друга даже при отсутствии внешней нагрузки. Возникающие особенности работы комплекса управления рулевой поверхностью требуют введения в систему приводов специальных электронных систем выравнивания сил [1], [2].

Поэтому решение задачи синхронизации выходов нескольких исполнительных механизмов, работающих на одну рулевую поверхность, актуально при разработке многоканальных, резервированных систем управления рулевыми приводами в современном авиационном.

II. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РУЛЕВЫХ ПРИВодОВ

A. Математическая модель поверхности управления

В уравнении движения рулевой поверхности (рис. 1)

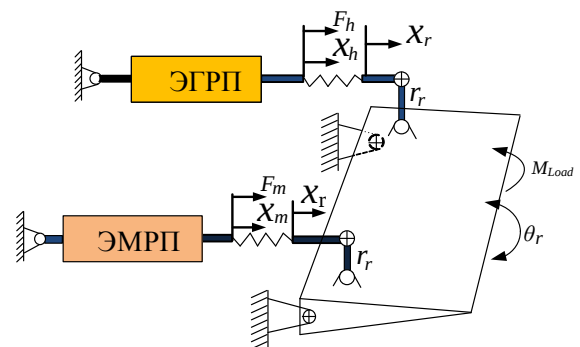


Рис. 1. Схема модели поверхности управления

учитывается инерция руля, момент внешних сил аэродинамической нагрузки и жесткость соединения руля (упругие связи) с рулевыми приводами [2]

$$\begin{cases} F_h = K_h (x_h - x_r) \\ F_m = K_m (x_m - x_r) \\ (F_h + F_m) r_r = J_r \ddot{\theta}_r + b_r \dot{\theta}_r + M_{Load} \end{cases} \quad (1)$$

где J_r и θ_r – эквивалентный момент инерции и угловое положение руля, соответственно, r_r – плечо к поверхности руля управления; F_h , x_h и F_m , x_m – выходные силы и перемещения ЭГРП и ЭМРП, соответственно, x_r – перемещение руля; K_h и K_m – коэффициенты жесткости соединения ЭГРП и ЭМРП с рулевой поверхностью; b_r – коэффициент демпфирования руля; M_{Load} – внешняя нагрузка на руль.

B. Математические модели ЭГРП

ЭГРП с дроссельным регулированием скорости включает в себя электрогидравлический усилитель мощности (ЭГУ) (сервопривод), управляющий распределительным золотником, соединенным с

гидроцилиндром (ГЦ), положение которого измеряется датчиком перемещения. Предполагается, что модель ЭГУ линейна: смещение золотника сервоклапана ЭГУ линейно связано с током сервоклапана и задается следующим образом [1]:

$$\tau_v \dot{x}_v = -x_v + k_v i_v \quad (2)$$

где x_v – положение золотника ЭГУ, i_v – ток моментного двигателя, τ_v и k_v – постоянная времени и коэффициент усиления ЭГУ, соответственно.

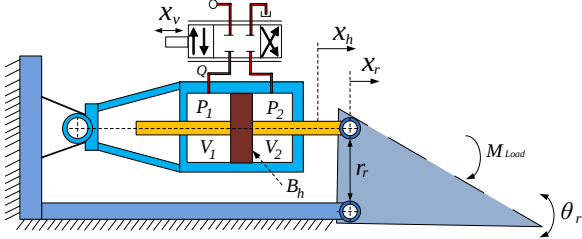


Рис. 2. Схема ЭГРП

Принимаются следующие основные допущения при описании уравнений движения ЭГРП дроссельного регулирования скоростью в линейной постановке [1].

Динамический процесс проходит в окрестностях установившегося движения привода при среднем положении поршня в гидроцилиндре, тогда $V_1 = V_2 = 0.5V_h$. Нелинейную функцию расхода гидрораспределителя $Q = \varphi(P_h, x_v)$ раскладывают в ряд Тейлора по степеням малых приращений переменных, взятых в окрестности точки с установившимся режимом движения. Результаты линеаризации представляют в приращениях:

$$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial x_v} \Delta x_v + \frac{\partial Q}{\partial P_h} \Delta P_h \quad (3)$$

Модуль упругости рабочей жидкости E_h – величина постоянная, не зависящая от давления и температуры. Нерастворенный воздух в жидкости отсутствует. Гидравлические потери малы, и ими можно пренебречь. Давление питания золотникового гидроусилителя – постоянная величина. Допущения позволяют описывать уравнения движения ЭГРП дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами.

Уравнения расхода гидрораспределителя в линейном виде:

$$Q_h = K_{Qx} x_v - K_{QP} P_h \quad (4)$$

где K_{Qx} – коэффициент усиления по расходу гидрораспределителя, K_{QP} – коэффициент усиления по давлению гидрораспределителя, P_h – давление нагрузки.

Уравнения баланса расходов жидкости с учетом её сжимаемости и утечек и уравнение движения гидроцилиндра имеют вид:

$$Q_h = A_h \dot{x}_h + \frac{V_h}{2E_h} \dot{P}_h + C_{hl} P_h \quad (5)$$

$$A_h P_h = m_h \ddot{x}_h + B_h \dot{x}_h + F_h \quad (6)$$

где A_h – площадь поршня; C_{hl} – коэффициент утечки, m_h , B_h – масса штока и вязкое трение гидроцилиндра.

С. Математическая модель ЭМРП

Электромеханический рулевой привод (ЭМРП), представленный на рис. 3, включает в себя бесколлекторный двигатель постоянного тока, промежуточный редуктор вращательного движения и механизм трансформации вращения в поступательное движение с использованием роликовинтовой передачи (РВП) или шариковинтовой передачи (ШВП). Рассматривается модель ШВП [3].

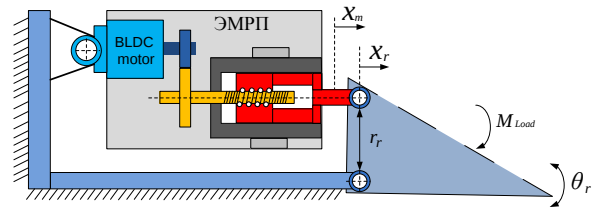


Рис. 3. Схема ЭМРП

Кинематическая схема (рис. 4) ЭМРП учитывает промежуточный редуктор с передаточным числом i_p , моменты трения в электродвигателе и винте ШВП и упругое скручивание винта с зазором δ [4].

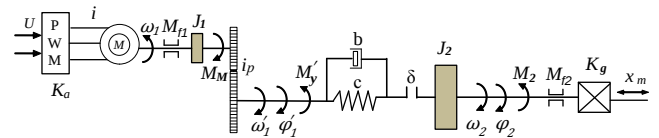


Рис. 4. Кинематическая схема ЭМРП

В бесколлекторном двигателе представление динамических электромагнитных процессов представляется уравнениями:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} (U - Ri - K_E \omega_1), \quad (7)$$

$$M_M = K_M i. \quad (8)$$

Уравнение движения электродвигателя, т.е. «первой массы» имеет вид:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_M - M_1 - M_{f1}, \quad (9)$$

где J_1 – суммарный момент инерции ротора и приведенный к валу двигателя момент инерции редуктора, M_M – момент двигателя; $M_{f1}(\cdot)$, $M_{f2}(\cdot)$ – функции моментов трения; ω_1 – скорость двигателя; M_y – упругий момент от силы упругости и силы трения. Тогда момент

упругий M'_y , действующий на вторую массу (J_2), определяется суммой моментов [4]

$$M'_y = c\theta + b\left(\frac{d\theta(\Delta\varphi)}{dt}\right) = c\theta + b\Delta\omega\left(\frac{d\theta}{d(\Delta\varphi)}\right), \quad (10)$$

где угол скручивания механической передачи θ , приведенный к выходу с учетом зазора δ в кинематической передаче, имеет вид

$$\theta = \begin{cases} \Delta\varphi = \varphi'_1 - \varphi_2, & |\Delta\varphi| \geq \delta/2, \\ 0, & |\Delta\varphi| < \delta/2. \end{cases} \quad (11)$$

В (10) $\Delta\omega = \omega'_1 - \omega_2$, c – коэффициент упругости; b – коэффициент трения. Штрих у физических переменных определяет приведение к выходу.

Уравнение движения второй массы имеет вид

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M'_y - M_2 - M_{f2}(\cdot), \quad (12)$$

где J_2 – суммарный момент инерции винта и приведенный ко второй массе момент инерции другой части ШВП, ω_2 – скорость второй массы, M_2 – момент нагрузки на вторую массу со стороны следующей массы механической передачи, $M_{f2}(\cdot)$ – функция момента трения.

При рассмотрении функции момента трения учитывается эффект Штрибека [3, 5], при котором максимальный момент трение покоя M_s больше момента трения скольжения M_c и типовой график кривой Штрибека описывается зависимостью

$$M_f(\omega) = (M_c + (M_s - M_c)e^{-\left(\frac{\omega}{\delta_\omega}\right)^2})\text{sign}(\omega). \quad (13)$$

Для обеспечения устойчивости численного решения используется сглаживание [3] зависимости момента трения от скорости в точке $\omega = 0$, для чего в малой области от начала координат δ_ω функция трения определяется как пропорциональная зависимость от скорости следующим образом

$$M_{f2}(\omega) = \begin{cases} M_f(|\omega| - \delta_\omega)\text{sign}(\omega), & |\omega| > \delta_\omega \\ k\omega, & |\omega| < \delta_\omega, \end{cases} \quad (14)$$

где $k = 1/\delta_\omega$ – крутизна функции трения в линейной области ее изменения δ_ω .

Рассматриваются следующие уравнения для объединения механизма вращательного и поступательного движений механизма с использованием коэффициента передачи ШВП K_g [2]

$$\begin{cases} \dot{x}_m = \omega_2/K_g, \\ M_2 = (F_m + F_{load})/K_g. \end{cases} \quad (15)$$

Модель управления рулевой поверхностью с помощью двух рулевых приводов, описываемых уравнениями (1)-(15), представлена на рис. 5.

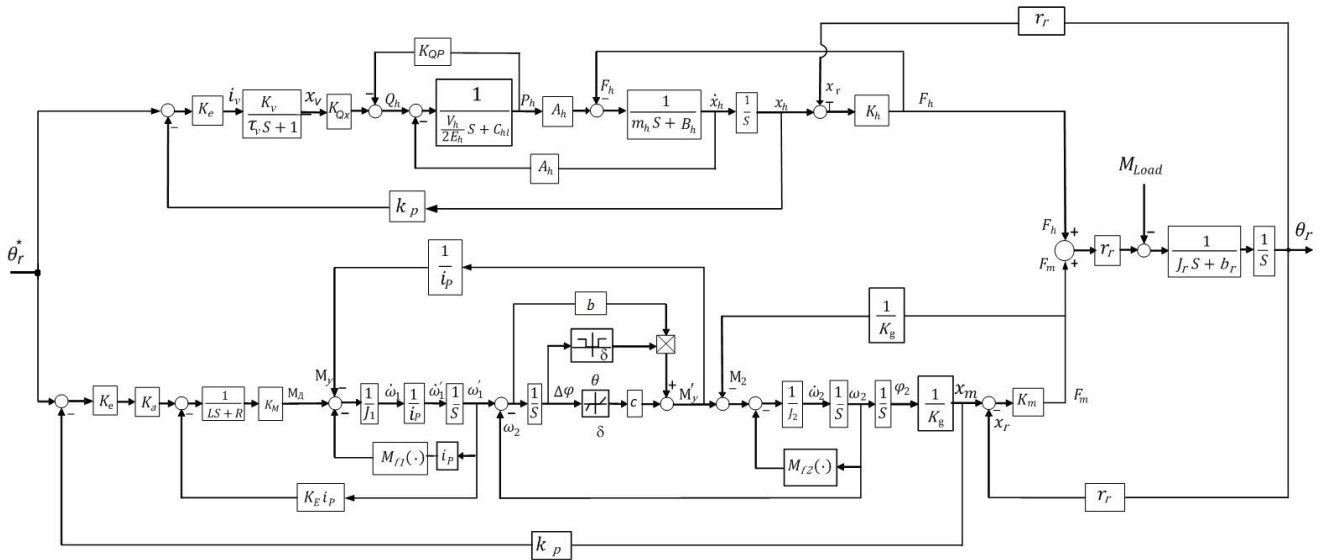


Рис. 5. Структурная схема модели управления рулевой поверхностью ЭГРП и ЭМРП

III. АЛГОРИТМЫ ВЫРАВНИВАНИЯ СИЛ РАЗНОРОДНЫХ КАНАЛОВ С ОБЩИМ ВЫХОДОМ

Различные типы приводов из-за несоответствия структур, параметров и разнородности не способны обеспечить идентичное положение для любого момента времени, при одном и том же заданном положении, что приводит к возникновению сил взаимного нагружения. Для системы с разнородными каналами, включающими ЭГРП и ЭМРП, необходимость в синхронизирующем алгоритме управления изначально очевидна.

Известна стратегия построения управления с использованием идентификации силового воздействия и формирования астатических структур регулирования.

Предлагается алгоритм управления при использовании обратной связи по положению рулевого привода. Следует отметить, что разница положений между двумя каналами является мерой расхождения движущих сил, т.е. оценкой силы нагружения одного канала от другого. Правомочность данного утверждения усиливается по мере снижения ускорения рулевого органа при вращении.

Предлагается рассмотреть сигнал по разности положений между двумя каналами ($x_m - x_h$) для формирования управляющего сигнала при компенсации сил взаимного нагружения. Разностный сигнал обрабатывается с помощью ПИ-регулятора для компенсации положения привода в каждом канале (рис. 6).

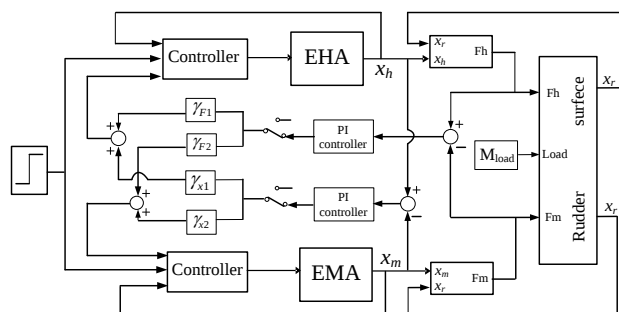


Рис. 6. Схема системы выравнивания сил

Для сравнения эффективности предлагаемого алгоритма сравнивается известная схема компенсации при измерении разности сил от обоих каналов. Вместо интегрального закона в эксперименте используется ПИ-регулятор. В результате сравнительного анализа включен алгоритм комбинированного регулирования с ПИ-регуляторами по разности сил ($F_m - F_h$) и перемещений двух каналов управления рулем ($x_m - x_h$) + ($F_m - F_h$).

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Результаты исследования, приведенные на рис. 6–8 свидетельствуют об уменьшении амплитуды динамического взаимонагружения при введении ПИ-регулятора в канал компенсации по перемещению с добавлением компенсации по перепаду сил.

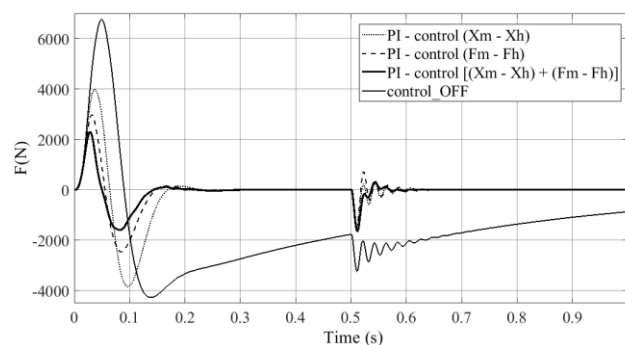


Рис. 7. Силы нагружения ($F_m - F_h$) при управлении по разности положений, сил и их комбинации

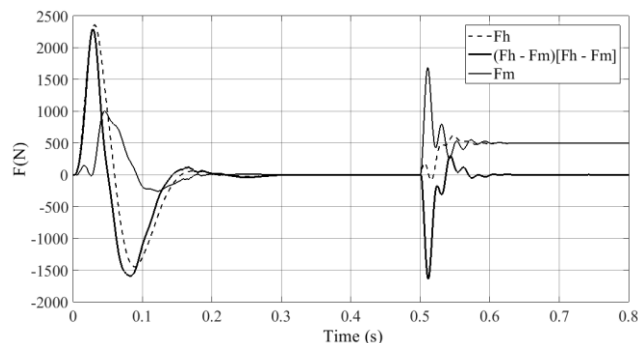


Рис. 8. Силы нагружения и каналов F_h и F_m при ($F_m - F_h$)-управлении

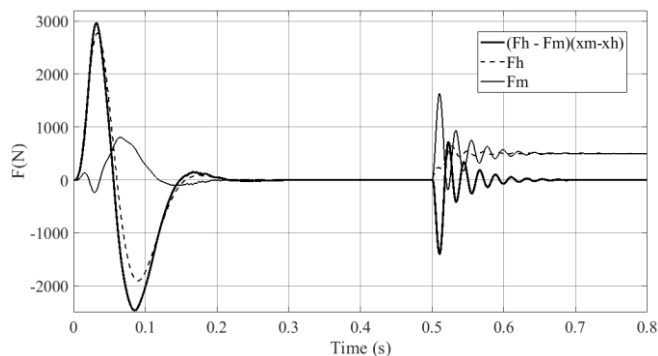


Рис. 9. Силы нагружения и каналов F_h и F_m при ($x_m - x_h$)-управлении

V. ВЫВОД

Комбинация ПИ-алгоритмов по разности положений и разности давлений каналов позволяет значительно уменьшить силы взаимного нагружения при работе на общую нагрузку.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Системы электрогидравлических рулевых приводов комплексов управления полетом самолета / С.В. Константинов, В.Е. Кузнецов, и др. СПб.: Изд. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2019, 518 с.
- [2] Xingjian Wang, Rui Liao, Cun Shi and Sh. Wang, et al Linear Extended State Observer-Based Motion Synchronization Control for Hybrid Actuation System of More Electric Aircraft, Sensors 2017, 17, 2444

- [3] Серебрянный В.В, Бошляков А.А, Огородник А.И. Математическая модель исполнительных модулей захватных устройств роботов. Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2019, №6, 123 с.
- [4] Борцов Ю.А., Соколовский Г.Г. Автоматизированный электропривод с упругими связями. Энергоатомиздат. Санкт-петербург 1992. 288 с.
- [5] Antonio Carlos Valdiero, Carla Silvana Ritter, Cláudio Fernando Rios, Marat Rafikov NonLinear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications, Proceedings of the 9th Brazilian Conference on Dynamics Control and their Applications Serra Negra, pp. 198-206.