

НОВЫЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ РЕШЕНИЯ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОМ FLOW SHARING ГИДРОПРИВОДЕ

Проанализированы недостатки схемных решений компенсаторов давления в составе чувствительных к нагрузке систем и их электрогидравлических аналогов. Определена необходимость рассмотрения нового класса гидроаппаратов – беспружинных компенсаторов давления. Рассмотрен принцип работы беспружинного компенсатора давления. Синтезированы три новые схемы беспружинных компенсаторов давления. Установлена зависимость между перепадами давления на пропорциональном распределителе и беспружинном компенсаторе. Установлено значение теоретического КПД электрогидравлического *flow sharing* гидропривода с беспружинным компенсатором давления.

Ключевые слова: электрогидравлический *flow sharing* гидропривод, беспружинный компенсатор давления, насыщение насоса, осцилляция золотника, КПД.

Введение

Наиболее значимым достижением последних нескольких десятилетий в области энергосберегающего гидропривода является создание гидромеханических *load sensing* и *flow sharing* систем для мобильной гидрофицированной техники. Экономия энергии достигается за счет поставки одновременно нескольким потребителям только требуемого расхода рабочей жидкости. Кроме экономии энергии такие гидроприводы обеспечивают пропорциональное регулирование скорости с компенсацией нагрузки в совмещенных технологических операциях, что увеличивает производительность машины.

Особенностью чувствительных к нагрузке систем является наличие замкнутого гидравлического контура отрицательной обратной связи по давлению, сохраняющей постоянный перепад давления на рабочем окне пропорционального распределителя. Постоянный перепад давления поддерживаемый гидравлической обратной связью и склонность к осцилляции привели к появлению электрогидравлических аналогов *load sensing* и *flow sharing* систем без обратной связи. В электрогидравлических аналогах насос с регулятором постоянного перепада давления заменен на насос с электрогидравлическим регулятором производительности, что с одной стороны позволило исключить пружинный гидромеханический трехлинейный компенсатор давления насоса, а с другой стороны — устранить гидравлический контур обратной связи. Регулирование скорости осуществляется одновременной подачей электрического управляющего сигнала по двум типам независимых каналов: каналу регулирования производительности насоса и каналам регулирования расходов потребителей.

Таким образом, электрогидравлические системы с разомкнутым контуром регулирования обладают дополнительной степенью свободы, которая может быть использована для повышения энергоэффективности гидропривода. В результате, повышается КПД

гидропривода, увеличивается быстродействие, повышается устойчивость.

Однако КПД электрогидравлического *flow sharing* гидропривода ограничивается вредным влиянием пружины двухлинейного пост-компенсатора давления расположенного в напорной линии потребителя. Минимально возможное давление затяжки пружины составляет 0,6-0,7 МПа, при котором происходит мягкое [1] позиционирование золотника компенсатора давления.

Настоящая работа посвящена устранению отрицательного влияния пружины двухлинейного компенсатора давления в электрогидравлическом *flow sharing* гидроприводе на КПД. Новизна состоит в применении синтезированных схем беспружинных компенсаторов давления с осциллирующей гильзой золотника. Показано, что применение способа экстремального насыщения потока насоса снижает перепады давления одновременно на всех регулирующих гидроаппаратах — пропорциональном распределителе и двухлинейном компенсаторе давления. Положительный эффект состоит в том, что теоретический КПД электрогидравлического *flow sharing* гидропривода впервые достиг максимального значения, равного единице, как и при объемном регулировании скорости.

Цель и задачи

Целью работы является повышение КПД электрогидравлического *flow sharing* гидропривода.

Задачами работы являются: разработка методики проектирования схем беспружинных компенсаторов давления, синтез схем беспружинных компенсаторов давления, установление основных соотношений между гидравлическими параметрами беспружинного компенсатора давления и пропорционального распределителя в составе электрогидравлического *flow sharing* гидропривода, снижение порога нечувствительности золотника компенсатора, определение КПД гидропривода.

Анализ влияния компенсаторов давления на энергоэффективность гидропривода

Компенсаторы давления входят в состав всех типов чувствительных к нагрузке гидроприводов и их электрогидравлических аналогов. Они обеспечивают выполнение совмещенных операций с взаимно-независимым скоростным режимом. Являясь регуляторами давления, компенсаторы поддерживают постоянный или одинаковый перепад давления на расходных окнах пропорциональных распределителей, а также согласовывают рабочее давление насоса с разноуровневыми давлениями нагрузок. С позиции автоматического регулирования компенсатор давления представляет собой два звена — регулятор давления и элемент сравнения в замкнутой системе обратной связи.

Регулирование давления происходит с потерями энергии как на пропорциональном распределителе, так и на самом компенсаторе давления, что снижает КПД гидропривода. Рассмотрим влияние основных типов компенсаторов давления на энергоэффективность гидропривода.

1. Исторически первым является пружинный прекомпенсатор давления в традиционном гидромеханическом *load sensing* гидроприводе (рисунок 1).

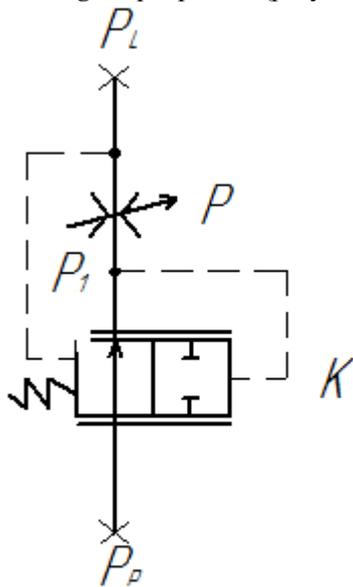


Рисунок 1 — Схема прекомпенсатора давления

Перепад давления на расходном окне пропорционального распределителя Р определяется из условия статического равновесия золотника компенсатора давления К

$$P_1 S = P_L S + F_0 + k_x,$$

где P_1 — давление на входе пропорционального распределителя, P_L — давление нагрузки, F_0 — усилие натяга пружины компенсатора К, k — жесткость пружины,

x — смещение золотника, S — площадь управляющих торцов золотника. Ввиду малого значения x , реальное значение усилия пружины заменяют приближенным значением-усилием предварительного натяга пружины F_0 . На этом допущении основан принцип работы всех современных пружинных компенсаторов давления, а также регуляторов расхода с интегрированным компенсатором давления. С учетом допущения перепад давления ΔP на пропорциональном распределителе Р имеет следующий вид

$$\Delta P = P_1 - P_L = F_0/S = const.$$

Постоянство перепада давления обеспечивает и постоянный расход Q рабочей жидкости через рабочее окно пропорционального распределителя

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P},$$

где μ — коэффициент расхода, f — площадь открытия рабочего окна, ρ — плотность жидкости. Таким образом, компенсированный по давлению расход рабочей жидкости зависит только от абсолютного значения площади f рабочей щели пропорционального распределителя.

В гидроприводе современных машин при выполнении совмещенных операций часто возникает ситуация, когда суммарный расход рабочей жидкости, запрошенный несколькими потребителями, превышает располагаемый максимальный расход насоса Q_{max} . В таком случае происходит насыщение потока насоса по расходу, то есть $Q_{max} < \mu f$. Из вышеприведенного неравенства легко получить оценку допустимой средней скорости жидкости в рабочем окне пропорционального распределителя, ниже которой происходит насыщение потока насоса,

$$u = \frac{Q_{max}}{f} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta P}.$$

При значениях давления затяжки пружины компенсатора давления $\Delta P = 0,6—0,7$ МПа получим $u = 0,09—0,1$ м/с. Следовательно, при снижении скорости потока жидкости в рабочих окнах пропорциональных распределителей до $0,09—0,1$ м/с регулирующий элемент компенсатора давления становится нечувствительным к управляющему перепаду давления. В таком режиме *load sensing* гидропривод эквивалентен обычному дроссельному гидроприводе. Из-за сильного шунтирующего влияния наименее нагруженного потребителя более высоконагруженные потребители теряют скорость и перемещаются неравномерно. Переход от *load sensing* режима к дроссельному режиму также возможен при параллельной работе регулятора мощности насоса. При повышении рабочего давления регулятор мощности уменьшает производительность насоса, что приводит к снижению средней скорости жидкости в расходных окнах пропорциональных распределителей и переводу гидропривода в дроссельный режим.

Теоретический КПД *load sensing* гидропривода равен:

$$- \eta \frac{1}{1 + \Delta P_0 / P_L} = \dots, \text{ для систем с закрытым центром;}$$

$$- \eta = \frac{1}{1 + \Delta P_0 / P_L} \frac{\sum Q_i}{Q}, \text{ для систем с открытым центром,}$$

здесь ΔP_0 – давление затяжки пружины трехлинейного компенсатора давления для систем с закрытым центром или давление затяжки пружины переливного золотника в системах с открытым центром, P_L – давление нагрузки, Q_i – расходы потребителей, Q – производительность нерегулируемого насоса, поэтому давление ΔP_0 затяжки пружины трехлинейного компенсатора давления снижает полный КПД гидропривода. Поэтому очевидными недостатками пружинных прекомпенсаторов давления в традиционном гидромеханическом *load sensing* гидроприводе являются:

- снижение КПД гидропривода, обусловленное вредным влиянием пружины прекомпенсатора давления (влияние осуществляется за счет повышения ΔP_0);
- снижение точности регулирования потока за счет деформации пружины;
- невозможность работы гидропривода в режиме насыщения потока насоса с независимым от нагрузки регулированием скорости.

Аналогичными недостатками обладают и посткомпенсаторы давления, которые могут быть использованы в *load sensing* гидроприводе, рисунок 2.

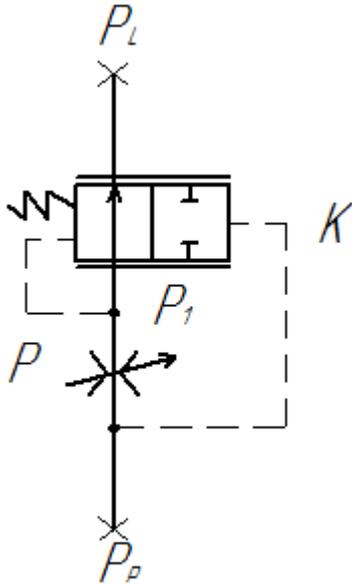


Рисунок 2 — Схема посткомпенсатора давления

2. В связи с расширением области применения чувствительных к нагрузке гидроприводов на режим работы обусловленный насыщением потока насоса, распространение получили гидромеханические *flow*

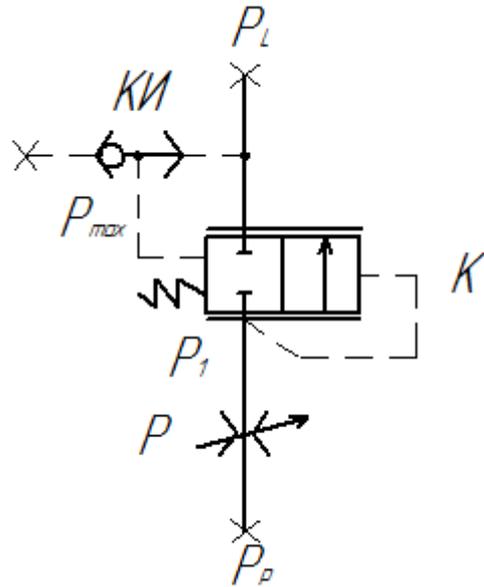


Рисунок 3 — Схема нормально закрытого посткомпенсатора давления

sharing (flow matching, LUDV) гидроприводы с нормально закрытым посткомпенсатором давления (рисунок 3).

Уравнение статического равновесия золотника посткомпенсатора давления имеет вид

$$P_1 = P_{max} + P_{k02},$$

где P_{max} — максимальное давление нагрузки, P_{k02} — давление затяжки пружины компенсатора. С учетом этого уравнения перепад давления на рабочем окне пропорционального распределителя равен

$$\Delta P = P_p - P_1 = P_{max} - P_{k02},$$

где P_p — давление насоса.

Такой перепад давления устанавливается на каждом пропорциональном распределителе. Иными словами, перепады давления на всех пропорциональных распределителях зависят от общесистемных параметров P_{k02} , P_{max} , P_{k02} и не зависят от индивидуальных давлений нагрузок. Работоспособность посткомпенсатора давления при малых скоростях рабочей жидкости (режим насыщения потока насоса) достигается тем, что компенсатор не является элементом сравнения перепада давления на пропорциональном распределителе с давлением затяжки своей пружины. Кроме того, нормально закрытый клапан гарантировано открывается входным давлением при любом снижении расхода насоса. Расходы рабочей жидкости в гидросистеме с посткомпенсаторами в режиме насыщения потока насоса определяются уравнениями [2]

$$Q_1 = \frac{S_1}{S_1 + S_2} Q_p = \frac{1}{1 + S_2/S_1} Q_p,$$

$$Q_2 = \frac{S_2}{S_1 + S_2} Q_p = \frac{1}{1 + S_1/S_2} Q_p.$$

Из уравнений видно, что при $Q_p = const$ потоки потребителей Q_1 и Q_2 также постоянны и независимы от нагрузок и абсолютных значений площадей открытия распределителей S_1 и S_2 , а определяются только относительной величиной — соотношением между S_1 и S_2 . Таким образом, *flow sharing* гидропривод в режиме насыщения можно рассматривать как многопоточный делитель расхода насоса. КПД гидропривода с посткомпенсатором давления в режиме насыщения равен

$$\eta = \frac{1}{1 + \Delta P_{к02} / P_L}$$

Из выражения видно, что давление затяжки пружины снижает КПД гидропривода, увеличивает давление насоса. Аналогично прекомпенсатору давления в составе *load sensing* гидропривода пружина не обеспечивает строго постоянное давление $\Delta P_{к02}$, что приводит к неодинаковым перепадам давления на пропорциональных распределителях и к ухудшению точности регулирования расхода.

3. С целью устранения указанных недостатков, повышения энергоэффективности и точности регулирования потоков в [3] предложена схема беспружинного прекомпенсатора давления на базе нормально открытого клапана (рисунок 4).

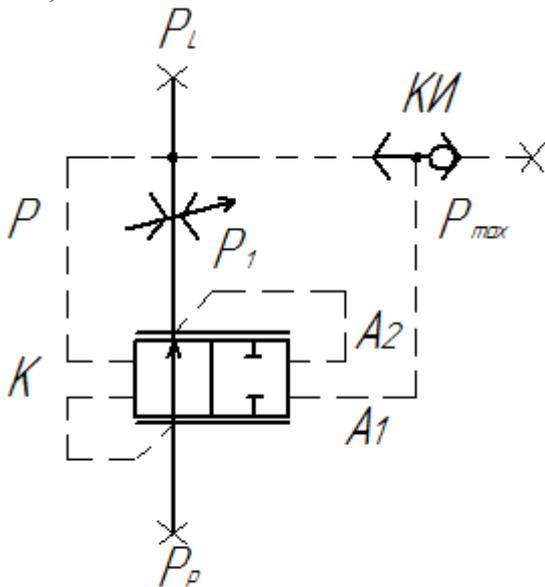


Рисунок 4 — Беспружинный нормально открытый прекомпенсатор давления

Показано, что перепад давления на расходном окне пропорционального распределителя определяется выражением

$$\Delta P = P_1 - P_L = A_1 / A_2 (P_p - P_{max}),$$

где A_1, A_2 — торцевые площади камер управления компенсатора давления в соответствии с рисунком 4. Принцип работы беспружинного компенсатора давления

согласно [3] состоит в замене пружины двумя сигналами P_p и P_{max} , поэтому точность регулирования потока выше чем в гидроприводе с пружинным компенсатором давления, а перепад давления на самом компенсаторе меньше по сравнению с пружинным аналогом. Однако вышеприведенное объяснение не отвечает на вопрос, существуют ли другие схемы беспружинных компенсаторов давления, например, посткомпенсаторы давления или беспружинные нормально закрытые прекомпенсаторы давления. То есть существует проблема полноты множества возможных схемных решений беспружинных компенсаторов давления. Кроме того, вызывает сомнение возможность снижения перепада давления на беспружинном компенсаторе давления без ухудшения его динамических характеристик. Как будет установлено ниже, между перепадами давлений на рабочем окне пропорционального распределителя и на беспружинном компенсаторе давления существует прямопропорциональная зависимость. Следовательно, для снижения перепада давления на компенсаторе давления необходимо снижение перепада давления и на пропорциональном распределителе.

Поскольку перепад давления на пропорциональном распределителе является управляющим перепадом давления действующим на торцевые площади компенсатора давления, то снизить его невозможно по причинам аналогичным в пружинном компенсаторе давления: существующим уровнем нечувствительности золотника, обусловленным силами статического трения и осевой составляющей гидродинамической силы. Поэтому простая замена физической природы уравновешивающих сил золотника компенсатора давления (силы упругости пружины на силу гидравлического давления) не решает существующей проблемы снижения перепада давления на беспружинном компенсаторе давления при неизменных динамических характеристиках.

Исследование беспружинного компенсатора давления

Беспружинный компенсатор давления можно рассматривать как систему автоматического регулирования с двумя контурами отрицательной обратной связи по давлению: главной и местной. Главная отрицательная обратная связь охватывает два элемента: пропорциональный распределитель и компенсатор давления. Местная обратная связь действует только на пропорциональном распределителе. Перепады давления, сформированные обратными связями, приложены к одному и тому же элементу сравнения — золотнику компенсатора давления таким образом, что усилия обусловленные этими перепадами давления направлены встречно. Так как перепад давления, вызванный действием главной отрицательной обратной связи, всегда больше перепада давления, вызванного действием местной обратной связи, то рабочие площади управляющих камер главной

обратной связи всегда меньше соответствующих площадей местной обратной связи. В связи с тем, что золотник компенсатора давления в исходном состоянии может занимать произвольное положение (включая закрытое), то для правильной работы компенсатора, усилие вызванное перепадом давления главной обратной связи всегда направлено в сторону открытия золотника.

Из уравнения равновесия золотника беспружинного компенсатора давления (рисунок 4) легко получить соотношение

$$A_1 (P_p - P_{max}) = A_2 (P_1 - P_L).$$

Здесь разность $P_p - P_{max}$ — суммарный перепад давления на пропорциональном распределителе и компенсаторе давления (обусловлен действием главной отрицательной обратной связи), а $P_1 - P_L$ — перепад давления на пропорциональном распределителе (обусловлен действием местной отрицательной обратной связи). Поскольку $P_p - P_{max} > P_1 - P_L$, то $A_2 > A_1$.

Следовательно, принцип работы беспружинного компенсатора давления заключается в уравнивании на его золотнике силы вызванной перепадом давления на рабочем окне пропорционального распределителя и силы обусловленной суммарным перепадом давления на цепочке: пропорциональный распределитель — компенсатор давления. На основании вышеизложенного, можно предложить следующий алгоритм синтеза полного множества возможных схемных решений беспружинных компенсаторов давления:

- выбирается требуемый тип компенсатора давления (нормально открытый или нормально закрытый, с пре — компенсацией или пост — компенсацией), изображается его графическое обозначение с указанием рабочих площадей камер управления;

- перепад давления $P_p - P_{max}$ прилагается к противоположным камерам золотника с меньшей площадью. Усилие, вызванное этим перепадом давления, направляется в сторону открытия рабочей щели золотника;

- перепад давления на пропорциональном распределителе прилагается к противоположным камерам золотника с большей рабочей площадью. Усилие, вызванное этим перепадом давления, направляется в сторону закрытия рабочей щели золотника.

Ниже приведены примеры синтезированных схем беспружинных компенсаторов давления реализованные на основе предложенного алгоритма.

На рисунке 5 показана схема нормально закрытого прекомпенсатора давления.

На рисунках 6 и 7 представлены схемы беспружинных посткомпенсаторов давления.

Перепады давления на пропорциональных распределителях в предложенных схемах по рисункам 6 и 7 определяются по формуле

$$\Delta P = P_p - P_1 = A_1 / A_2 (P_p - P_{max}), \quad (1)$$

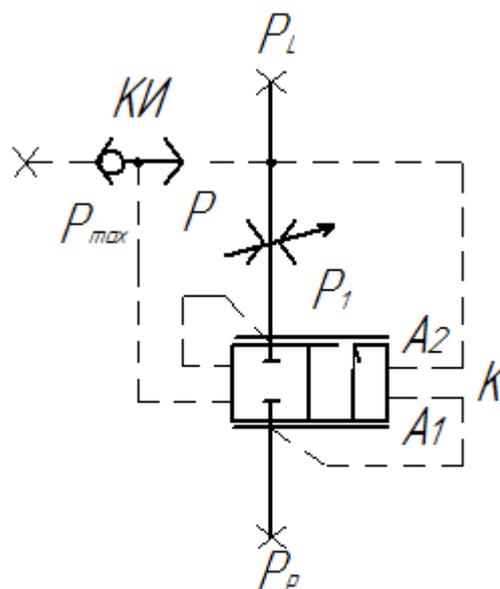


Рисунок 5 — Беспружинный нормально закрытый прекомпенсатор давления

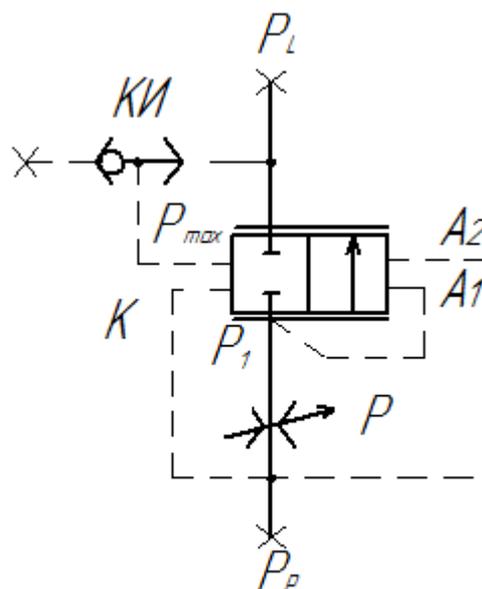


Рисунок 6 — Беспружинный нормально закрытый посткомпенсатор давления

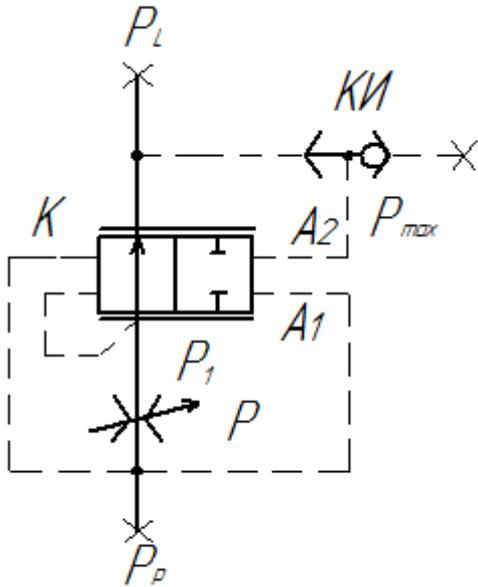


Рисунок 7 — Беспружинный нормально открытый посткомпенсатор давления

где $A_1 > A_2$. Согласно рисункам 6 и 7, давление насоса представляет собой сумму максимального давления нагрузки и потерь давления на рабочем окне пропорционального распределителя и компенсаторе давления

$$P_p = P_{\text{MAX}} + \Delta P + \Delta P_c,$$

где ΔP_c — перепад давления на компенсаторе давления. Подставляя выражение для P_p в (1), имеем

$$\Delta P_c = (A_1/A_2 - 1)\Delta P. \quad (2)$$

Уравнение (2) можно представить в виде

$$\Delta P_c / \Delta P = A_1/A_2 - 1 = \text{const}. \quad (3)$$

Из (3) следует, что беспружинный компенсатор давления обладает специфическим свойством — постоянством отношения перепадов давления на компенсаторе давления и на пропорциональном распределителе, а поэтому является клапаном постоянного отношения перепадов давления. Традиционные пружинные компенсаторы давления представляют собой дифференциальные клапаны постоянного перепада давления.

Важность полученных соотношений (2) и (3) состоит в том, что разработанный ранее [2] способ снижения перепада давления на пропорциональном распределителе (за счет экстремального насыщения потока насоса) удачно распространяется и на беспружинный компенсатор давления.

Действительно, при снижении перепада давления на пропорциональном распределителе (согласно указанному способу) в k^2 раз до величины $\Delta P/k^2$, перепад давления на компенсаторе давления также снижается в k^2 раз, то есть $\Delta P_c = (A_1/A_2 - 1)\Delta P/k^2$. Здесь k — глубина экстремального насыщения потока насоса. Следовательно,

в электрогидравлическом *flow sharing* гидроприводе с беспружинным компенсатором давления, способ экстремального насыщения потока насоса комплексно воздействует на все регулирующие гидроаппараты (пропорциональный распределитель и компенсатор давления) входящие в состав гидропривода, что повышает КПД.

Перепады давления на пропорциональном распределителе и компенсаторе давления можно выразить через расход Q , протекающий через их рабочие окна

$$\Delta P = \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 S_v^2}; \Delta P_c = \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 S_c^2}, \quad (4)$$

где S_v и S_c — площади рабочих окон пропорционального распределителя и компенсатора давления соответственно, μ — коэффициент расхода жидкости.

Подставляя эти значения ΔP и ΔP_c в (3), получим

$$S_c = S_v \sqrt{\frac{A_1}{A_1 - A_2}}. \quad (5)$$

Максимальную площадь рабочего окна распределителя легко найти по максимальному потоку распределителя и паспортным данным, следовательно, может быть определена и конструктивная величина компенсатора давления — максимальная площадь его открытия, то есть

$$S_{c,\text{max}} = S_{v,\text{max}} \sqrt{\frac{A_1}{A_1 - A_2}}.$$

На величины площадей камер управления золотником компенсатора давления может быть наложено естественное ограничение

$$A_1 + A_2 = \pi D^2/4$$

где D — диаметр золотника компенсатора давления. При кольцевой рабочей щели

$$S_{c,\text{max}} = \pi D x_{\text{max}},$$

где x_{max} — максимальный ход золотника.

Уравнение статического равновесия золотника компенсатора давления можно получить из (2) в виде

$$A_2 \Delta P_c = (A_1 - A_2) \Delta P.$$

Тогда сила гидравлического давления, действующего на золотник в сторону открытия компенсатора, равна

$$N = A_2 \Delta P_c - (A_1 - A_2) \Delta P.$$

Подставляя в это уравнение значения перепадов давления из (4), получаем

$$N = A_2 \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 S_c^2} - (A_1 - A_2) \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 S_v^2}.$$

Согласно полученному выражению (5) изменение площади открытия рабочего окна S_c компенсатора давления зависит только от площади S_v открытия рабочего окна пропорционального распределителя, то есть от внешнего управляющего сигнала S_{cont} подаваемого на

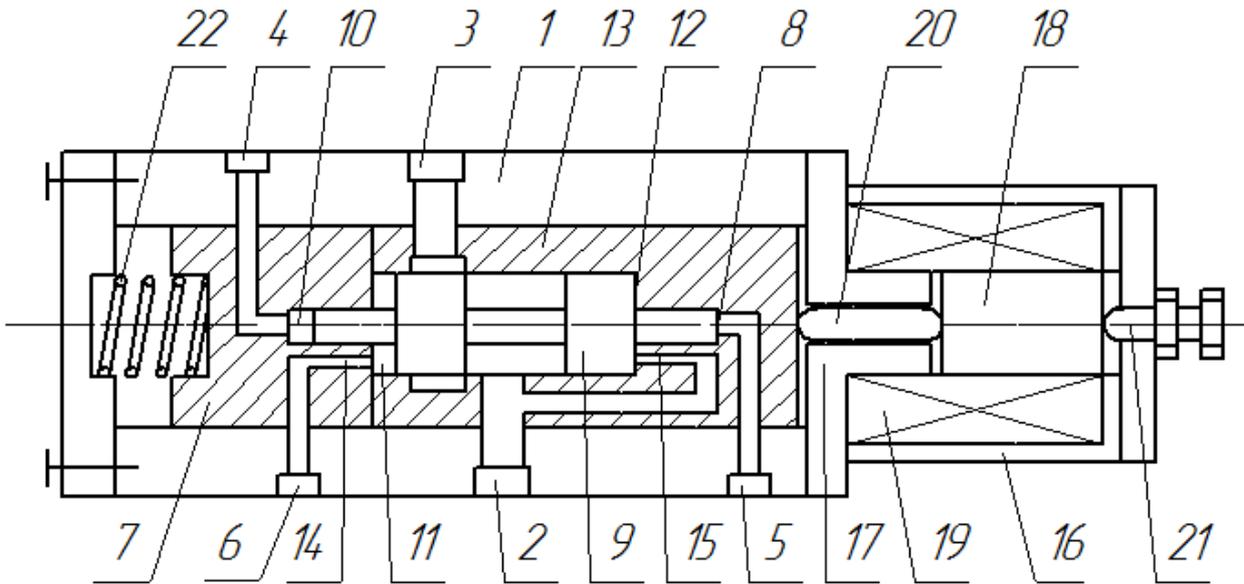


Рисунок 8 — Конструктивная схема компенсатора давления с осциллирующей гильзы золотника

пропорциональный распределитель. Если $S_{cont} > S_v$, то клапан открывается, а если $S_{cont} < S_v$, то клапан закрывается. Поэтому сила, действующая на золотник в произвольном направлении запишется следующим образом

$$N = \text{Sign} (S_{cont} - S_v) \left[A_2 \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 \pi^2 D^2 x^2} - (A_1 - A_2) \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 S_v^2} \right]. \quad (6)$$

Нарушение равновесия золотника компенсатора давления возникает при подаче одновременно двух внешних управляющих сигналов (рисунок 9): сигнала открытия пропорционального распределителя S_{cont} и сигнала управления насосом S_{cont} . Если, например, $S_{cont} > S_v$, то первый член выражения в квадратных скобках увеличивается (так как S_{cont} больше установившегося значения расхода Q), а второй член, расположенный в квадратных скобках, не изменяет своего значения, поскольку имеет место (согласно принципа управления электрогидравлическим *flow sharing* гидроприводом) равенство отношений $Q/S_v = Q_{cont}/S_{cont}$. Возникающая при этом неуравновешенная сила смещает золотник в сторону увеличения координаты перемещения x , что снижает по обратно квадратичной зависимости первый член в квадратных скобках до установления нового равновесного положения золотника.

Снижение перепада давления на пропорциональном распределителе понижает управляющий перепад давления на площадях A_1 и A_2 золотника беспружинного компенсатора давления и ухудшает его динамические характеристики. Поэтому потенциальные возможности снижения перепадов давления на регулирующих гидроаппаратах не могут быть в полной мере реализованы без применения специальных способов повышения чувствительности золотника компенсатора давления.

Наиболее известными способами [4] снижения сил статического трения в паре золотник — гильза, являются придание золотнику осциллирующих осевых колебаний или вращательного движения. На рисунке 8 показан беспружинный компенсатор давления с осциллирующей гильзы золотника.

Компенсатор давления включает корпус 1, в котором выполнены входное 2 и выходное 3 отверстия, а также отверстия 4, 5, 6 линий управления. Аксиально подвижная гильза 7 и 8 является составной (из условия сборки). Обе части гильзы уплотнены и жестко соединены между собой (на рисунке не показано). В осевых расточках составных частей гильзы расположен золотник 9 с камерами управления 10, 11, 12, 13. На рисунке золотник показан в крайнем правом положении, при котором компенсатор давления закрыт. Для формирования оптимального динамического процесса в составных частях гильзы выполнены демпферные каналы 14, 15. Электромагнит 16 закреплен соосно золотнику 9 на одном из торцов корпуса 1. Электромагнит состоит из неподвижного полюса 17, якоря 18, обмотки 19, толкателя 20, регулируемого упора 21. Пружина 22 осуществляет силовое замыкание кинематической цепи: гильза 7, 8 — толкатель 20 — якорь 18 — упор 21. Рабочий ход якоря 18 отрегулирован упором 21 на величину 0,05 мм. В обмотку 19 электромагнита подается импульсный электросигнал частотой около 150–200 Гц.

Конструктивные параметры A_1, A_2, D, x_{max} , параметры вязких демпферов лучше всего находить (с учетом вышеприведенных уравнений и неравенства $A_1 > A_2$), используя математическую модель движения золотника компенсатора давления, при достижении оптимальных динамических характеристик.

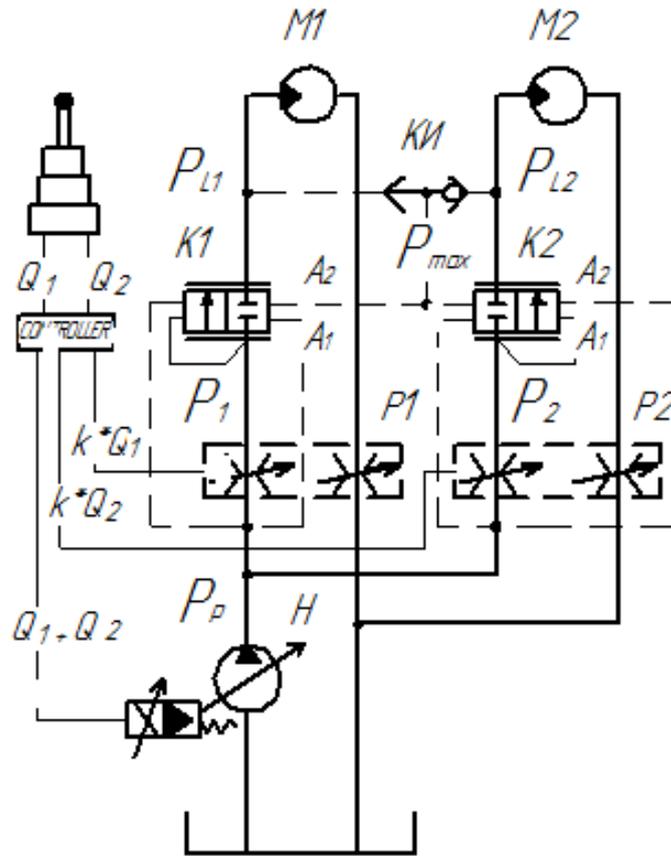


Рисунок 9 — Схема електрогидравлического flow sharing гидропривода с беспружинным компенсатором давления

Енергоефективність електрогидравлического flow sharing гидропривода с беспружинным компенсатором давления

На рисунке 9 показан электрогидравлический flow sharing гидропривод с беспружинным компенсатором давления.

Найдем КПД предложенного гидропривода. Давление насоса находится по формуле

$$P_p = P_{max} + \Delta P + \Delta P_c.$$

При насыщении потока насоса ΔP и ΔP_c снижаются в k^2 раз. Подставляя вместо ΔP_c его значение из (2) получим

$$P_p = P_{max} + \frac{\Delta P}{k^2} + \left(\frac{A_1}{A_2} - 1\right) \frac{\Delta P}{k^2} = P_{max} + \frac{A_1}{A_2} \frac{\Delta P}{k^2}.$$

Тогда приводная мощность насоса равна

$$N = \frac{Q_p P_p}{\eta_p} = \frac{Q_p (P_{max} + \frac{A_1 \Delta P}{A_2 k^2})}{\eta_p},$$

где η_p — полный КПД насоса, Q_p — производительность насоса.

Перепад давления на гидромоторе равен

$$\Delta P_{L1} = P_{L1} - \Delta P_{line} - \Delta P/k^2$$

где P_{L1} — давление нагрузки первого потребителя, ΔP_{line} — потери давления в линиях напора и слива. Полезная мощность первого потребителя равна

$$N_1 = \Delta P_{L1} Q_1 \eta_{M1} = (P_{L1} - \Delta P_{line} - \Delta P/k^2) Q_1 \eta_{M1},$$

где Q_1 — расход первого потребителя, η_{M1} — полный КПД гидромотора M_1 . Аналогично находится полезная мощность второго потребителя

$$N_2 = \Delta P_{L2} Q_2 \eta_{M2} = (P_{L2} - \Delta P_{line} - \Delta P/k^2) Q_2 \eta_{M2},$$

где ΔP_{L2} — перепад давления на гидромоторе M_2 , Q_2 — расход второго потребителя, η_{M2} — полный КПД гидромотора M_2 .

Полный КПД гидропривода находится по формуле

$$\eta = \frac{N_1 + N_2}{N} = \frac{[(P_{L1} - \Delta P_{line} - \frac{\Delta P}{k^2}) Q_1 \eta_{M1} + (P_{L2} - \Delta P_{line} - \frac{\Delta P}{k^2}) Q_2 \eta_{M2}]}{(P_{max} + \frac{A_1 \Delta P}{A_2 k^2}) Q_p} \eta_p.$$

Наибольшее значение КПД достигается при равенстве нагрузок на потребителях: $P_{L1} = P_{L2} = P_{max} = P_L$, тогда

$$\eta = \frac{(P_L - \Delta P_{line} - \frac{\Delta P}{k^2})(Q_1 \eta_{M1} + Q_2 \eta_{M2})}{(P_L + \frac{A_1 \Delta P}{A_2 k^2}) Q_p} \eta_p.$$

Сомножитель $\frac{Q1 \eta_{M1} + Q2 \eta_{M2}}{Qp} = \eta_M$, входящий в выражение для полного КПД гидропривода можно рассматривать как средневзвешенное по расходу значение КПД гидродвигателей. Исходя из этого, выражение для η принимает стандартный вид

$$\eta = \frac{P_L - \Delta P_{line} - \frac{\Delta P}{k^2}}{P_L + \frac{A_1 \Delta P}{A_2 k^2}} \eta_M \eta_P.$$

Дробный сомножитель в правой части уравнения представляет собой полный КПД системы регулирования *flow sharing* гидропривода с беспружинным компенсатором давления

$$\eta_{per} = \frac{P_L - \Delta P_{line} - \frac{\Delta P}{k^2}}{P_L + \frac{A_1 \Delta P}{A_2 k^2}}.$$

Теоретический КПД гидропривода находится при $\Delta P/k^2 = \Delta P_{line} = 0$ и $\eta_M = \eta_P = 1$. Тогда $\eta = P_L / P_L = 1$.

Из полученного значения КПД видно, что рассматриваемый гидропривод превосходит по энергоэффективности все существующие гидроприводы с машинно-дрессельным регулированием и сравним с машинным способом регулирования скорости.

Выводы

1. В электрогидравлическом *flow sharing* гидроприводе с беспружинным компенсатором давления установлено существование прямо пропорциональной зависимости между перепадами давлений на компенсаторе давления и на рабочем окне пропорционального распределителя.

2. Для повышения КПД гидропривода с беспружинным компенсатором давления предложено применение способа экстремального насыщения потока насоса, при котором происходит снижение перепадов давлений на пропорциональном распределителе и на компенсаторе давления. Дополнительный эффект состоит в снижении перепада давления на компенсаторе давления.

3. На основании предложенного алгоритма синтезировано полное множество схемных решений беспружинных компенсаторов давления, которые могут быть использованы в составе электрогидравлического *flow sharing* гидропривода.

4. Показано, что теоретический КПД электрогидравлического *flow sharing* гидропривода с беспружинным компенсатором давления может приближаться к единице и превышает соответствующие КПД всех типов машинно-дрессельных гидроприводов.

Литература

1. Scherer, M. Contribution on control strategies of flow-on-demand hydraulic circuits/ M. Scherer, M. Geimer, B. Weiss// The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013. — June 3-5. — 2013. — Link ping. — Sweden. — pp. 531—540. — Available at: http://www.ep.liu.se/ecp_home/index.en.aspx?issue=92

2. Галухин, Н.А. Исследование влияния насыщения потока насоса на КПД *flow sharing* гидропривода / Н.А. Галухин// Промислова гідравліка і пневматика. -2014. -№1(43). — С. 55—63.

3. Axin, M. Energy efficient load adapting system without load sensing-design and evaluation. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP 09. — June 2—4. —2009. — Linkoping. — Sweden. — Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/full-text01.pdf>

4. Крассов, И.М. Гидравлические элементы систем автоматического регулирования / И.М. Крассов. — М.: Машгиз, 1963. — 163 с.

References

1. Scherer, M. Contribution on control strategies of flow-on-demand hydraulic circuits/ M. Scherer, M. Geimer, B. Weiss// The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013. — June 3-5. — 2013. — Link ping. — Sweden. — pp. 531—540. — Available at: http://www.ep.liu.se/ecp_home/index.en.aspx?issue=92

2. Galukhin, N.A. Issledovanie vliyania nasyshchenia potoka nasosa na KPD *flow sharing* hydroprivoda / N.A. Galukhin // Promyslova gidravlika i pnevmatyka. — 2014. — №1(43). — S. 55—63.

3. Axin, M. Energy efficient load adapting system without load sensing-design and evaluation. The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP 09. — June 2—4. —2009. — Linkoping. — Sweden. — Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/full-text01.pdf>

4. Krassov, I.M. Hydravlicheskie elementy sistem avtomaticheskogo regulirovania / I.M. Krassov. — M.: Mashgiz, 1963. — 163 с.

Надійшла 2.04.2015 року

Нові енергосберігаючі рішення у електрогідравлічному *flow sharing* гідроприводі

Н.А. Галухін

Проаналізовано недоліки схемних рішень компенсаторів тиску в складі чутливих до навантаження систем та їх електрогідравлічних аналогів. Визначено необхідність розглядання нового класу гідроапаратів — безпружинних компенсаторів тиску. Розглянуто принцип роботи безпружинного компенсатора тиску. Синтезовано три нових схеми безпружинних компенсаторів тиску. Встановлено залежність між перепадами тиску на пропорційному розподільнику і безпружинному компенсаторі. Визначено теоретичний КПД електрогідравлічного *flow sharing* гідропривода з безпружинним компенсатором тиску.

Ключові слова: електрогідравлічний *flow sharing* гідропривод, безпружинний компенсатор тиску, насичення насосу, осциляція золотника, ККД.

The new energy solutions for electro-hydraulic *flow sharing* hydraulic drive

N.A. Galukhin

The disadvantages of the circuit decisions of the pressure compensators as part of the load-sensing systems and the electro-hydraulic substitutes of such systems are analyzed. The necessity of considering of a new class of hydraulic valves springless pressure compensators is determined. The operational principle of the springless pressure compensator is reviewed. Three new schemes of springless pressure compensators are synthesized. The dependence between the pressure drop on the proportional valve and the springless compensator is revealed. The theoretical efficiency of the electro-hydraulic *flow sharing* hydraulic drive with the springless pressure compensator is revealed.

Keywords: efficiency, electro-hydraulic *flow sharing* hydraulic drive, springless pressure compensator, the saturation of the pump, the oscillation of the spool.