

УДК 621.226-543.2

В.И. Антоненко, канд. техн. наук

Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону

ДИНАМИКА МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Наведено результати з синтезу структури, принципові схеми, математичну модель багатодвигунних систем. Надано методіку оптимізації та оцінки динамічних характеристик багатодвигунних гідромеханічних систем.

The results on the synthesis of the structure, basic calculation schemes, matmodel. Dana technique optimization and evaluation of dynamic characteristics of multi-motor systems, hydro-mechanical systems.

Введение

Характерной особенностью современных технологических машин является то, что они представляют собой комплексы взаимосвязанных и взаимодействующих механизмов, основы которых составляют многодвигательные гидромеханические системы (МГМС).

Для современных многодвигательных гидромеханических систем (МГМС) характерным является наличие нескольких одновременно или с определенной последовательностью функционирующих гидродвигателей, работа которых определяется отдельными гидромеханическими исполнительными контурами (ГИК), в состав которых они входят.

Следует отметить специфику МГМС для мобильных и стационарных технологических машин прежде всего в плане технологических и технических требований, предъявляемых к ним, а в связи с этим различия в конструктивном исполнении гидромеханических исполнительных контуров (ГИК). Однако все МГМС функционально идентичны и включают в себя три основные подсистемы, а именно: энергосиловую установку, гидромеханические исполнительные контуры и подсистему управления.

Энергосиловая установка ЭСУ обеспечивает преобразование и подачу энергии для каждого из двигателей (МГМС) в зависимости от алгоритма функционирования. При этом именно ЭСУ в первую очередь обеспечивает энергетическую эффективность, а также технологическое качество функционирования машины. В зависимости от задач, решаемых ЭСУ, ее структура может иметь различную конфигурацию. Наибольший интерес в настоящее время как показали последние исследования представляют собой ЭСУ с переменной структурой, изменение которой обеспечивается подсистемой управления.

Как показывает анализ конструкций, наиболее типичными вариантами гидромеханических исполнительных контуров ГИК для современных технологических машин являются:

- контур гидростатических или гидромеханических силовых передач;
- контур автоматических следящих гидросистем;
- контур позиционирования, наиболее сложный вариант которого обеспечивает совместное или раздельное функционирование двух или более гидродвигате-

лей, работающих со знакопеременной или постоянной по знаку нагрузкой в независимом или синхронно-синфазном реверсном режиме и представляющих собой единый механизм, объединенную конструкцию.

В различных машинах возможны различные комбинации перечисленных типичных контуров. Все варианты контуров присутствуют в мобильных гидрофицированных машинах, в транспортных энергетических средствах, в сельскохозяйственных, погрузочных и коммунальных машинах [1].

Подсистемы управления МГМС в зависимости от типа машины отличаются по степени сложности и способу управления.

В сложных машинах используются микропроцессорные системы управления на базе как пропорциональных так и дискретных гидроаппаратов, позволяющие прежде всего обеспечить оптимальное управление как структурой так и параметрами ЭСУ, и ГИК.

Как показали исследования [2], использование гидромеханических однодвигательных систем с изменяемой структурой, позволяющей получить из нескольких упрощенных структур определенное количество вновь «сшитых» благодаря системе управления, их использование позволяет существенно расширить эффективность МГМС.

Целью настоящего исследования является исследование динамики МГМС. В качестве критериев оптимизации динамических характеристик структуры МГМС целесообразно выбрать экономичность, быстродействие и инвариантность к условиям и алгоритмам функционирования.

Результаты исследования

На основании вышеизложенного были разработаны обобщенные структурная (рисунок 1) и принципиальная расчетные схемы МГМС [4] и обобщенная математическая модель МГМС.

Рассматриваемые МГМС являются динамическими системами с интегрированными, переменными гидромеханическими, силовыми и энергетическими связями.

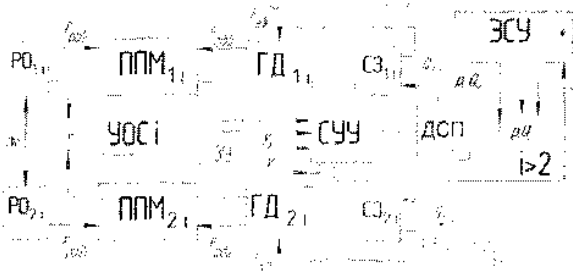


Рисунок 1 — Обобщенная структурная схема МГМС.

Используя распространенные принципы для обобщенной математической модели МГМС, представляющей собой систему дифференциальных нелинейных уравнений, описывающих функционирование МГМС для наиболее сложного (ГИК) синхронно-синфазного движения в реверсном режиме со знакопеременной нагрузкой, принимаем следующие допущения.

1. Податливость гидравлической подсистемы ниже податливости механической подсистемы.
2. Функционирование МГМС рассматривается в окрестности точки нагрузочной характеристики ЭСУ $2Q=const; p=const$ (подтверждается для исследуемой области предварительными испытаниями ЭСУ).
3. Рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворенный воздух. Состояние среды описывается зависимостями, справедливыми для смесей с осредненными свойствами.
4. Утечки в подвижных соединениях малы, они зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут быть ограничены [2] коэффициентом утечки K_y .
5. Скоростные потери давления (напора) в управляющих гидролиниях, соединяющих усилительный и регулирующий элементы делителя потока непрямого регулирования незначительны и ими можно пренебречь. Достаточность такого допущения подтверждается предварительными экспериментальными исследованиями. Потери давления в гидролиниях находятся в пределах 0,05 МПа.

Механическую подсистему модели описывают уравнения:

$$D_1 \ddot{z}_1 = (1-a) F_{z01} - F_{c11} - F_p \quad (1)$$

$$D_{11} \ddot{z}_{11} = -F_{n1} - F_{c12} + F_1 - (-b) dF_{m'} \quad (2)$$

$$D_2 \ddot{z}_2 = (1-c) F_{z02} - F_{c21} - F_z \quad (3)$$

$$D_{22} \ddot{z}_{22} = -F_{n2} - F_{c22} + F_2 - b d F_{m'} \quad (4)$$

где

$$F_{z0i} = K_{z0i} p_{ni} - K_{z0i} p_{ci}; \quad a=0^{\wedge}1, c=0^{\wedge}1;$$

$$F_{c1j} = F_{mij} - F_{nij} = F_{m0ij} \text{Sign } z_{ij} + K_{mij} z_{ij} + K_{nij} z_{ij}$$

$$F_1 = h_1(z_1 - z_{11}) C_{j1}(Z_1 - Z_{11});$$

$$F_2 = h_2(z_2 - z_{22}) + C_{j2}(Z_2 - Z_{22});$$

$$F_m = h_{12}(z_{11} - z_{22}) + C_{12} \varphi_{12}(Z_{11} - Z_{22}); \quad b=1^{\wedge}1, d=1^{\wedge}0;$$

$$\varphi_i = \varphi_i(t) = \begin{cases} 0 & |Z_i - Z_{ij}| < \delta_{1ij} \\ (Z_i - Z_{ij}) - \delta_{1ij} & |Z_i - Z_{ij}| \geq \delta_{1ij} \end{cases}$$

где D_1, D_2 — массы приведенные к выходным органам гидродвигателей; D_{11}, D_{22} — массы приведенные к рабо-

чим органам гидромеханических систем; F_{z0i}, F_{ni} — обобщенные силы гидродвигателей и технологических нагрузок; F_{c1j} — силы сопротивления на гидродвигателях и на механизмах рабочих органов систем; F_1 — упругая обобщенная сила между гидродвигателями и рабочими органами; F_m — упругая обобщенная сила между рабочими органами при совместном функционировании; F_p, F_{ni} — сила трения и позиционная нагрузка; Z_1, Z_{11} — фазовые координаты выходных звеньев гидродвигателей и рабочих органов; h_1, c_{1j}, δ_{1i} — коэффициенты демпфирования, жесткости и зазоры; K_{z0i}, K_{z0ij} — удельные рабочие объемы гидродвигателей с учетом асимметрии камер;

Гидравлический силовой контур с дроссельным регулированием описывается уравнениями баланса расходов (5)—(8) соответственно для напорной и сливной гидролиний и уравнениями энергетического баланса отдельно для каждой из двух ветвей ГМК независимо от характера функционирования(9), (10).

$$K_{z01}/K_{z011}(Q_{1c} + K_{y11}p_{c1} + K_{c11}p_{c1}) + K_{y1}p_{n1} + K_{c1}p_{n1} + K_{np1}(1 - K_{z01}/K_{z011})(p_{n1} - p_{c1}) = Q_{1n} \quad (5)$$

$$K_{z011} z_1 - K_{y11}p_{c1} - K_{c11}p_{c1} + K_{np1}(p_{n1} - p_{c1}) = K_{y11} Y_{y1} D_{py1}^{0.5} = Q_{1c} \quad (6)$$

$$K_{z02} z_2 + K_{y2}p_{n2} + K_{c2}p_{n2} + K_{np2}(p_{n2} - p_{c2}) = K_{y2} Y_{y2} D_{py2}^{0.5} = Q_{2n} \quad (7)$$

$$K_{z022} z_2 - K_{y22}p_{c2} - K_{c22}p_{c2} + p_{c2} K_{np2}(p_{n2} - p_{c2}) = K_{y22} Y_{y2} D_{py2}^{0.5} = Q_{2c} \quad (8)$$

$$p_1 = Dp_{n01} + Dp_{py1} + Dp_{m1} + F_{n1}/K_{z01} + p_{c1} K_{z011}/K_{z01} + m_{n1} Q_{1n} \quad (9)$$

$$p_2 = Dp_{n02} + Dp_{py2} + Dp_{m2} + F_{n2}/K_{z02} + p_{c2} K_{z021}/K_{z02} + m_{n2} Q_{2n} \quad (10)$$

где $p_{n1} = F_{n1}/K_{z01} + p_{c1} K_{z011}/K_{z01}; p_{n2} = F_{n2}/K_{z02} + p_{c2} K_{z021}/K_{z02}; p_{c1} = K_{y1} Q_{1c}^2 + Dp_{c1} + K_{m1} Q_{1c}^2 + m_{c1} Q_{1c}; p_{n,ci}$ — давление в напорной, сливной полости i -го гидродвигателя; K_y, K_c, K_{np} — коэффициенты утечек, сжимаемости, перетечек; K_{py}, K_{y1} — коэффициенты регулирующего устройства делителя-сумматора потока и проточной части управляющего устройства гидрораспределителя $P_3; K_c = 1,2K_{z0i} Z_{1max}/(2E); p_{ni}, p_{ci}$ — давление на входе и выходе соответствующих гидродвигателей; $Y_p = (h_0 - y), Y_y = Y_p(t)$ — смещение подвижного звена регулирующего и управляющего устройств при синхронно-синфазном режиме для менее нагруженной ветви; Dp_{py}, Dp_{py} — потери давления на рабочих окнах регулирующего и управляющего устройств; p_{p1}, p_{p2} — давление на выходе из ЭСУ для ветвей функционирующих во всех структурных модификациях $p_1 = p_2 = p; Dp_{m1} = g Q_{1n}^2 / (2gm^2 w^2)$ — потери давления на чувствительном элементе делителя потока, установленном на входе; g — удельный вес рабочей жидкости; $Q_{1n} = K_{y1} Y_{y1} D_{py1}^{0.5}$ — расход в соответствующей ветви нанетания; $2Q = Q_{1n} + Q_{2n}$ — расход в системе; w — площадь сечения входных дросселей; $Dp_{py1} = g Q_{1n}^2 / (2gm^2 b_p^2 ((h_0 - y)^2 + d^2))$ — потери давления на регулирующем элементе; b_p — периметр окна регулирующего элемента;

h_0 — смещение подвижного звена регулирующего элемента при равных нагрузках в ветвях; d_p — зазор в золотниковой паре регулирующего элемента; m_i — масса жидкости в i -той сливной ветви; m_{in} — масса жидкости в i -той напорной ветви; $Dp_{мин}, Dp_{макс} = K_{мин} Q_{инс}^2$ — потери давления в напорной и сливной магистралях;

$$K_{мин} = 8g l_{тр} l_{экв} / (gp^2 d_p^5);$$

где $l_{тр}$ — коэффициент потерь на трение в трубах; $l_{экв}$ — эквивалентная длина трубопровода; $Dp_{сн}$ — потери давления на системе замедления;

$Dp_{уп} = g Q_{ic}^2 / (2gm_y^2 b_y^2 y_{up}^2)$ — потери давления на рабочем окне управляющего устройства; b_y — периметр окна управляющего устройства;

$m_{ч.р.у}$ — коэффициент расхода чувствительного, регулирующего элементов и управляющего устройства;

При оценке динамики МГМС, характеризуемой, обобщенной структурой с наиболее сложным контуром синхронно-синфазного позиционирования она рассматривалась как автоматическая система стабилизации при возмущающих воздействиях по нагрузке и расходу.

Анализ устойчивости системы по динамическим коэффициентам, как первый этап оптимизации параметров в результате позволил установить:

- необходимость ограничения коэффициента усиления системы по приведенным массам нагрузки и регулятора;
- необходимость поиска оптимального решения по коэффициенту усиления системы и демпфирующему коэффициенту усилительного элемента.

В связи с этим в качестве параметров второго этапа оптимизации необходимо использовать характерные конструктивные коэффициенты Z и a регулятора, являющиеся составными частями динамических коэффициентов K и $2z, T_1$, диапазон изменения параметров которых получаем на первом, предварительном этапе оптимизации.

Поскольку рассматриваемая (МГМС) является быстродействующей, то ее переходные процессы носят колебательный характер. Для оценки динамики такой системы критерием качества переходного процесса использована квадратичная интегральная оценка [5], значение которой для переходных функций по нагрузке и расходу было минимизировано по конструктивным коэффициентам регулятора.

Время переходного процесса (МГМС) при возмущении по нагрузке составляет для оптимизированной модели равно 0,024 с при максимальной величине перерегулирования по ошибке синхронизации 1,23 % при возмущении по нагрузке (рисунок 2).

Отработка сигнала при возмущении по расходу (рисунок 3) происходит в пределах 0,028 с при максимальном перерегулировании 0,085%, несмотря на то, что оптимизация проводилась по передаточной функции при возмущении по нагрузке. Кроме того, уровень колебаний при возмущении по расходу на порядок ниже, чем при возмущении по нагрузке. Это обстоятельство подтверждает необходимость рассмотрения динамического качества (МГМС) независимо от типа регулятора лишь по передаточной функции по нагрузке.

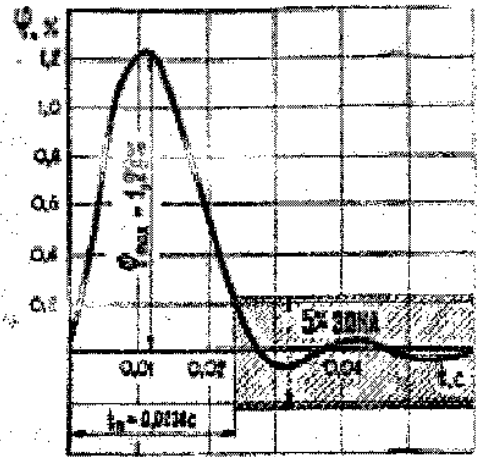


Рисунок 2 — Переходной процесс при возмущении по нагрузке.

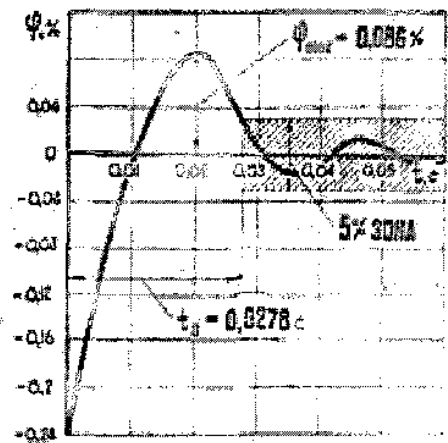


Рисунок 3 — Переходной процесс при возмущении по расходу.

Экспериментальные лабораторные и натурные исследования подтвердили результаты теоретических исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Антоненко, В.И., Сидоренко, В.С. К вопросу о синхронных механизмах мобильных машин // Вестник ДГТУ. — Ростов н/Д, 2009. — Т.9. — С.121—129.
2. Сидоренко, В.С. Синтез гидромеханических позиционирующих устройств металлообрабатывающего оборудования / Автореф. дис. док. техн. наук. Ростов н/Д, 2001, 38 с.
3. Антоненко, В.И., Сидоренко, В.С. Непрямое дроссельное регулирование в многодвигательных гидромеханических системах // Вестник ДГТУ. — Ростов н/Д, 2010. — №1(44). — С.70—75.
4. Антоненко, В.И., Сидоренко, В.С. Синтез структуры и разработка математической модели автоматизированных многодвигательных гидромеханических систем // Вестник ДГТУ. — Ростов н/Д, 2010. — №4(47). — С.560—567.

Надійшла 14.10.2011 р.