



6(106)2014 ■ СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ

АНАЛИТИКА

# ФРОНТАЛЬНЫЕ ПОГРУЗЧИКИ

СОБЫТИЯ

## СДМ НА СТТ



**ТЕХНОЛОГИИ**  
МОНТАЖ  
ВАНТОВОГО  
МОСТА

**ЛИЗИНГ**  
ПЕРСПЕКТИВЫ УЧАСТИЯ  
ЛИЗИНГОДАТЕЛЕЙ В КРУПНЫХ  
ИНВЕСТИЦИОННЫХ ПРОЕКТАХ

**ИССЛЕДОВАНИЯ**  
ПРОГНОЗЫ ГЛОБАЛЬНОГО РЫНКА  
СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ  
С ПОЗИЦИЙ «ВОСТОЧНЫХ ДРАКОНОВ»

18+

# ПОДТВЕРЖДЕННАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ

## ТЕХНОЛОГИЯ МОНТАЖА ВАНТОВОГО МОСТА

Корнюшенко С.И., д.т.н., профессор РАЕН,  
Спорих Э.В., Сливенко А.П., Яблочков Г.В.

Бурное развитие транспортной инфраструктуры дало мощный толчок к возведению мостов и путепроводов. В России, так же как и во всем мире, проявились новые тенденции в расширении конструктивных и архитектурных форм мостовых сооружений. Это прежде всего относится к вантовым и висячим мостам, перекрывающим сверхбольшие пролеты.

**П**одвесной пролет висячего моста «Айчжай» в Китае составляет 1176 м, в японском «Акса-Кайке» – 1991 м. В ряду этих уникальных сооружений находятся вантовые мосты во Владивостоке на остров Русский с пролетом 1104 м и через бухту Золотой Рог – 737 м.

Целесообразность строительства таких гигантских сооружений возникла в связи с интенсивным ростом автомобильного движения в крупных городах и продвижения транспортной сети на вновь осваиваемые территории.

Область экономически рациональных пролетов сместилась в сторону значительного увеличения их длины. Это обстоятельство потребовало создания новых программных продуктов для расчетов и проектирования мостовых сооружений, спровоцировало не только использование новых материалов, но и разработку прогрессивных технологий возведения пролетных строений.

При строительстве протяженных вантовых мостов используется принцип последовательной стыковки блоков (секций) пролетных строений. Блок поднимается с нулевого уровня (на водной акватории с грузовых плавсредств) и крепится к мостовому переходу с торцевой стороны высокопрочными резьбовыми соединениями, а с другого конца – ван-тами.

Такой проект наращивания пролетного строения потребовал решить задачу технического обеспечения выполнения последовательных операций рабочего цикла. При этом необходимо обеспечить высокий уровень технологической и производственной дисциплины, исключить возможные ошибки и просто небрежности, цена которых приводит к неоправданным внеплановым затратам большого труда и времени.

Подъем крупногабаритных тяжелых блоков выполняется специальными агрегатами монтажа руслового пролетного

## THE TECHNOLOGY OF INSTALLATION OF THE CABLE-STAYED BRIDGE

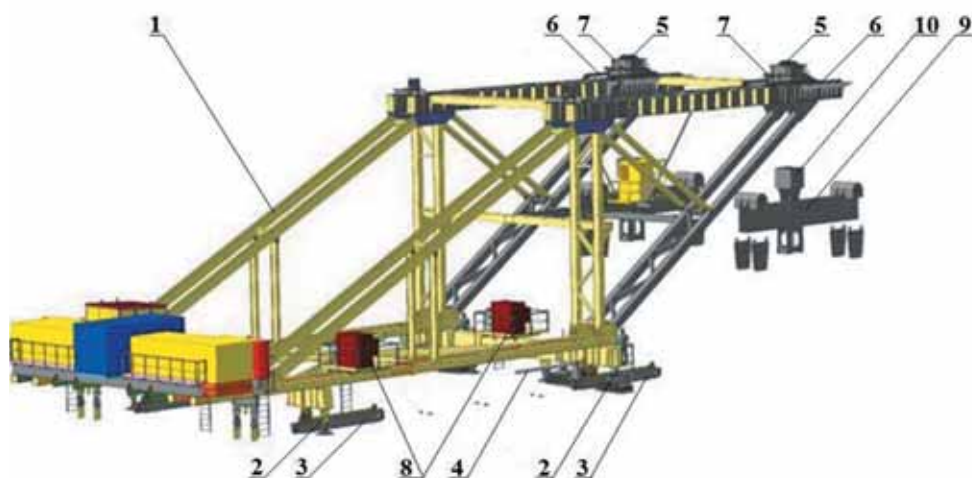
Kornyushenko S.I., Dr. of science, RANS professor,  
Sporis E.V., Slivenko A.P., Yablochkov G.V.

In this article we study the necessity of building bridges with long spans. The technology of building of bridge superstructures cable-stayed bridges using special unit is the circuit description of the operation of the hydraulic control system.

строения. Они отличаются трапецевидной формой рамы и имеют гидравлические приводы для точного позиционирования в пространстве поднимаемых блоков и перемещения самого агрегата. На рис. 1 показаны эти системы при строительстве мостового перехода

>>>

Рис. 1. Системы подъема блоков пролетных строений при строительстве мостового перехода на о. Русский (г. Владивосток)



<<<

Рис. 2. Схема агрегата монтажа руслового пролетного строения:

- 1 – металлоконструкция агрегата;
- 2 – домкраты подъема агрегата;
- 3 – опорные направляющие перемещения агрегата;
- 4 – гидроцилиндры перемещения агрегата;
- 5 – механизм подъема блоков;
- 6 – гидроцилиндры продольного перемещения механизма подъема;
- 7 – гидроцилиндры поперечного перемещения механизма подъема;
- 8 – насосные станции; 9 – траверсы;
- 10 – узел подвески траверс





&gt;&gt;&gt;

Рис. 3. Агрегат монтажа руслового пролетного строения

на о. Русский (г. Владивосток). Сборка пролетного строения осуществлялась одновременно двумя агрегатами с обеих сторон моста.

Схема агрегата монтажа руслового пролетного строения показана на рис. 2, а на рис. 3 его фотография в реальных эксплуатационных условиях. Агрегат устанавливается на конце мостового пролетного строения (рис. 3), который поддерживается вантами.

Грузоподъемность агрегата составила 400 тс, скорость подъема блоков пролетного строения – 0,013 м/с (0,8 м/мин), высота подъема – 80 м.

При подъеме блока пролетного строения на требуемую высоту его необходимо позиционировать в заданное положение для стыковки с собранной частью моста. Для этой цели агрегат оснащен устройствами позиционирования блоков, схема которых представлена на рис. 4.

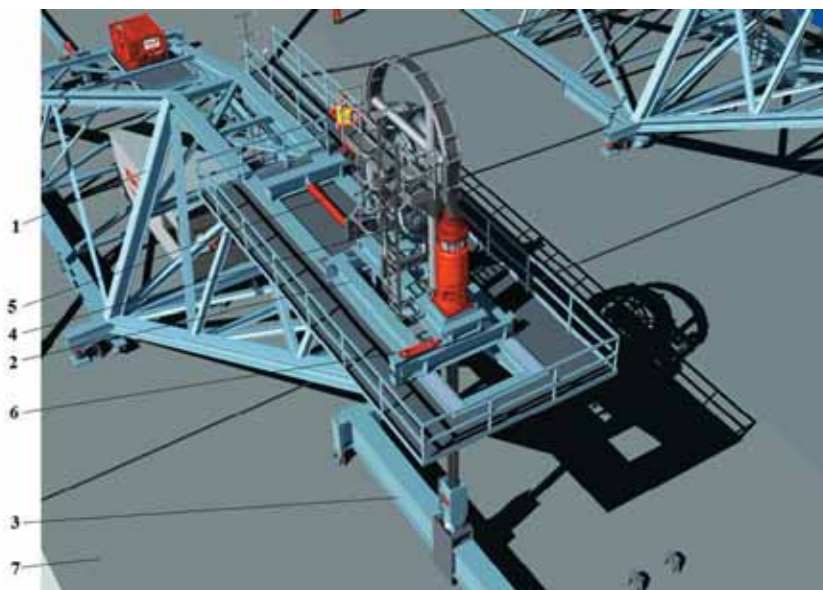
На рис. 5 показаны гидроцилиндры привода позиционирования подвижной платформы агрегата в реальной конструкции.

По мере наращивания пролетного строения используются блоки различной внутренней конструкции и массы. Соответственно их центр тяжести находится в разных точках. При поднимании блока с грузового плавсредства он может отклониться от горизонтального поло-

&gt;&gt;&gt;

Рис. 4. Устройство подъема и позиционирования блоков пролетных строений:

- 1 – металлоконструкция агрегата;
- 2 – подвижная платформа подъема и позиционирования подъема траверсы;
- 3 – траверса;
- 4 – механизм подъема траверсы;
- 5 – гидроцилиндр продольного перемещения платформы;
- 6 – гидроцилиндр поперечного перемещения платформы;
- 7 – блок пролетного строения





<<<

Рис. 5. Привод подвижной платформы подъема и позиционирования траверсы:

- 1 – подвижная платформа подъема и позиционирования траверсы;
- 2 – механизм подъема траверсы;
- 3 – гидроцилиндр поперечного перемещения платформы;
- 4 – гидроцилиндр продольного перемещения платформы

>>>

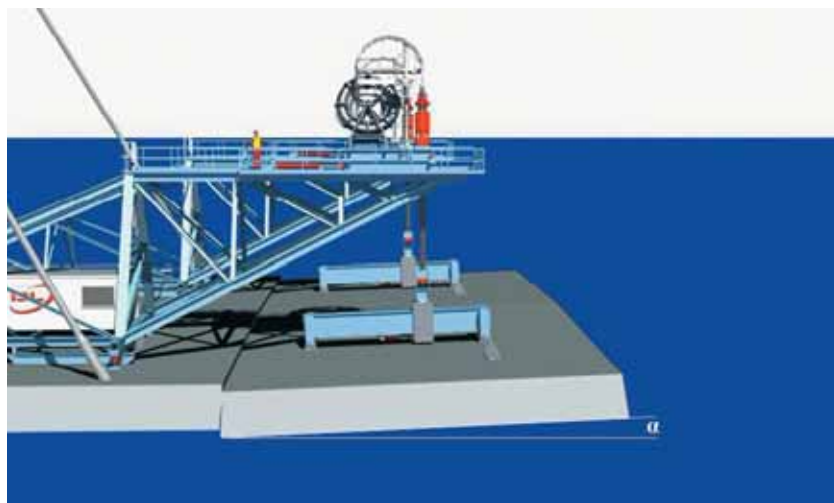
Рис. 6.

Позиционирование углового положения блока пролетного строения

жения на некоторый угол. Дальнейший подъем блока в таком состоянии весьма опасен и может привести к крупной аварии. Мощные ветровые воздействия способны опрокинуть его и оборвать канаты подъемного механизма. Перед дальнейшим подъемом блок необходимо выровнять за счет перемещения траверс относительно опорного узла.

Для корректировки положения блока в соответствии со строительным подъемом следует дополнительно изменять их угол наклона по отношению к горизонтали. Для этого точку подвески траверс необходимо сместить в ту или иную сторону. Центр тяжести подвешенной конструкции переместится относительно оси подъема, и блок пролетного строения наклонится на определенный угол  $\alpha$  (рис. 6).

Для реализации углового позиционирования блоков используется радиоуправление. В реальных строительных условиях непосредственно на каждую траверсу 1 (рис. 7) устанавливают радиоуправляемую насосную станцию 3 и гидроцилиндр 4 для ее перемещения относительно опоры узла подвески.



Радиоуправляемая насосная станция приводится в действие от малогабаритного дизельного двигателя. Она содержит современные высококачественные гидрокompоненты производства ведущих мировых брендов. Давление, развиваемое насосной станцией, составляет 32,0 МПа (320 бар). Внешний вид насосной станции показан на рис. 8.

Гидроцилиндр перемещения траверсы приводится электроуправляемым гидрораспределителем. Электрические сигналы поступают в него от одного из контуров радиоприемника. Другой контур радиоприемника вырабатывает электрические сигналы на включение или выключение дизельного двигателя. Радиоприемник получает команды от радио-



<<<

Рис. 7. Установка гидропривода на траверсе подъема блока пролетного строения:

- 1 – траверса;
- 2 – блок пролетного строения;
- 3 – насосная станция;
- 4 – гидроцилиндр перемещения траверсы





&gt;&gt;&gt;

Рис. 8. Насосная станция «Энерпром» с дизельным малогабаритным двигателем

пульта (передатчика), которым управляет оператор на безопасном расстоянии.

Поскольку агрегат содержит две траверсы и, соответственно, два гидропривода, каждый радиопульт может управлять обеими насосными станциями. Вместе с тем эта система гидропривода комплектуется двумя дублирующими друг друга радиопультами. Одним из них оператор с грузового плавсредства управляет началом его подъема и процессом коррекции пространственного положения. Второй оператор с дублирующим радиопультом находится наверху, непосредственно в зоне монтажа поднятого блока, и управляет процессом его позиционирования в заданное положение. Схема радиуправления насосными станциями двумя дублирующими радиопультами показана на рис. 9.

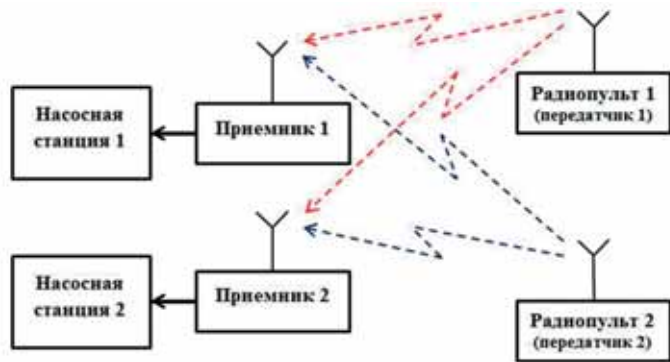
Высокая точность позиционирования гидроцилиндров привода траверс позволяет операторам эффективно манипулировать стыкуемыми блоками. Система управления гидроприводами позиционирования обеспечивает строго синхронное движение обеих траверс агрегата.

После точного позиционирования блок пролетного строения, оставаясь в висячем положении, надежно крепится к торцу возведенной конструкции мостового перехода. Затем на свободный конец блока устанавливаются и натягиваются ванты. Еще одна секция пролетного строения готова.

&gt;&gt;&gt;

Рис. 11. Гидравлическое устройство перемещения агрегата:

- 1 – металлоконструкция агрегата;
- 2 – гидроцилиндр перемещения агрегата;
- 3 – кронштейн опорной направляющей;
- 4 – опорная рельсовая направляющая;
- 5 – гидравлические рукава высокого давления



&gt;&gt;&gt;

Рис. 9. Схема радиуправления насосными станциями двумя радиопультами



&lt;&lt;&lt;

Рис. 10. Домкрат агрегата:

- 1 – домкрат;
- 2 – опорная направляющая;
- 3 – колесо перемещения агрегата;
- 4 – рукава высокого давления

Для последующего наращивания пролетного строения агрегат должен передвинуться на величину длины установленного блока. Для этой цели он оснащен рельсовыми направляющими подъемными домкратами и гидроцилиндрами перемещения. Поднимаясь, агрегат перемещает сам себя. На рис. 10 и 11 показаны фрагменты упомянутых устройств.

На рис. 10 показана конструкция домкрата и опорной рельсовой направ-

ляющей. На рис. 11 показано гидравлическое устройство перемещения агрегата.

Гидравлическая система привода элементов рабочего оборудования агрегата монтажа руслового пролетного строения показала высокую точность позиционирования, надежность и эффективность при эксплуатации на ответственных мостостроительных объектах федерального значения. **СТТ**



# СДЕЛАНО В СНГ: ГИДРАВЛИКА ДЛЯ САМОСВАЛОВ\*

**Л**инейки специализированных продуктов для самосвалов – шестеренные насосы, аксиально-поршневые машины (АПМ), гидрораспределители и гидроцилиндры есть у большинства глобальных компаний, работающих в отрасли (Bosch Rexroth, Sauer, Parker и др.). Кроме того, существует целый ряд западных компаний, специализирующихся исключительно на комплексном оснащении гидросистем спецтехники на авто-шасси (OMFB, Binotto, HYVA и др.) В этом обзоре мы анализируем продукцию отечественных производителей гидравлики, специализирующихся на выпуске гидравлики для самосвалов.

## Насосы:

Основные критерии при выборе насоса для гидросистем самосвалов – это использование унифицированного международного стандарта по ISO или UNI, обеспечение реверсивности узла и возможность установки прямо на коробку отбора мощности.

## Производители НШ

Единственным производителем насосов шестеренных на территории России является белгородская «Союзгидравлика». В частности в номенклатуре НШ, производимых предприятием, присутствует серия насосов, предназначенная для применения на самосвалах и другой автомобильной технике. Данные НШ работают в гидросистемах с рабочим давлением до 280 бар, имеют унифицированные габаритно-присоединительные размеры под международным стандартом. Они производятся с рабочими объемами от 34 до 100 см<sup>3</sup> и полностью взаимозаменяемы с импортными аналогами (например, фирм O.M.F.B., HYVA, Jihostroj a.s., KAZEL, CASAPPA). Насосами именно такой конструкции уже комплектуется спецтехника современных «КАМАЗов» и «МАЗов» с коробкой передач ZF. Также осуществляется тандемирование насосов для гидросистем, где необходимо подключение нескольких гидравлических контуров (тягачи с самосвальными прицепами, автокраны-манипуляторы и т.д.)

## Производители АПМ

Екатеринбургская «Пневмостроймашина» (известный в РФ производитель аксиально-поршневых машин) выпускает ограниченный типоразмер аксиально-поршневых насосов для автосамосвалов. Так называемая «компакт-серия» включает две

линейки нерегулируемых насосов с наклонным блоком – серия 411.К, которая представлена рабочими объемами 56 и 107 см<sup>3</sup>, а также находящаяся в разработке серия 311.К – рабочими объемами 28 и 80 см<sup>3</sup>. Эти насосы изготавливаются со шлицевыми и шпоночными валами, левого и правого вращения, с различными вариантами исполнения задней крышки, и предназначены для гидросистем с рабочим давлением до 350 бар.

Год назад ОАО «Шахтинский завод Гидропривод» выпустил новинку – аксиально-поршневой нерегулируемый гидронасос НА 1.50/32. Гидронасос МН 1.50/32 является аналогом зарубежных насосов серии OMFB Dark 52 и предназначен для непосредственного крепления на коробку отбора мощности (например «ZF», используемые на КАМАЗ) без применения адаптирующих деталей.

## Гидрораспределители:

Особенностью гидрораспределителей, применяемых на самосвалах, является, как правило, пневматическая система управления, запитанная от пневмосистемы базового шасси.

Гидрораспределители для автосамосвалов присутствуют в гамме продукции трех заводов на территории СНГ. Такие узлы предназначены для управления подъемом грузовой платформы автосамосвала. Так ОАО «Гидропривод» (г. Елец) предлагает РП80-44КЕ, ОАО «Саратовский завод дизельной аппаратуры» производит гидрораспределитель 6520-8607010-10, а ОАО «Гидравлик» (г. Грязи) – модель ПГР-1. Все гидрораспределители имеют пневматическое управление и взаимозаменяемы друг с другом. Кроме узлов для одиночных самосвалов, предприятия предлагают также узлы для машин, которые эксплуатируются с самосвальными прицепами. Это модели РП80-44БКЕ, 6520-8607200, ПГР-2 соответственно.

## Гидроцилиндры:

Большинство производителей самосвальной техники для подъема кузова применяют телескопические гидроцилиндры одностороннего действия, которые способны обеспечить необходимый угол подъема платформы при малых габаритах цилиндров.

Среди большого количества производителей гидроцилиндров в СНГ только несколько специализируются на производстве телескопических гидроци-

линдров. Это Брянский «Гидро-Сервис», белорусский «Гидромаш» и ряд других предприятий. Однако крупнейшие производители автосамосвалов, такие как НефАЗ и Саранский завод автосамосвалов, имеют собственное производство гидроцилиндров.

Единственной компанией на просторах СНГ, которая производит все виды гидроаппаратуры для самосвалов, является группа предприятий «Гидросила». Два года назад «Гидросила» представила на рынке продукции для самосвалов новую линейку шестеренных насосов (НШ) серии «Т», затем начав серийно производить также гидрораспределители серии MR100.Т нескольких моделей.

НШ серии «Т» производятся с габаритно-присоединительными размерами в соответствии с мировыми стандартами по ISO и UNI. Предприятием освоена 3-я типоразмерная группа насосов с рабочим объемом от 34 до 100 см<sup>3</sup>, для удовлетворения всего рынка на авто-шасси с 2015 планируется производство насосов 2-й (10 ÷ 40 см<sup>3</sup>) и 4-й (63 ÷ 150 см<sup>3</sup>) типоразмерных групп.

Выпускаемые компанией пропорциональные гидрораспределители серии MR100.Т с пневматическим управлением предназначены для подъема кузова на средне- и тяжелонагруженных самосвалах. Гидрораспределитель MR100.Т2.Р и его двухкорпусная модификация MR100.Т4.Р предназначены для применения как на отечественной, так и на западной грузовой технике, в частности, MR100.Т4.Р – на самосвалах с многоконтурной гидросистемой, которая позволяет эксплуатировать тягач с самосвальными прицепами.

В данный момент компанией также освоен выпуск телескопических гидроцилиндров одностороннего и двухстороннего действия с количеством ступеней от 2 до 6, предназначенных для опрокидывания кузова и являющихся одной из неотъемлемых частей гидросистемы любого современного самосвала.

Среди продукции производителей гидравлики в СНГ есть достаточный выбор качественной и недорогой гидравлики для самосвалов, способной на равных конкурировать с зарубежными образцами. Учитывая достаточно высокую стоимость импортных комплектующих, появление их отечественных аналогов позволяет существенно снизить расходы производителей самосвалов и эксплуатирующих организаций.



# МУЛЬТИПЛИКАТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

В ряде гидравлических машин, станков и оборудования отдельные рабочие органы должны развивать очень высокие усилия. Штатная гидравлическая система не может обеспечить сверхвысокого давления для их реализации. Отдельный гидропривод сверхвысокого давления требует дополнительного отбора мощности от первичного двигателя, установки дорогостоящих насосов, клапанной и распределительной гидроаппаратуры.

Вместе с тем в современной машиностроительной гидравлике существуют гидрокомпоненты, позволяющие развивать сверхвысокое давление до 500,0 МПа (5000 бар) и подачу рабочей жидкости до 70 л/мин, питаемая от штатного источника среднего и даже низкого давления. К таким устройствам относятся мультипликаторы давления. Они устанавливаются в гидрولينию между гидрораспределителем и исполнительным цилиндром, от которого требуется получить высокие усилия. Принципиальная схема гидропривода с мультипликатором давления приведена на рис. 1.

Малогабаритные гидравлические мультипликаторы давления (рис. 2) широко применяются в составе исполнительных механизмов различной мобильной техники, ручного гидравлического инструмента, станков, технологического оборудования и т.п.

Для различных отраслей экономики производится достаточно широкая номенклатура насосных станций низкого, до 16,0 МПа, давления. Гидросистемы разнообразной строительно-дорожной, коммунальной и другой мобильной техники развивают давление 20,0-35,0 МПа. Известно, что гидравлический инструмент наиболее эффективен при давлении 50,0-80,0 МПа, даже 200,0 МПа. Применение мультипликаторов позволяет ис-

пользовать источники гидропитания низкого давления для привода инструмента и оборудования с высокими силовыми параметрами.

К основным преимуществам малогабаритных мультипликаторов давления можно отнести следующее.

- Минимальные капиталовложения для оснащения мобильной техники, ручного гидравлического инструмента, технологического оборудования мини-мультипликатором при наличии источника низкого и среднего давления в сравнении с ценой специального гидропривода.
- Минимальные габаритные размеры. Мини-мультипликатор компактен, для его монтажа требуется немного места.
- Питание мультипликатора осуществляется из гидрولينии низкого (среднего) давления, что обеспечивает удобство управления и надежность эксплуатации гидравлической техники.
- Низкий шум. При работе мультипликатора уровень звукового давления составляет не более 64 дБА, что на 30 дБА меньше шума насосной станции.
- Небольшие эксплуатационные затраты. Мультипликатор не нуждается в техническом обслуживании, т.к. в его конструкции отсутствуют уплотнительные элементы.
- Применение менее дорогостоящего оборудования и материалов для соз-

Корнюшенко С.И.,

д.т.н., профессор РАЕИ

## THE INTENSIFIER

Kornyushenko S.I., RANS professor

The article describes the principle of operation of multipliers that increase the pressure to a high value in Executive cylinders of the actuators equipped widely used pumps and hydraulic equipment. Basic scheme and the mode of the serial operation of the intensifier. Shown metering characteristic multiplier marked advantages and fields of application.



Рис. 2. Типовой малогабаритный мультипликатор давления

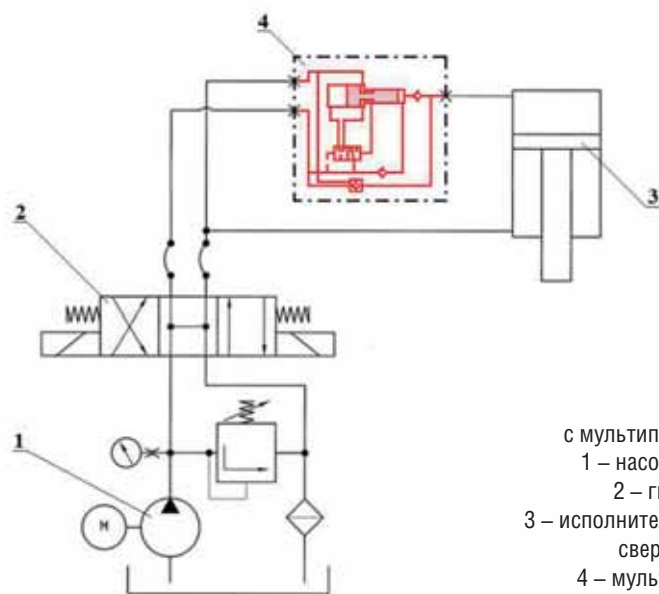


Рис. 1. Гидросхема с мультипликатором давления:  
1 – насос среднего давления;  
2 – гидрораспределитель;  
3 – исполнительный гидроцилиндр сверхвысокого давления;  
4 – мультипликатор давления

дания сверхвысокого гидравлического давления.

- Использование гидроцилиндров исполнительных механизмов небольшой массы и габаритных размеров.
- Температурные условия эксплуатации: от  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+120^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 3 показана гидравлическая схема мультипликатора давления.

Мультипликатор содержит усилитель давления, состоящий из двух соединенных вместе поршней разного диаметра. Меньшая площадь поршня (ВД) образует с цилиндром в корпусе полость высокого давления V1, большая площадь поршня (НД) – соответственно полость низкого давления V2. Шейка между двумя поршнями создает промежуточную полость V3. В корпусе мультипликатора выполнены трехлинейный двухпозиционный (3/2) гидрораспределитель, два обрат-



Рис. 3. Гидравлическая схема мультипликатора давления:  
Р – порт нагнетания; Т – порт слива;  
А – порт сверхвысокого давления;  
V1 – полость высокого давления;  
V2 – полость низкого (среднего) давления;  
V3 – промежуточная полость;  
ВД – поршень высокого давления;  
НД – поршень низкого давления;  
OK1, OK2 – обратные клапаны;  
UOK – управляемый обратный клапан;  
управление 1, 2, 3 – каналы гидравлического управления

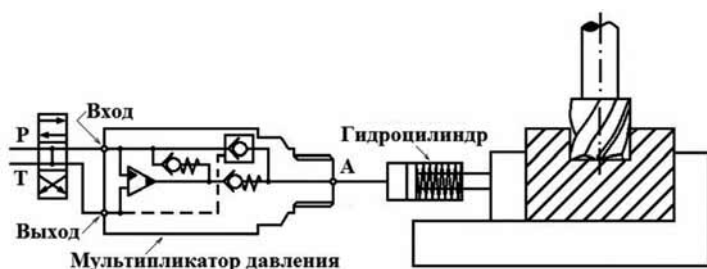


Рис. 4. Схема мультипликатора давления в приводе зажимного устройства станка

ных клапана OK1 и OK2, управляемый обратный клапан UOK, каналы рабочие и гидроуправления.

Рассмотрим работу мультипликатора давления на примере привода зажимного устройства деталей на рабочем столе станка (рис. 4).

На рис. 5 показаны схемы последовательной работы мультипликатора. Поток рабочей жидкости от штатного насоса, проходя через гидрораспределитель (рис. 1, поз. 1 и 2), поступает в мультипликатор (рис. 5, а). Открывая обратные клапаны OK1, OK2, UOK, она проходит в исполнительный гидроцилиндр зажимного устройства. Поршень гидроцилинд-

ра начинает двигаться. Когда губки зажима, выбрав свободный ход, упираются в деталь, в поршневой полости гидроцилиндра начинает расти давление. Оно закрывает клапаны OK2 и UOK. Рабочая жидкость теперь поступает только в полость V1 усилителя давления. Поршень ВД вместе с поршнем НД опускается вниз, вытесняя рабочую жидкость из полости V2 (через полость V3) на слив.

Достигнув крайнего нижнего положения, поршень ВД открывает линию управления 1 (рис. 5, б). Гидравлический поток управления перемещает золотник двухпозиционного гидрораспределителя ГР в противоположное крайнее поло-

жение. Силовой поток жидкости от насоса поступает в полость V2 усилителя давления. Поршень низкого давления НД начинает подниматься вверх, перемещая поршень высокого давления ВД.

В полости V2 создается высокое давление. Поток рабочей жидкости высокого давления из полости V1 закрывает клапан OK1 и направляется в гидролинию А – в исполнительный гидроцилиндр зажимного устройства (рис. 5, в).

После того как поршень высокого давления ВД полностью поднялся, линия управления 1 через полость V3 соединится со сливом. Поток в линии управления 3 переместит золотник гидрораспределителя ГР в противоположную позицию (рис. 5, г). Цикл повторится.

Этот периодический процесс нагнетания рабочей жидкости в исполнительный гидроцилиндр будет происходить до тех пор, пока в его полости (гидромагистрали А) не возникнет требуемое конечное давление. Тогда усилитель остановится и будет включаться, возобновляя работу, только для поддержания сверхвысокого давления в исполнительном

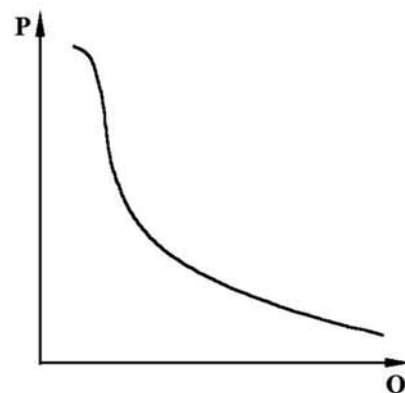
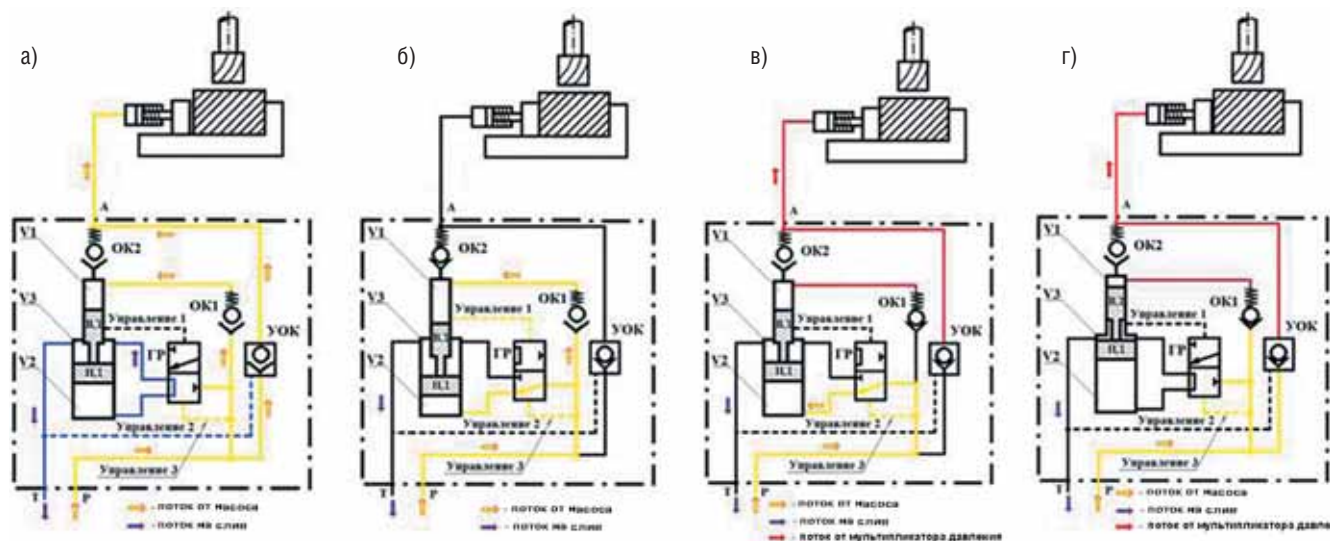
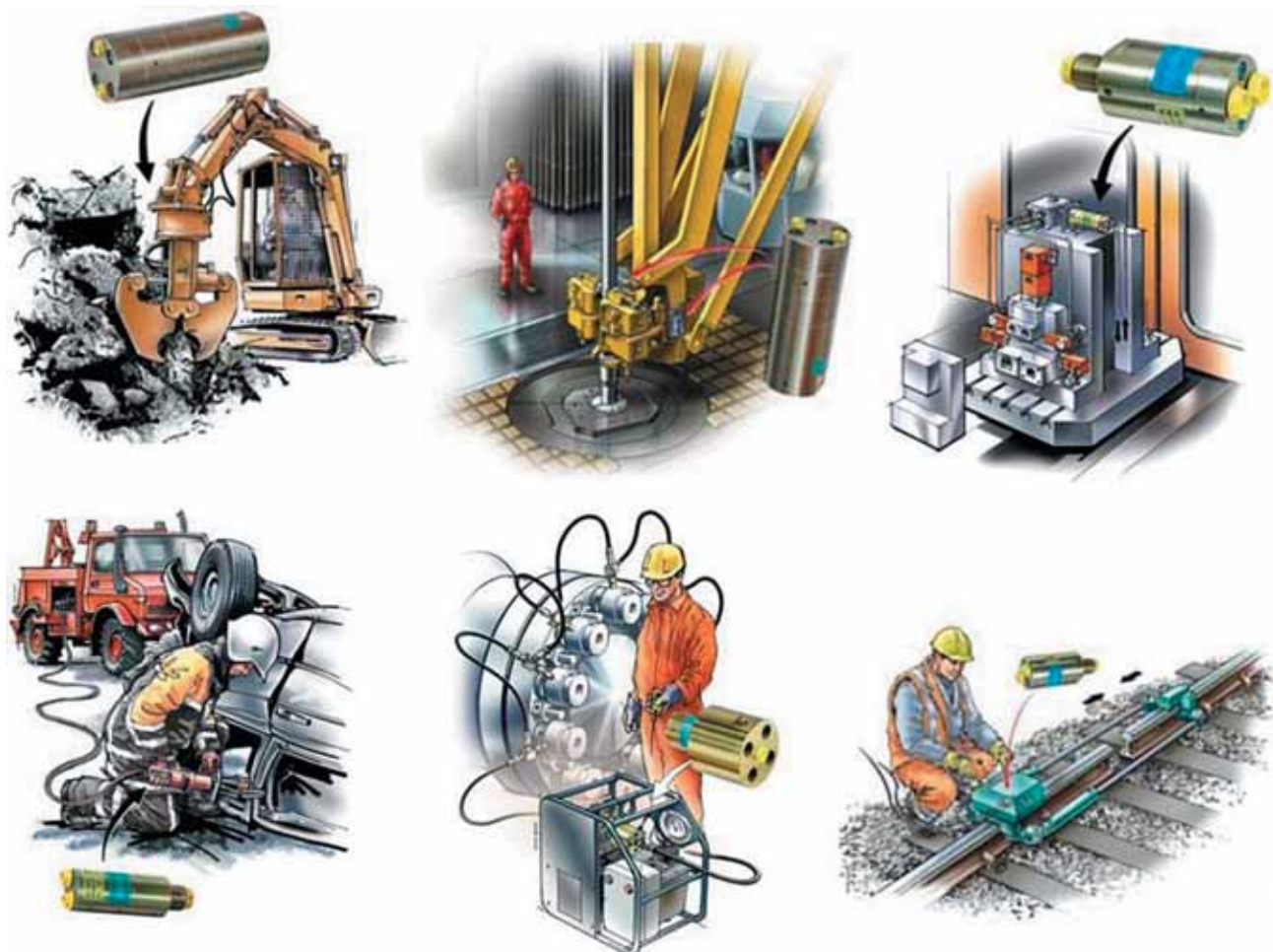


Рис. 6. Соотношение давления и расхода мультипликатора

Рис. 5. Схема работы мультипликатора давления







>>>

Рис. 7. Области использования мультипликаторов давления

гидроцилиндре (зоне А). Таким образом, можно утверждать, что мультипликатор – это автоматически осциллирующий усилитель давления, обеспечивающий достаточно высокий расход гидравлической жидкости при малой величине хода поршневого узла. Зависимость расхода от давления мультипликатора показана на рис. 6.

Величина развиваемого сверхвысокого давления ( $P_{вд}$ ) зависит от соотношения площадей поршней ( $S_{нд}$ ,  $S_{вд}$ ) усилителя (передаточное отношение –  $i_p$ ) и давления штатного насоса ( $P_{нд}$ ).

$$P_{вд} = \frac{S_{нд}}{S_{вд}} \cdot P_{нд} = i_p \cdot P_{вд}$$

Сброс сверхвысокого давления и реверс исполнительного гидроцилиндра может быть осуществлен через управляемый обратный клапан УОК. Это происходит при переключении золотника основного гидрораспределителя системы (на рис. 1, поз. 2). В этом случае в гидроконтуре мультипликатора давления поток рабочей жидкости от насоса будет поступать в канал Т (рис. 3, 4, г), а порт Р соединится со сливом. Гидравлический

сигнал по каналу управления 3 откроет управляемый обратный клапан УОК, и жидкость из исполнительного цилиндра начнет поступать на слив.

Области использования мультипликаторов давления в приводах рабочих органов машин и оборудования показаны на рис. 7. В России проектированием и изготовлением различного гидравлического оборудования с применением современных мультипликаторов давления занимается очень ограниченное число инженерных предприятий, наиболее известное среди них – компания «Энерпром». **СТТ**





## БАЗОВЫЕ МЕТОДЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

1. Основные свойства рабочих жидкостей, Часть 1
2. Основные свойства рабочих жидкостей, Часть 2
3. Режимы всасывания гидронасосов
4. Динамические режимы работы гидронасосов, Часть 1
5. Динамические режимы работы гидронасосов, Часть 2
6. Распределение мощности при регулировании насосом
7. Шум в гидросистемах
8. Классификация гидроцилиндров
9. Управление гидроцилиндров



# РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ НАСОСОМ

(ЧАСТЬ 1)

В силовых гидроприводах при регулировании потока рабочей жидкости потери мощности становятся актуальной задачей. Дроссельное регулирование генерирует большое количество тепла, которое тратится впустую. Гидрокомпоненты в машине чрезмерно нагреваются, сокращается ресурс гидравлического масла. При этом дизельное топливо в мобильной технике или потребляемая электроэнергия стационарного оборудования расходуется весьма неэффективно.

*Корнюшенко С.И.,  
д.т.н., профессор РАЕН*

Регулировать поток рабочей жидкости без существенных энергетических потерь позволяют насосы с переменным рабочим объемом. Суть объемного способа регулирования потока состоит в изменении угла наклона блока цилиндров (или шайбы). В результате при вращении вала изменяется длина хода поршней (плунжеров), которая определяет величину рабочего объема насоса.

Автоматическое управление насосом осуществляют регуляторы. Они позволяют поддерживать постоянным один заданный параметр (потребляемую мощность, или развиваемое давление, или вырабатываемый расход) за счет изменения другого. Остановимся на основных типах регуляторов и распределении мощности при управлении гидроприводом.

## POWER DISTRIBUTION WHEN REGULATING WITH A PUMP (PART 1)

*Kornyushenko S.I., RANS professor*

In the article are described regulators of power, flow and pressure of pumps with a variable working volume. Here are exposed a structure of principle and performance algorithms. The power distribution when changing the main parameters is shown.

<<<

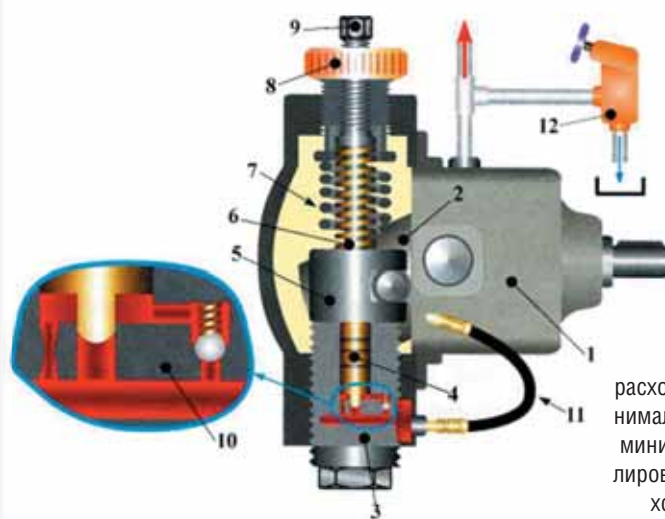


Рис. 1. Регулятор мощности аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров  
1 – корпус насоса;  
2 – наклонный блок цилиндров; 3 – ограничитель максимального расхода;  
4 – подвижный плунжер регулятора; 5 – ползун привода блока цилиндров; 6 – пружина ограничения максимального расхода; 7 – пружина ограничения минимального расхода; 8 – ограничитель минимального расхода; 9 – винт регулировки пружины максимального расхода; 10 – демпфирующий клапан; 11 – управляющий канал; 12 – предохранительный клапан

### Регуляторы постоянной мощности

Этот тип регуляторов позволяет насосу отбирать постоянную мощность у первичного двигателя в течение всего рабочего цикла машины вне зависимости от характера и величины действующей на рабочие органы внешней нагрузки. Рассмотрим работу регу-

лятора мощности аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров. Его схема представлена на рис. 1.

В такой распространенной конструкции регулятор мощности расположен внутри корпуса насоса 1. Он состоит из подвижного плунжера 4, расположенного во внутренней

Примечание. ГОСТ 17752-81, принятый в 1981 г., дает определение гидропривода, в котором управление параметром движения выходного звена осуществляется регулируемым насосом, или регулируемым гидромотором, или обеими объемными гидромашинами, как «гидропривод с машинным управлением» (п. 31). Однако в широкой практике фактически всегда употребляется термин «объемное регулирование», т.е. регулирование потока рабочей жидкости за счет изменения рабочего объема насоса или гидромотора. Автор настоящей статьи оставляет за собой право пользоваться именно этой терминологией – наиболее понятной и не противоречащей действующим стандартам.



цилиндрической втулке 3, которая играет роль ограничителя постоянного расхода. Эта втулка на резьбе крепится к корпусу насоса 1. Плунжер 4 связан с ползуном 5 привода блока цилиндров.

С противоположной стороны на одной оси с подвижным плунжером 2 расположена пружина 6 ограничения максимального расхода. Одним концом она упирается в торец ползуна 5, а другим – в регулировочный винт 9. Винт 9 вворачивается в ограничитель 8 минимального расхода. Ограничитель 8 крепится к корпусу насоса 1 с помощью резьбового соединения. На внутреннем торце ограничителя 8 коаксиально с пружиной 6 установлена пружина 7 ограничения минимального расхода. Между свободным торцом пружины 7 и ползуном 5 предусмотрено определенное осевое пространство.

Управляющий канал 11, в данной схеме выполненный в виде рукава высокого давления, соединяет нагнетательную линию насоса с торцевой полостью плунжера 4 регулятора. Чтобы избежать гидравлических ударов в регуляторе и повысить его динамические свойства, в торцевой камере плунжера 4 предусмотрен демпфирующий клапан 10.

Предохранительный клапан 12 устанавливается в гидросистеме вне насоса. Он защищает гидروпривод, и в том числе насос, от воздействия чрезмерных гидравлических нагрузок. Настройка предохранительного клапана производится на максимальное давление в гидросистеме, но не выше значения, указанного на шильдике насоса.

Ползун 5 управляет углом наклона блока цилиндров. Его крайнее (на рис. 1 ниже) положение соответствует максимальному рабочему объему насоса, т.е. максимальному расходу. Поворотом ограничителя 3 можно менять это положение. Аналогично ограничителем 8 в соответствующее положение устанавливается противоположный упор ползуна 5. Достигнув его, ползун 5 остановит наклон блока цилиндров в положении, соответствующем минимальному рабочему объему насоса.

Работа регулятора мощности происходит следующим образом. В исходном состоянии пружина 6 удерживает ползун в крайнем положении, соответствующем максимальному наклону блока цилиндров (т.е. рабочему объему насоса). Гидравлическая жидкость по каналу управления 11 поступает в торцевую полость подвижного плунжера 4. При небольшом росте давления плунжер 4 остается неподвижным. Пружина 6 сдерживает его движение. Но расход немного уменьшается за счет неизбежных внутренних утечек через зазоры качающего узла.

При дальнейшем росте давления плунжер 4 начинает перемещаться, толкая

ползун 5, который, отклоняя блок цилиндров от крайнего положения, сжимает пружину 6. Отклонение блока цилиндров влечет за собой уменьшение рабочего объема насоса, т.е. уменьшение расхода. Уменьшение расхода при росте давления пропорционально жесткости пружины 6.

Когда ползун при дальнейшем увеличении давления достигает торца пружины 7 и начинает сжимать ее одновременно с пружиной 6, сила сопротивления со стороны двух пружин увеличивается. Теперь прежний темп роста давления отклоняет блок цилиндров на меньший угол по сравнению с предшествующим режимом работы регулятора. Уменьшение расхода при росте давления в этом случае пропорционально суммарной жесткости двух пружин: 6 и 7.

При максимальном давлении в гидросистеме ползун 5 упирается в торец ограничителя 8. Отклонение блока цилиндров останавливается. Ограничитель 8 позволяет блоку цилиндров сохранить минимальный угол между собственной осью вращения и осью приводного вала. Этот угол обеспечивает минимальный рабочий объем насоса, который соответствует минимальному расходу.

Чтобы дальнейшее повышение давления не превысило значение максимальной отбираемой мощности у первичного двигателя и не привело к его остановке, предохранительный клапан 12 настраивается на величину, соответствующую минимальному расходу, т.е.

$$p_{max} = \frac{60 \cdot N \cdot \eta_{sd}}{Q_{min}}$$

Для полноценного понимания процесса проанализируем работу насоса с регулятором мощности, используя простые математические формулы.

Из предыдущих публикаций мы помним правило 4/2. «Если в гидравлическом устройстве, через которое проходит поток рабочей жидкости, перепад да-

вления увеличится в четыре раза, значение расхода удвоится».

Расход, проходящий через местное сопротивление (любой гидрокompонент), определяется по формуле

$$Q = k \cdot \sqrt{\Delta p}$$

Здесь:  $Q$  – расход рабочей жидкости;

$\Delta p$  – перепад давления;

$k$  – коэффициент, зависящий от площади проходного сечения; величины сжатия потока в местном сопротивлении; физических свойств рабочей жидкости.

Как видно из правила 4/2 и приведенной формулы, зависимость расхода от давления носит квадратичный характер, т.е. меняется не линейно, а по параболическому закону. Конструкция регулятора, строго реализующая этот закон, будет весьма сложная.

Но из известной формулы

$$x = \frac{S}{c} \cdot p$$

Здесь:  $x$  – перемещение плунжера регулятора;

$S$  – площадь поршня регулятора;

$c$  – жесткость пружины регулятора;

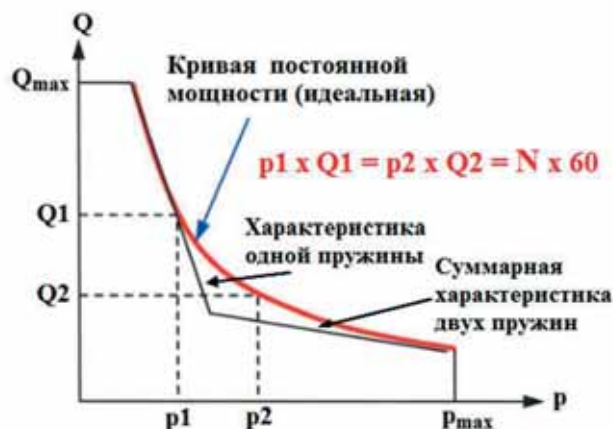
$p$  – давление,

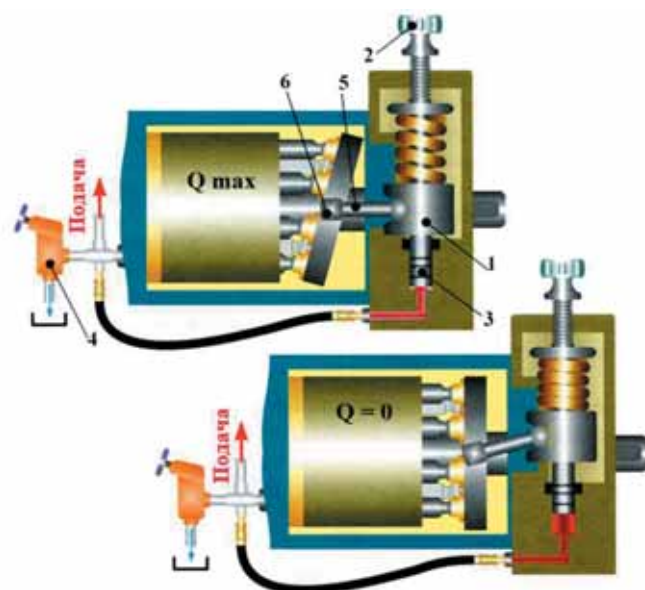
видно, что перемещение плунжера  $x$  регулятора, от которого зависит величина расхода  $Q$ , прямо пропорционально изменению давления. Поэтому, чтобы в насосе приблизить реализацию зависимости изменения расхода от давления к параболическому закону, следует прямую трансформировать в кусочно-линейную функцию, приближенную к параболе.

Это достигается достаточно простыми способами. В регулятор мощности устанавливают две или несколько пружин, которые включаются в работу последовательно. На рис. 1 показана конструктивная схема такого технического решения, а на рис. 2 приведен график изменения гидравлической мощности насоса с регулятором из двух пружин (без учета КПД).

>>>

Рис. 2. График изменения гидравлической мощности насоса с регулятором из двух пружин





>>>

Рис. 3. Схема регулятора потока:

1 – ползун привода наклонной шайбы; 2 – винт регулировки максимального расхода; 3 – подвижный плунжер; 4 – предохранительный клапан

В описанной конструкции регулятора, представленной на рис. 1, при росте давления ползун 5 сначала сжимает одну пружину. На графике этот процесс представлен крутой прямой линией. Как только ползун начинает сжимать одновременно две пружины, изменение расхода при росте давления происходит в соответствии с характеристикой, выраженной на графике пологой прямой.

Регулятор, обладая простой надежной конструкцией, эффективно управляет расходом насоса при изменении давления нагрузки в гидросистеме. Управление осуществляется автоматически с высокой скоростью. Отбираемая мощность у первичного двигателя не превышает максимально допустимых значений, что приводит к стабильной работе машины или гидравлического оборудования.

### Регуляторы потока (расхода)

Регуляторы потока гарантируют поддержание постоянного максимального расхода насоса при изменении давления во всем его диапазоне. Но как только значение давления достигнет своего максимума, расход становится равным нулю.

Этот процесс легко можно пояснить простыми математическими зависимостями. Мы помним, что гидравлическая мощность является продуктом расхода и давления:

$$N = \frac{Q \cdot p}{60 \cdot \eta_{об}} = const \text{ [кВт]}$$

тогда

$$Q = \frac{60 \cdot N \cdot \eta_{об}}{p} = const \text{ [дм}^3/\text{мин]}$$

Таким образом, чтобы расход оставался постоянным при изменении давления, необходимо также изменять мощность (очевидно, что для сохранения данного равенства при изменении значения знаменателя пропорционально должен меняться и числитель).

При росте давления в гидросистеме отбор мощности насосом у первичного двигателя увеличивается. Как только мощность достигает своего максимального значения (при  $p_{max}$ ) регулятор останавливает в насосе поток рабочей жидкости.

Принцип работы регулятора потока аналогичен регулятору мощности. На рис. 3 показана схема регулятора потока.

Ползун 1 поддерживает наклонную шайбу в положении максимального рабочего объема насоса, т.е. максимального расхода насоса. С одной стороны ползун связан с подвижным плунжером 3, торцевая полость которого соединена управляющим каналом с линией нагнетания насоса. С другой стороны ползун прижат пружиной, усилие которой регулируется винтом 2. Предохранительный клапан 4, установленный в гидросистеме, защищает насос от перегрузок.

При изменении давления нагрузки в гидросистеме насос вырабатывает постоянный расход. Но как только давление превышает значение настройки пружины регулятора, подвижный плунжер перемещает ползун в положение, соответствующее нулевому рабочему объему насоса, при котором он не вырабатывает поток рабочей жидкости. При вращении приводного вала поршни не совершают возвратно-поступательного движения.

Давление срабатывания регулятора определяется настройкой его пружины регулировочным винтом 2.

### Регуляторы давления

Этот тип регулятора гарантирует постоянное давление нагрузки вне зависимости от изменения величины расхода. По аналогии с предыдущим примером математически это выглядит следующим образом:

$$p = \frac{60 \cdot N \cdot \eta_{об}}{Q} = const \text{ [МПа]}$$

Если при постоянном давлении требуется увеличить расход, то насосу необходимо отобрать у первичного двигателя дополнительную мощность.

Принципиальная конструктивная схема регулятора давления показана на рис. 4. В левой части схемы показан регулятор в исходном состоянии, справа – насос с регулятором в рабочем процессе.

В корпусе регулятора 1 установлен регулировочный винт 2. Его поворот определяет величину сжатия (настройку силы срабатывания) пружины 3 регулятора. На конец пружины 3 надето конусное седло для взаимодействия с пилотным клапаном. В конечном итоге регулировочным винтом 2 устанавливается величина давления, которую данный регулятор поддерживает постоянной при работе гидросистемы.

Золотник пилотного клапана установлен в отверстии корпуса и состоит из толкателя 4, поршня 5 и шейки 6. В толкателе 4, поршне 5 и шейке 6 этого золотника выполнено внутреннее проходное отверстие 10, играющее роль дросселя.

Поршень 5 регулирует направление и величину пилотного потока, поступающего в плунжер 8 управления наклонной шайбой. Плунжер 8 служит для углового отклонения наклонной шайбы. С противоположной стороны на нее действует возвратный подпружиненный плунжер 9.

Рабочая полость пилотного клапана через канал управления соединена с нагнетательной линией насоса. Канал управления с небольшой площадью сечения играет роль дросселя. В рабочей полости создается небольшое пилотное давление в диапазоне от 0,3 до 1,2 МПа. Его значение пропорционально величине давления нагнетания насоса. Сливная полость пилотного клапана через дренажный канал 7 соединяется с внутренней полостью насоса, давление дренажа в которой обычно, не превышает 0,1–0,15 МПа.

В момент включения насоса, когда его линия нагнетания разгружена и давление в ней близко к нулю, золотник пилотного клапана находится в нижнем положении. Его дросселирующее окно соединяет с дренажом гидравлическую полость плунжера 8 (см. рис. 3, схема регулятора с



левой стороны). В таком режиме расход насоса максимальный.

Движение гидродвигателя влечет за собой увеличение давления нагрузки. Пилотный поток регулятора, проходя через внутренний дроссельный канал 10 золотника клапана, поступает в дренаж. Между рабочей и сливной полостями пилотного клапана возникает перепад давления. При росте нагрузки этот перепад давления увеличивается.

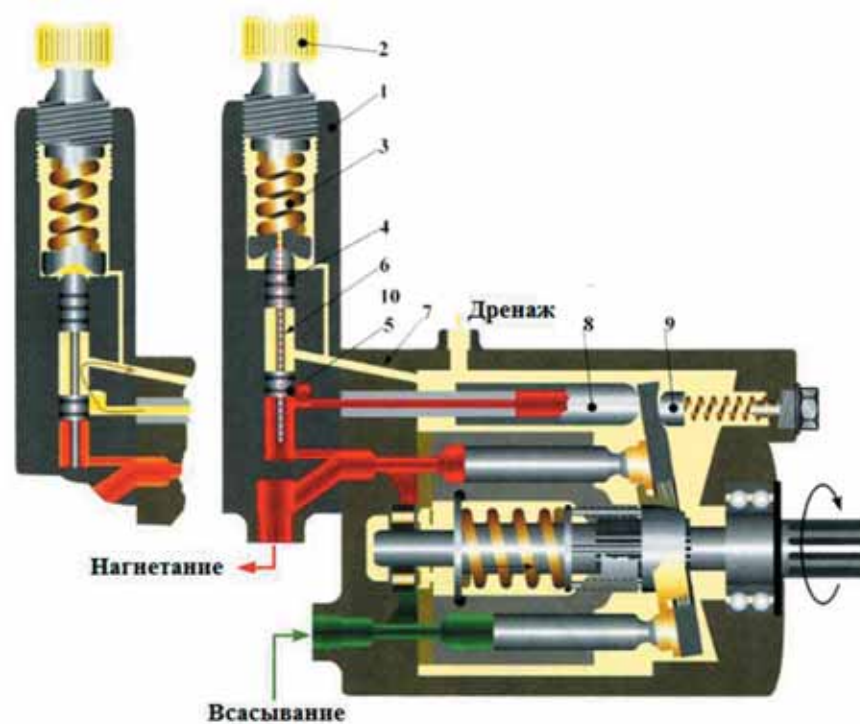
Когда гидравлическая сила превысит сопротивление пружины 3, поршень 5 начнет перемещаться вверх. Рабочая жидкость через открывшееся дроссельное окно станет поступать в рабочую полость плунжера 8, перемещая его. Наклонная шайба повернется, уменьшив величину рабочего объема насоса. Расход уменьшится в пользу давления, требуемого гидродвигателем.

Но за счет перетечки жидкости по внутреннему каналу 10 в сливную (дренажную) полость перепад давления на пилотном клапане уменьшится. Поршень 5 сразу же опустится и перекроет дросселирующее окно.

Золотник пилотного клапана, находясь в динамическом равновесии, работает в следящем режиме. С одной стороны на него действует пружина 3 регулятора, с другой – давление управления, пропорциональное давлению нагнетательной линии насоса.

Зона перекрытия дроссельного окна клапана кромками поршня 5 минимальная, а ход золотника небольшой. Это обстоятельство позволяет получить высокое быстродействие и чувствительность регулятора к малейшему изменению нагрузки.

Как только давление начнет повышаться, поршень 5 немедленно переместится вверх и пропустит порцию рабочей жидкости в полость плунжера 8. Он отклонит шайбу на определенный угол и уменьшит расход, компенсируя повышение давления. За это время перепад давления на



>>>

Рис. 4. Регулятор давления:

1 – корпус регулятора; 2 – регулировочный винт; 3 – пружина регулятора; 4 – толкатель пилотного клапана; 5 – поршень золотника пилотного клапана; 6 – шейка золотника пилотного клапана; 7 – дренажный канал; 8 – плунжер управления наклонной шайбой; 9 – возвратный подпружиненный плунжер; 10 – внутреннее проходное отверстие

пилотном клапане упадет, и поршень 5 вновь перекроет дросселирующее окно.

Если давление в гидросистеме снизится, уменьшится его перепад на пилотном клапане и пружина 3 заставит поршень 5 опуститься вниз. Порция рабочей жидкости из полости плунжера 8 направится в дренаж (рис. 4, левый фрагмент). Возвратный подпружиненный плунжер 9 отклонит наклонную шайбу в положение увеличения расхода, который компенсирует падение давления в гидродвигателе. За это время перепад давления на пилотном клапане возрастет, золотник поднимется, и пор-

шень 5 вновь перекроет дросселирующее окно.

Таким образом, регулятор всегда будет поддерживать в гидросистеме постоянное давление, меняя величину расхода. При экстремальном давлении насос может вырабатывать расход только для компенсации внутренних утечек.

Предохранительный клапан 1 регулятора очень маленький, поэтому устанавливается коаксиально относительно регулировочного винта 2. Он не оказывает влияние на давление в гидросистеме, а работает только в управляющем контуре регулятора. **СТП**

