Электрогидравлический привод с дроссельным регулированием с повышенной энергоэффективностью

10, октябрь 2012

DOI: 10.7463/1012.0465528

Щербачев П. В., Семёнов С. Е.

УДК.65-222.2

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана
scherbachev.p.v@gmail.com

Ведение

Электрогидравлические приводы с дроссельным регулированием широко применяются в различных областях техники для получения вращательных и поступательных движений звеньев механизмов. Исполнительным двигателем в таком приводе может быть гидроцилиндр или гидромотор. Управление ими осуществляется при помощи сервораспределителей или распределителей с пропорциональным управлением. Дроссельное регулирование дает широкие возможности для реализации различных законов управления, создания следящих систем, замкнутых обратной связью по координате (углу поворота или перемещению) или скорости (линейной или угловой).

При всех достоинствах, дроссельное регулирование обладает весьма существенным недостатком. Дросселирование жидкости на щелях распределяющих устройств приводит к существенным потерям мощности. В отличие от привода с объемным регулированием, где давление в гидросистеме главным образом зависит от величины нагрузки на привод, при использовании дроссельного управления для стабильной работы привода необходимо поддерживать постоянный высокий уровень давления питания. Обычно этого добиваются, применяя насосы с регулятором давления и устанавливая с систему гидроаккумулятор. Превышение давления питания над величиной, необходимой для движения нагрузки, создает большой запас по усилию на выходном звене привода. На некоторых режимах этим «запасом» можно воспользоваться и, применив специальные алгоритмы управления, повысить энергоэффективность дроссельного привода.

Схема электрогидравлического привода с раздельным управлением группами поршней

Рассмотрим электрогидравлический привод с раздельным управлением группами поршней (рисунок 1). Одна группа представляет собой 2 цилиндра, расположенных радиально по отношению к оси вращения выходного звена. Для функционирования такой схемы необходимо как минимум 2 группы. Группы установлены с угловым сдвигом φ_0 . Величина сдвига зависит от типа кинематической связи между поршнями. В качестве кинематической связи может выступать кулачек (как показано на схеме на рисунке 1), либо может быть использован кривошипно-ползунный механизм.

Рисунок 1 Схема ЭГП с двумя группами поршней

Поршни, показанные пунктирной линией, не являются обязательными и могут быть использованы в конструкции для разгрузки вала от радиальных сил.

Каждая группа поршней управляется одним электрогидравлическим распределителем. В данном случае изображены электрогидравлические усилители. Угол сдвига φ_0 выбирается так, чтобы фазы положения поршней разных групп в каждый момент времени отличались на 90° .

Алгоритмы управления

Для вращения выходного звена такой схемы на управляющие устройства групп должны подаваться сигналы, связанные с текущим углом поворота. Кроме того, сигналы на первый и второй распределители имеют разность фаз в 90° . Другими словами, сигналы на первый и второй распределители должны быть пропорциональный синусу и косинусу текущего угла поворота вала привода. Так, для одного распределителя

$$X = A \cdot \sin(k \cdot (\varphi + \varphi_0)),$$

где φ – текущий угол поворота вала;

φ_0 – угол сдвига между группами поршней;

k – коэффициент, задаваемый типом кинематической связи и определяющий число ходов каждого поршня за один оборот вала;

A – амплитуда сигнала;

X – смещение золотника управляющего устройства.

Величина A может вычисляться различными способами в зависимости от режима работы привода [1]. В простейшем случае A – произвольно задаваемая величина. При этом отсутствует слежение по углу поворота и скорости вращения. Величина скорости определяется значением амплитуды A и внешней нагрузкой, приложенной к валу.

В случае слежения по углу поворота величину A следует вычислять следующим образом:

$$A = k_y \cdot (\varphi_z - \varphi),$$

где φ – текущий угол поворота вала;

φ_z – заданный угол поворота вала;

k_y – коэффициент передачи.

В режиме отработки заданной скорости выходного звена величину A следует вычислять следующим образом:

$$A = k_y \cdot (\int \omega_z \cdot dt - \varphi),$$

где ω_z – заданная угловая скорость.

При этом по сути сохраняется слежение по углу поворота, т.к. вычисляется ошибка между текущим и увеличивающимся заданным значениями положения вала.

Рассмотрим способ управления приводом, при котором можно повысить его энергоэффективность. В схеме на рисунке 1 в каждой из групп предусмотрены специальные клапаны. Два из них соединяют рабочую камеру с линией нагнетания при превышении давления в камере величины давления питания, два других соединяют поршневые полости с линией низкого давления при снижении давления в камере ниже величины давления в сливной магистрали. Таким образом, возможен возврат жидкости в линию высокого давления и зарядка гидроаккумулятора, а также заполнение рабочей камеры из сливной линии, минуя насос. Это в итоге приведет к

общему снижению расхода жидкости, потребляемого приводом от насосной станции.

Для реализации описанного выше режима необходимо изменить вид сигнала, подаваемого на распределяющие устройства. При этом одновременно со снижением расхода будет ухудшаться равномерность вращения выходного вала. Возникает задача получения максимальной энергетической выгоды при минимальной неравномерности скорости вращения.

Примем следующий вид управляющего:

$$X = \sum_{n=1}^m (a_{2(n-1)} \cdot \sin(n \cdot \varphi) + a_{2(n-1)+1} \cdot \cos(n \cdot \varphi)),$$

где $a = \{a_0, a_1, \dots, a_{2m}\}$ – вектор параметров.

В этом случае сигнал представляет собой сумму гармоник от 1 до m .

Для количественной оценки энергетической выгоды и равномерности скорости составим два критерия. Энергетический критерий выглядит следующим образом:

$$I_1 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \frac{Q}{Q_r} \cdot dt,$$

где Q – фактический расход привода,

Q_r – геометрический расход привода.

Критерий равномерности вращения представлен в форме:

$$I_2 = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \left(\frac{\omega - \omega_z}{\omega_z} \right)^2 \cdot dt,$$

где ω – текущая угловая скорость,

ω_z – заданная угловая скорость.

Для решения оптимизационной задачи из представленных критериев нужно составить целевую функцию $f(I_1, I_2)$ и найти ее минимум. Однако вид этой функции изначально неизвестен. Добиться равной степени влияния критериев на возрастание и убывание функции не представляется возможным. В таком случае целесообразно воспользоваться методом условной оптимизации. При этом проводится поиск минимума энергетического критерия I_1 при выполнении условия $I_2 < \varepsilon$, где ε – некоторая постоянная величина.

Математическая модель привода

Для решения задачи составлена математическая модель привода.

1. Уравнение движения нагрузки

$$\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{1}{J_{\text{пр}}} \cdot (M_{\text{дв}} - M_{\text{с}}),$$

где $J_{\text{пр}}$ – приведенный к валу момент инерции нагрузки;

$M_{\text{дв}} = \sum M_{\text{п}}$ – момент гидродвигателя, равный сумме моментов от каждого поршня;

$M_{\text{с}}$ – момент сопротивления.

2. Момент от действия одного поршня

$$M_{\text{п}} = (p_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} - k_{\text{в.тр.}} \cdot v_{\text{п}}) \cdot k \cdot h \cdot \sin(k \cdot (\varphi + \varphi_0)),$$

где $p_{\text{п}}$ – давление в поршневой полости;

$S_{\text{п}}$ – площадь поршня;

$k_{\text{в.тр.}}$ – коэффициент вязкого трения пары поршень-цилиндр;

$v_{\text{п}}$ – скорость поршня;

k – число ходов каждого поршня за один оборот вала;

h – максимальное смещение поршня.

3. Скорость нарастания давления в рабочей камере

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{(V_0 + x_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}})} \cdot (Q_{\text{н}} - Q_{\text{с}} - v_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} + Q_{\text{кл.с.}} - Q_{\text{кл.н.}}),$$

где E – модуль объемной упругости жидкости;

V_0 – мертвый объем в цилиндре;

$x_{\text{п}}$ – ход поршня;

$Q_{\text{н}}$ – расход через напорную щель золотникового распределителя;

$Q_{\text{с}}$ – расход через сливную щель золотникового распределителя;

$Q_{\text{кл.с.}}$ – расход из линии низкого давления в рабочую камеру через обратный клапан;

$Q_{\text{кл.н.}}$ – расход из рабочей камеры в линию высокого давления через обратный клапан.

4. Уравнения расходов жидкости через дросселирующие щели

$$Q_{\text{н}} = k_{\text{з}} \cdot x_{\text{щ1}} \cdot \sqrt{|p_{\text{н}} - p_{\text{п}}|} \cdot \text{sign}(p_{\text{н}} - p_{\text{п}})$$

$$Q_{\text{с}} = k_{\text{з}} \cdot x_{\text{щ2}} \cdot \sqrt{|p_{\text{п}} - p_{\text{с}}|} \cdot \text{sign}(p_{\text{п}} - p_{\text{с}}),$$

где $x_{\text{щ}}$ – величина открытия щели;

$p_{\text{н}}$ – давление питания гидросистемы;

$p_{\text{с}}$ – давление в сливе гидросистемы;

$k_{\text{з}}$ – коэффициент проводимости щели.

В модели заложена возможность изучения влияния микрогеометрии дросселирующих щелей на работу привода. Поэтому величина открытия каждой щели вычисляется с учетом перекрытий в паре золотник-гильза, радиального зазора в паре золотник гильза и технологического радиуса скругления кромок [3].

$$x_{\text{щ1}} = -2 \cdot R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (2 \cdot R - S + x_{\text{з}} + |2 \cdot R - S + x_{\text{з}}|)^2}$$

$$x_{\text{щ2}} = -2 \cdot R + \sqrt{(2 \cdot R + \delta)^2 + 0.25 \cdot (2 \cdot R - S - x_{\text{з}} + |2 \cdot R - S - x_{\text{з}}|)^2},$$

где R – радиус скругления кромок;

δ – радиальный зазор в паре золотник гильза;

S – перекрытия в паре золотник гильза;

$x_{\text{з}}$ – смещение золотника.

5. Закон смещения золотника.

$$x_{\text{з}} = \sum_{n=1}^m (a_{2(n-1)} \cdot \sin(n \cdot \varphi) + a_{2(n-1)+1} \cdot \cos(n \cdot \varphi)),$$

где $\{a_0, a_1, \dots, a_{2m}\}$ – вектор параметров.

В качестве примера проводилось моделирование гидродвигателя, предназначенного для использования в колесе транспортного средства. Исходные данные для моделирования приведены в таблице.

Название	Обозн.	Величина
Приведенный к валу двигателя момент инерции нагрузки	$I_{пр}$	4 кг · м ²
Эффективная площадь поршня	$S_{п}$	113.1 мм ²
Коэффициент вязкого трения	$k_{в.тр.}$	500 $\frac{Н}{м/с}$
Число ходов каждого поршня за один оборот вала	k	2
Максимальное смещение поршня	h	8мм
Модуль объемной упругости жидкости	E	1.2×10^9 Па
Мертвый объем в цилиндре	V_0	0.4 см ³
Давление питания гидросистемы	p_n	21 МПа
Давление в сливе гидросистемы	p_c	0.5 МПа
Коэффициент проводимости щели	$k_з$	$6.826 \times 10^{-4} \frac{м^3/с}{м \cdot Па^{0.5}}$
Радиальный зазор в паре золотник гильза	δ	1 мкм
Перекрытия в паре золотник гильза	S	5 мкм
Радиус скругления кромок	R	6 мкм

Для поиска условного минимума был использован метод модифицированной функции Лагранжа [2]. Непосредственно процедура минимизации проводилась методом деформируемого многогранника, известного также под названием метода Нелдера-Мида.

Алгоритм расчета параметров показан на рисунке 2.

Рисунок 2. Алгоритм расчета параметров

Модифицированная функция Лагранжа имеет следующий вид:

$$L(\vec{a}) = f(\vec{a}) + \sum_{i=1}^n \left(u_i \cdot g_i(\vec{a}) + \frac{t_i}{2} \cdot g_i^2(\vec{a}) \right),$$

где $f(\vec{a})$ - минимизируемая функция;

$g_i(\vec{a})$ - накладываемые условия типа $g_i(\vec{a}) = 0$.

В данном случае $f(\vec{a}) = I_1$, $g_i(\vec{a}) = I_2 - \varepsilon$, где ε – требуемая величина неравномерности скорости вращения.

Результаты моделирования

На рисунке 3 приведены графики зависимости угловой скорости от времени. Верхний график соответствует случаю с минимальной неравномерностью номинального значения скорости 10 рад/с, нижний график соответствует случаю с максимальной энергоэффективностью.

Рисунок 3 Угловая скорость

На рисунке 4 представлена взаимосвязь критериев при различных значениях требуемой частоты вращения.

Рисунок 4. Взаимосвязь критериев при различных скоростях вращения.

В формировании закона управления

$$x_3 = \sum_{n=1}^m (a_{2(n-1)} \cdot \sin(n \cdot \varphi) + a_{2(n-1)+1} \cdot \cos(n \cdot \varphi))$$

возможно варьирование числа гармоник m . Взаимосвязь критериев при различном числе гармоник приведена на рисунке 5.

Рисунок 5. Взаимосвязь критериев при различном числе гармоник

Заключение

Электрогидравлический привод, созданный по предлагаемой схеме, позволяет реализовать несколько режимов работы, используя разные способы управления:

- режим слежения по углу поворота вала;
- режим отработки заданной угловой скорости вращения вала;
- режим отработки заданной угловой скорости с повышенной энергоэффективностью.

Применение предложенного алгоритма позволяет в определенном диапазоне скоростей снизить потребляемый приводом от насосной станции расход на величину до 35 %. Таким образом, данный ЭГП возможно применять в различных областях техники, в которых нежелательно использование обычного дроссельного привода из-за малости его КПД.

Как видно из рисунка 5, существует некоторое число гармоник, выше которого увеличивать число составляющих управляющего сигнала нецелесообразно.

На основе приведенного графика можно обозначить требования к характеристикам управляющих устройств в зависимости от требуемой величины энергоэффективности и неравномерности скорости.

Список литературы

1. Гамынин Н.С., Лещенко В.А. Гидравлический следящий привод. – М.: Машиностроение, 1968. – 560 с.
2. Мину М. Математическое программирование. Теория и алгоритмы / пер. с фр. и предисл. А. И. Штерна. – М.: Наука, 1990. – 486 с.
3. Фомичев В.М. Проектирование цилиндрических золотниковых распределителей следящих электрогидравлических приводов : учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 19 с.

Hydroelectric drive with throttle control with enhanced energy efficiency

10, October 2012

DOI: 10.7463/1012.0465528

Scherbachev P.V., Semenov S.E.

Russia, Bauman Moscow State Technical University
scherbachev.p.v@gmail.com

The paper describes the construction diagram of a hydroelectric drive with throttle control. The authors consider an algorithm for controlling the drive, which increases its efficiency. They provide a mathematical model of the drive. The authors propose an algorithm for synthesis of the control signal; the algorithm is based on applying the method of modified Lagrange function for constrained minimization. As a criterion to be minimized the authors selected the flow rate of the pumping station subject to the minimum unevenness of rotational velocity of the output link of the drive. Calculation of points for optimization was performed by the numerical solution of equations for a mathematical model. The modeling resulted in control algorithm that significantly improved energy efficiency of the drive.

Publications with keywords: [throttle control](#), [electro-hydraulic drive](#), [constrained optimization](#)

Publications with words: [throttle control](#), [electro-hydraulic drive](#), [constrained optimization](#)

References

1. Gamynin N.S., Leshchenko V.A. *Gidravlicheskii slediashchii privod* [Hydraulic tracking drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1968. 560 p.
2. Minu M. *Matematicheskoe programmirovaniye. Teoriya i algoritmy* [Mathematical programming. Theory and algorithms]. Transl. from French. Moscow, Nauka, 1990. 486 p.
3. Fomichev V.M. *Proektirovaniye tsilindricheskikh zolotnikovyykh raspredeliteliy slediashchikh elektrogidravlicheskh privodov* [Design of cylindrical valve spreaders of tracking electrohydraulic drives]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2009. 19 p.