

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ОБЪЕМНОЙ И КЛАПАННОЙ АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ ПО УРОВНЮ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ

А. А. Гинзбург

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Беларусь

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

Гидравлические системы с адаптацией к нагрузке (в литературе часто именуется LS-системами, от словосочетания *load sensing*) решают основную проблему одновременного дроссельного регулирования скоростей нескольких рабочих органов гидропривода – проблему чрезмерного уровня потерь мощности в гидросистеме.

При традиционном дроссельном регулировании скоростей нескольких одновременно работающих исполнительных органов гидропривода регулирование их скоростей может происходить только при максимальном давлении на входе гидросистемы, не зависящем от уровня давления на исполнительных органах [1]. В результате потери мощности в гидроприводе оказываются недопустимо высокими. Решение этой проблемы заключается в использовании принципа адаптации к нагрузке, при котором давление на наиболее нагруженном исполнительном органе используется для управления входным давлением гидросистемы. В гидросистемах с адаптацией к нагрузке входное давление изменяется в соответствии с изменением давления на наиболее нагруженном исполнительным органе, превышая его на небольшую постоянную величину [1], [2].

Для реализации принципа адаптации к нагрузке гидросистема дополнительно оснащается системой выбора наибольшего из давлений на исполнительных органах и устройством, поддерживающим постоянную разность давлений между этим давлением и входным давлением гидросистемы. В качестве этого устройства может использоваться либо насос с регулятором разности давлений (гидропривод с объемной адаптацией к нагрузке) либо гидроклапан разности давлений (гидропривод с клапанной адаптацией к нагрузке). Принципиальные гидравлические схемы таких систем приведены на рис. 1.

Целью настоящей работы является сравнение эффективности гидравлических систем с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке по уровню потерь мощности.

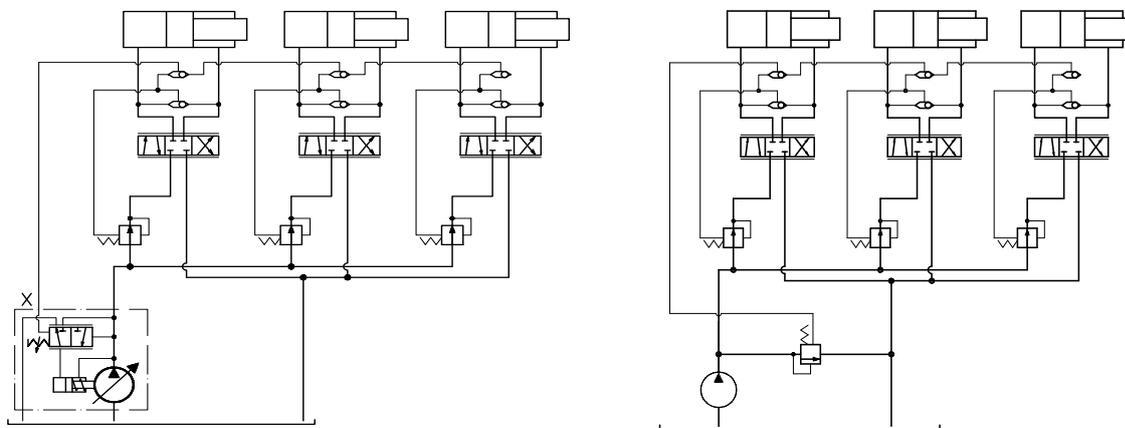


Рис. 1. Принципиальные гидравлические схемы гидросистем с объемной и клапанной адаптацией к нагрузке

Потери мощности гидросистем с адаптацией к нагрузке согласно [3] равняются:
– для гидросистем с объемной адаптацией:

$$\Delta N = \Delta p_{LS} Q_0 + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i; \quad (1)$$

– для гидросистем с клапанной адаптацией:

$$\Delta N = \Delta p_{LS} Q_0 + \sum_{i=1}^n (\max(p_i) - p_i) Q_i + \max(p_i) (Q_0 - \sum_{i=1}^n Q_i), \quad (2)$$

где Δp_{LS} – постоянная разность между входным давлением гидросистемы и давлением на наиболее нагруженном рабочем органе; p_i – давления в рабочих полостях исполнительных органов гидропривода; Q_i – величины расходов на исполнительных органах гидропривода; Q_0 – входной расход гидропривода (подача насоса).

В гидроприводе с объемной адаптацией к нагрузке подача насоса в любой момент времени равняется сумме расходов, настроенных на всех исполнительных органах.

Сравнивая выражения (1) и (2), можно видеть, что:

– в равных условиях потери мощности в гидроприводе с объемной адаптацией к нагрузке являются меньшими, чем потери мощности в гидроприводе с клапанной адаптацией на величину второго слагаемого правой части выражения (2);

– потери мощности в гидроприводах с адаптацией к нагрузке существенным образом зависят от величины разности между входным давлением гидросистемы и давлением на наиболее нагруженном рабочем органе Δp_{LS} .

Таким образом, по уровню потерь мощности гидропривод с объемной адаптацией к нагрузке представляется более выгодным, нежели гидропривод с клапанной адаптацией.

Однако при использовании в гидроприводе нескольких нерегулируемых насосов ситуация может оказаться не столь однозначной. Экспериментальные исследования потребления мощности в гидросистемах [4], [5] показали, что потери мощности в многопоточных гидросистемах с клапанной адаптацией и нерегулируемыми насосами достаточно близки к потерям мощности в аналогичных гидросистемах с объемной адаптацией. В частности, В. Клотцбюхер [5] на примере гидроприводов пропашных тракторов мощностью свыше 90 кВт показал, что использование самовсасывающего регулируемого насоса взамен двухпоточного нерегулируемого позволяет снизить потери мощности на 10,1 %, а несамовсасывающего – всего лишь на 2,4 %.

Следует отметить, что указанные исследования проводились в условиях, когда разность между входным давлением гидросистемы и давлением на наиболее нагруженном рабочем органе Δp_{LS} для всех исследуемых систем являлась постоянной.

На самом деле из конструктивных соображений разность давлений, настроенная регулируемым насосом, не может быть уменьшена ниже определенного предела. Анализ параметров современных регулируемых насосов показывает, что в зависимости от типа насоса и фирмы-производителя Δp_{LS} , как правило, составляет 1,8–2,5 МПа [6]–[8], причем меньшее значение относится к наиболее технически совершенным и дорогим гидромашинам. В то же время разность давлений Δp_{LS} , которая в системах с клапанной адаптацией настраивается гидроклапаном разности давления, технически ограничена

снизу намного менее жестко и на практике может быть выбрана минимально необходимой для обеспечения заданного расхода в гидросистеме. Практически, выпускаемая аппаратура для гидросистем с адаптацией к нагрузке обеспечивает поддержание разности Δp_{LS} на уровне 0,6–1,2 МПа, напр., [9]–[11]. Следовательно, в реальных гидроприводах в клапанной адаптацией к нагрузке величина Δp_{LS} может быть снижена, по сравнению с гидроприводами с объемной адаптацией, ориентировочно на 1–1,5 МПа.

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что снижение величины Δp_{LS} позволяет снизить уровень потерь мощности в гидроприводе. С учетом того что среднее по времени давление при работе гидроприводов с адаптацией к нагрузке, как правило, составляет 10–20 МПа, снижение величины Δp_{LS} на 1–1,5 МПа обеспечивает снижение потерь мощности ориентировочно на 5–12 %. Это практически компенсирует отмеченный выше выигрыш в уровне потерь мощности систем с объемной адаптацией к нагрузке.

При этом в гидроприводах с клапанной адаптацией к нагрузке могут быть использованы недорогие и менее требовательные к условиям работы шестеренные гидромашины, в то время как в системах с объемной адаптацией необходимо применять существенно более дорогие и менее надежные аксиально-поршневые насосы. Поэтому применение гидроприводов с клапанной адаптацией оказывается более рациональным.

Выводы

По уровню потерь мощности многопоточные гидросистемы с клапанной адаптацией к нагрузке практически не уступают системам с объемной адаптацией.

В гидроприводах малой и средней мощности применение принципа клапанной адаптации к нагрузке в сочетании с многопоточными нерегулируемыми насосами представляется более рациональным по сравнению с объемной адаптацией. Пример гидравлической схемы такого гидропривода приведен на рис. 2.

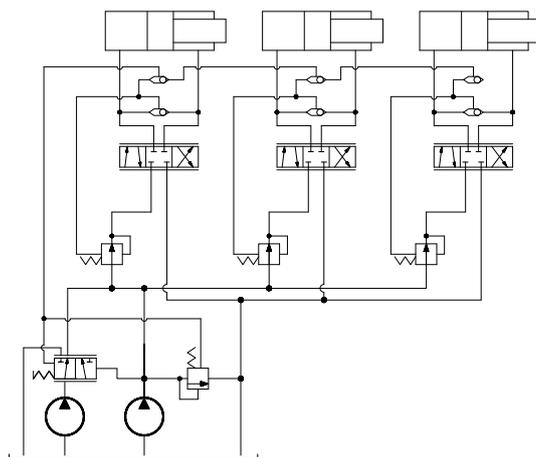


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема многопоточной гидросистемы с клапанной адаптацией к нагрузке

Литература

1. Гинзбург, А. А. Дроссельное регулирование в гидросистемах и адаптация гидропривода к нагрузке (LS-принцип) : курс лекций для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» / А. А. Гинзбург. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 77 с.

2. Sculthorpe, H. Hydraulic Horsepower Comes out of Its Corner / H. Sculthorpe. – Hydraulics & Pneumatics. – 1989. – № 3.
3. Гинзбург, А. А. Критерии выбора параметров исполнительных органов гидроприводов с адаптацией к нагрузке / А. А. Гинзбург, В. В. Пинчук // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – № 3 (30). – 2007.
4. Hesse, H. Vergleich der Energieverluste von Hydrauliksystemen für Ackerschlepper / H. Hesse. – Vortrag auf der VDI-Tagung Landtechnik, München, 27//29 Oktober, 1976.
5. Klotzbücher, W. Energieverluste in Hydrauliksystemen von Ackerschleppern / W. Klotzbücher. – Grundlagen der Landtechnik, Bd.34 (1984). – Nr. 6.
6. Каталог фирмы Bosch Rexroth AG. RE 92 500/06.04. – Axial Piston Variable Displacement Pump A11VO. – Elchingen, 2004.
7. Каталог фирмы Bosch Rexroth AG. RE 92 701/11.03. – Variable Axial Piston Pump A10V(S)O. – Elchingen, 2003.
8. Каталог фирмы Parker Hannifin HY02-8029UK. – VP1 pump. Parker Hannifin, 2005.
9. Каталог изделий Гомельского ОАО «ГСКТБ ГА». – КР 44XX X12-01/10.00. Распределители гидравлические секционные типа ПАМ-12/3. – Гомель : ОАО «ГСКТБ ГА», 2010.
10. Каталог фирмы Bosch Rexroth AG. RD 34 276/06.06. – Hochdruck Load-Sensing Steuerblock in Scheibenbauweise. – Elchingen, 2006.
11. Каталог фирмы Robert Bosch GmbH. Wegeventile SB 12 LS. – Robert Bosch GmbH. – Stuttgart, 1998.