

УДК 621.22

## К РАСЧЕТУ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ ЛЕБЕДКИ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

АВРУНИН Г.А.<sup>1\*</sup>, к.т.н., доцент,  
КИРИЧЕНКО И.Г.<sup>2</sup>, д.т.н., профессор,  
МОРОЗ И.И.<sup>3</sup>, старший преподаватель,  
ПИМОНОВ И.Г.<sup>4</sup>, к.т.н., доцент.

<sup>1\*</sup> Кафедра строительных и дорожных машин им. А.М. Холодова, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, тел. моб. (050) 596-62-53 E-mail: griavrunin@ukr.net.

<sup>2</sup> Кафедра строительных и дорожных машин им. А.М. Холодова, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, тел. моб. (095) 890-72-56, E-mail: igk160450@gmail.com.

<sup>3</sup> Кафедра высшей математики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, Тел. 057 7053216.

<sup>4</sup> Кафедра строительных и дорожных машин им. А.М. Холодова, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, ул. Ярослава Мудрого, 25, Харьков, Украина, тел. моб. (050) 217-05-24, E-mail: igor\_lena\_p@ukr.net.

**Аннотация. Постановка проблемы.** Актуальность проблемы связана с необходимостью ознакомления отечественных специалистов с современными тенденциями разработки объемных гидроприводов вращения лебедок грузоподъемных кранов, отвечающих нормативным требованиям обеспечения безопасности работы в части защиты от перегрузок, равномерного опускания груза, плавного затормаживания, снижения скачков давления при проведении рабочих операций и фиксации груза при отказе гидропривода. **Целью** статьи является анализ гидроустройств нового поколения и получение расчетных зависимостей, отражающих характерные режимы работы объемного гидропривода грузоподъемных механизмов вращательного движения. **Выводы.** Показано, что в современных объемных гидроприводах вращательного движения грузоподъемных кранов находят широкое применение гидромоторы различных типов, в том числе с регулируемым рабочим объемом, а новое поколение тормозных клапанов обладает высокой герметичностью благодаря переходу от золотниковых на клапанные сочленения, позволяет их применять в объемном гидроприводе по основному назначению в качестве тормозного клапана, а также гидрозамков и вторичных предохранительных клапанов. Предложенные расчетные формулы могут быть использованы при практических расчетах.

**Ключевые слова:** объемный гидропривод, грузоподъемный кран, гидромотор, тормозной клапан.

## ДО РОЗРАХУНКУ ОБ'ЄМНОГО ГИДРОПРИВОДА ОБЕРТАННЯ ЛЕБІДКИ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ КРАНІВ

АВРУНІН Г.А.<sup>1\*</sup>, к.т.н., доцент,  
КИРИЧЕНКО І.Г.<sup>2</sup>, д.т.н., професор,  
МОРОЗ І.І.<sup>3</sup>, старший викладач,  
ПІМОНОВ І.Г.<sup>4</sup>, к.т.н., доцент.

<sup>1\*</sup> Кафедра будівельних та дорожніх машин ім. А.М. Холодова, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, тел. моб. (050) 596-62-53 E-mail: griavrunin@ukr.net.

<sup>2</sup> Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, тел. моб. (095) 890-72-56, E-mail: igk160450@gmail.com.

<sup>3</sup> Кафедра вищої математики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, тел. 057 7053216.

<sup>4</sup> Кафедра будівельних та дорожніх машин ім. А.М. Холодова, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, тел. моб. (050) 217-05-24, E-mail: igor\_lena\_p@ukr.net.

**Анотація. Постановка проблеми.** Актуальність проблеми пов'язана з необхідністю ознайомлення вітчизняних фахівців з сучасними тенденціями розробки об'ємних гідроприводів обертання лебідок вантажопідіймальних кранів, що відповідають нормативним вимогам забезпечення безпеки роботи в частині захисту від перевантажень, рівномірного опускання вантажу, плавного загальмування, зниження стрибків тиску при проведенні робочих операцій і фіксації вантажу при відмові гідроприводу. **Метою** статті є аналіз гідроприводів нового покоління і отримання розрахункових залежностей, що відображають характерні режими роботи об'ємного гідроприводу вантажопідіймних механізмів обертального руху. **Висновки.** Показано, що в сучасних об'ємних гідроприводах обертального руху вантажопідіймальних кранів знаходять широке застосування гідромотори різних типів, в тому числі з регульованим робочим об'ємом, а нове покоління гальмівних клапанів має високу

герметичність завдяки переходу від золотникових на клапанні зчленування, що дозволяє їх застосовувати в об'ємному гідроприводі за основним призначенням в якості гальмівного клапана, а також гідрозамків і вторинних запобіжних клапанів. Запропоновані розрахункові формули можуть бути використані при практичних розрахунках.

*Ключові слова:* об'ємний гідропривод, вантажопідійомний кран, гідромотор, гальмівний клапан.

## TO CALCULATION OF VOLUME HYDRO-DRIVE OF ROTATION WINCHING CRANE CRANE

AVRUNIN G.A.<sup>1\*</sup>, *Ph.D., Associate Professor*,  
KIRICHENKO I.G.<sup>2</sup>, *Doctor of Technical Sciences, Professor*,  
MOROZ I.I.<sup>3</sup>, *lecturer*,  
PIMONOV I.G.<sup>4</sup>, *Ph.D., Associate Professor*.

<sup>1\*</sup> Department of building and road machines. A.M. Kholodova, State Higher Education Establishment «Kharkiv National Automobile and Highway University», Yaroslava Mudryogo str. 25, Kharkov, Ukraine, tel. mob. (050) 596-62-53 E-mail: griavrunin@ukr.net.

<sup>2</sup> Department of building and road machines. A.M. Kholodova, State Higher Education Establishment «Kharkiv National Automobile and Highway University», Yaroslava Mudryogo str. 25, Kharkov, Ukraine, tel. mob. (095) 890-72-56, E-mail: igk160450@gmail.com.

<sup>3</sup> Chair of Higher Mathematics, State Higher Education Establishment «Kharkiv National Automobile and Highway University», Yaroslava Mudryogo str. 25, Kharkov, Ukraine, Tel. 057 7053216.

<sup>4</sup> Department of building and road machines. A.M. Kholodova, State Higher Education Establishment «Kharkiv National Automobile and Highway University», Yaroslava Mudryogo str. 25, Kharkov, Ukraine, tel. mob. (050) 217-05-24, E-mail: igor\_lena\_p@ukr.net.

**Abstract. Problem setting.** The urgency of the problem is related to the need to familiarize local experts with the current trends in the development of hydraulic fluid power for the hoisting of crane winches that meet the regulatory requirements to ensure safety of work in terms of protection against overloads, uniform lowering of cargo, smooth braking, reducing pressure surges during working operations and fixing the cargo in case of failure hydraulic drive. **The aim of the research** is to analyze the new generation hydraulic devices and to obtain design dependencies reflecting the characteristic modes of operation of the hydraulic fluid power for lifting mechanisms of rotational motion. **Conclusions.** It is shown that in modern volumetric hydraulic drives of rotational movement of lifting cranes, various types of hydraulic motors are widely used, including with adjustable working volume, and a new generation of brake valves has high tightness due to the transition from spool valves to valve joints, allows them to be used in hydraulic fluid power for the main purpose as a brake valve, as well as hydraulic locks and secondary safety valves. The proposed calculation formulas can be used in practical calculations.

*Keywords:* volumetric hydraulic drive, load-lifting crane, hydraulic motor, brake valve.

**Введение.** Для обеспечения надежной и безопасной работы механизмов грузоподъемных машин (лебедок, кранов и подъемников различного назначения) гидроустройствами объемного гидропривода (ОГП) решаются задачи плавного «подъема-опускания», фиксации и защиты от самопроизвольного падения груза при отказе источников энергоснабжения или собственно ОГП. Для этой цели применяют гидрозамки, тормозные гидроклапаны и нормально-замкнутые тормоза на базе гидроцилиндров и устройства автоматики [1;2].

В начале 70-хх гг. прошлого века широкое оснащение строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин гидроприводами передвижения и технологического (рабочего) оборудования началось в Украине в результате закупки ряда лицензий западногерманских фирм на аксиальнопоршневые насосы, гидромоторы и гидрораспределители [2;3]. В настоящее время парк этих машин состоит из устаревших изделий и закупаемых за рубежом. За последние годы

технический уровень гидроустройств ведущих мировых фирм существенно повысился за счет роста давлений до 42...52 МПа, широкого применения устройств электрогидроавтоматики для автоматизации управления и решения задач энергосбережения. Существенно расширился ассортимент рабочих жидкостей, включая синтетические, растительного происхождения и унифицированные для использования в гидроприводах, трансмиссиях и двигателях. В тоже время анализ научных публикаций в области ОГП вращательного движения грузоподъемных кранов показал на отсутствие информации о современных достижениях. В частности, в источниках информации, связанных с использованием и исследованиями ОГП в грузоподъемных кранах, приводятся сведения только о конструктивных особенностях и исследованиях устаревших гидроустройств [3-5], на базе которых в 80-х гг. прошлого века создавались первые гидрофицированные образцы грузоподъемных

кранов, а в расчетах не учитывается специфика их работы.

Поэтому в данной статье сделана попытка анализа гидроустройств нового поколения и получения расчетных зависимостей, отражающих характерные режимы работы ОГП грузоподъемных механизмов вращательного движения. При этом рассмотрены системы обеспечения функционирования и безопасности работы современного ОГП лебедки грузоподъемного крана.

**Основная часть.** Гидравлическая принципиальная схема ОГП вращения барабана лебедки (рис. 1) построена по разомкнутой цепи циркуляции РЖ [6] и содержит насос Н с регулируемым рабочим объемом (машинным регулированием) и приводящим электродвигателем «м», нагнетающий РЖ через фильтр Ф, гидрораспределитель Р1 с пропорциональным электромагнитным управлением, и тормозной клапан КТ к гидромотору М1 с постоянным рабочим объемом (или М2 – с регулируемым рабочим объемом для обеспечения повышенных скоростей перемещения крюка). Гидромотор М1 соединен с барабаном лебедки для подъема- опускания груза массой  $m$ . Слив рабочей жидкости (РЖ) из гидромотора осуществляется через гидрораспределитель Р1 и маслоохладитель АТ в гидробак Б. Привод вращения лебедки снабжен нормально-замкнутым тормозом, действующим на выходной вал гидромотора от гидроцилиндра Цт (замыкание тормоза происходит автоматически усилием пружины в гидроцилиндре), а размыкание под действием давления ( $p_{yt}$ ), создаваемого в магистралях гидросистемы А или В и поступающего в гидроклапан давления КДи типа «или». Дроссель ДР в комбинации с обратным клапаном обеспечивает: быстрое растормаживание гидроцилиндра Цт, так как РЖ поступает к нему через обратный клапан практически без сопротивления; медленное затормаживание груза, так как вытесняемый расход из гидроцилиндра Цт замедляется при течении РЖ только через дроссель ДР (в этом случае обратный клапан автоматически закрывается).

Для защиты ОГП от перегрузок установлены предохранительный клапан КП1 в линии нагнетания насоса Н с гидрораспределителем разгрузки Р2 и предохранительные клапаны КП2 и КП3 в магистралях А и В гидромотора М1 (так называемые «вторичные» предохранительные клапаны) для снижения динамических нагрузок при резких торможениях гидромотора.

Для контроля параметров ОГП установлены:

- реле контроля уровня РЖ в гидробаке (РУ);
- манометры для контроля давления в линии нагнетания насоса МН1 и на сливе из гидросистемы МН2;
- датчик температуры РЖ в баке Б с аналоговым выходом;

- датчик (преобразователь) давления ПД с аналоговым выходом;
- реле давления РД с электрическим выходом (сигналом);
- индикатор загрязненности фильтра Ф (устанавливают индикаторы с визуальной или электрической сигнализацией).

Следует отметить, что практически все вышеперечисленные гидроустройства регламентируются как обязательные при проектировании современных ОГП грузоподъемных кранов.

При пуске электродвигателя «м» насоса Н для снижения потребляемой мощности, предотвращения перегрева обмоток и гидроудара РЖ в тупиковом трубопроводе между насосом Н и гидрораспределителем Р1 предохранительно обесточивают электромагнит гидрораспределителя Р2. При таком положении гидрораспределителя Р2 (как показано на гидросхеме) насос Н будет запущен с минимальным давлением нагнетания, т.е. при минимальной мощности. После запуска насоса подводят электропитание к гидрораспределителю Р2 (золотник которого смещается влево и перекрывает слив РЖ в гидробак Б) и контролируют давление в гидросистеме по манометру МН1 (при необходимости производят настройку давления предохранительным клапаном КП1).

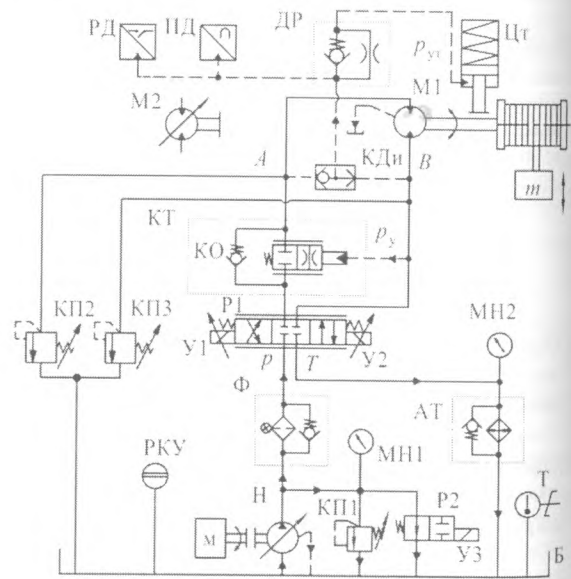


Рис. 1. Гидравлическая принципиальная схема ОГП вращения лебедки

При подводе электропитания к магниту У2 золотник гидрораспределителя Р1 устанавливается в такое положение, при котором РЖ направляется через обратный клапан КО по линии А к гидромотору М1, приводя последний во вращение. Однако вращение гидромотора начнется только тогда, когда давлением управления  $p$  (от клапана

КДи) поднимет вверх поршень гидроцилиндра Цт тормоза и произойдет растормаживание валов гидромотора М1 и барабана лебедки. Вращение гидромотора против часовой стрелки даст возможность осуществить операцию подъема груза. При необходимости опускания груза электропитание подают на магнит У1 гидрораспределителя Р1 и РЖ поступает к гидромотору М1 по линии В. С помощью клапана КДи и гидроцилиндра Цт происходит растормаживание вала гидромотора М и груз начинает опускаться. Для предохранения груза от самопроизвольного опускания используется тормозной клапан КТ, который при снижении давления  $p$  в линии В менее настройки пружины клапана автоматически приведет к снижению скорости за счет дросселирования потока РЖ в линии А и даже остановке груза при полном перекрытии КТ (как показано на схеме). При создании аварийной ситуации, например, при отказе приводящего двигателя «м» или разрыве трубопровода, падение давления в гидросистеме приведет к автоматическому срабатыванию механического тормоза гидроцилиндра Цт и остановке груза.

Таким образом, при работе ОГП грузоподъемного крана с тормозным гидроклапаном КТ рассматривают два режима работы:

1) при подъеме груза  $m$ , когда через тормозной гидроклапан КТ (а точнее, через встроенный в него обратный гидроклапан КО) РЖ свободно направляется от насоса Н к гидромотору М1;

2) при опускании груза  $m$  в ситуации, когда давление в линии нагнетания насоса Н становится ниже атмосферного из-за перемещения груза под собственным весом. Тормозной клапан предотвращает самопроизвольное падение груза и в то же время обеспечивает его опускание с равномерной скоростью. При этом тянущий в сторону вращения груз способствует переходу гидромотора М1 в насосный режим и его выходная (сливная) магистраль становится напорной, а сопротивление вращению перешедшему в насосный режим гидромотору создается дросселем тормозного гидроклапана КТ.

Основной математической модели ОГП являются уравнения неразрывности и равенства крутящих моментов гидромотора и внешней нагрузки, на основе которых разработана методика расчета рабочих объемов насоса и гидромотора, КПД ОГП и выбора маслоохладителя, бака и трубопроводов [2].

Рассмотрим особенности ОГП грузоподъемного крана, в котором частота вращения гидромотора определяется по формуле

$$n = \frac{10 \cdot Q \cdot \eta}{V}, \text{ мин}^{-1}, \quad (1)$$

где  $V$  – рабочий объем гидромотора,  $\text{см}^3$ ,  
 $\eta$  – объемный КПД гидромотора,  
 $Q$  – подача насоса (л/мин), которую определяют по формуле

$$Q = 10 \cdot V \cdot n \cdot k, \text{ л/мин}, \quad (2)$$

где  $V$  – рабочий объем насоса,  $\text{см}^3$ ,  
 $n$  – частота вращения насоса (приводящего двигателя),  $\text{мин}^{-1}$ ,  
 $k$  – коэффициент подачи насоса.

Приведенные формулы справедливы для расчета частоты вращения гидромотора для режимов подъема и опускания груза  $m$ . Расчетные формулы для давления при подъеме и опускании груза различны в связи с введением тормозного гидроклапана. При подъеме груза рассматривают равенство крутящего момента, развиваемого гидромотором, моменту внешней нагрузки

$$M = 0,159 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \eta = M, \text{ Н.м}, \quad (3)$$

где  $M$  – момент, развиваемый гидромотором, Н.м,

$\Delta p = p - p$  – перепад давлений между входной и выходной магистралями гидромотора, МПа,

$M$  – момент внешней нагрузки (груза на лебедке), Н.м.

Перепад давлений на гидромоторе определяют по формуле

$$\Delta p = \frac{M}{0,159 \cdot V \cdot \eta}, \text{ МПа}. \quad (4)$$

В режиме опускания груза в связи с переходом гидромотора в насосный режим выполняется следующее равенство

$$M = M = 0,159 \cdot V \cdot \Delta p \cdot \frac{1}{\eta}, \text{ Н.м}, \quad (5)$$

где  $M$  – крутящий момент, требуемый для вращения насоса, Н.м,

$\Delta p = p - p$  – перепад давлений при работе гидромотора в насосном режиме, МПа.

Значение давления на выходе из насоса (давление нагнетания, создаваемое тормозным клапаном), определяют по формуле

$$p = p + \frac{M \cdot \eta}{0,159 \cdot V}, \text{ МПа}, \quad (6)$$

где давлением на входе обычно задаются в пределах  $p = 0,5..0,8$  МПа для обеспечения работы гидромотора без кавитации.

Тормозной клапан обеспечивает торможение груза за счет дросселирования сливного потока РЖ из гидромотора (перешедшего в насосный режим) с перепадом давления

$$\Delta p = \frac{Q \cdot \rho}{2 \cdot (60 \cdot \mu \cdot S)}, \text{ МПа}, \quad (7)$$

где  $Q$  – расход РЖ на выходе из гидромотора, л/мин,

$\Delta p = p - p$  – перепад давлений на тормозном клапане, равный разности давлений на выходе из гидромотора (давление нагнетания насоса) и давления на сливе из тормозного клапана, МПа,

$\rho$  – плотность РЖ, кг/м<sup>3</sup>,

$\mu$  – коэффициент расхода,

$S$  – площадь дросселя [мм<sup>2</sup>], которая является переменной в зависимости от значения давления  $p$  в линии управления тормозным клапаном, так как смещение золотника клапана влево приводит к открытию щели для прохода РЖ, и при допущении о равенстве нулю давления на сливе ( $p = 0$ ) определяют по формуле

$$S = \frac{Q}{60 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} p}}, \text{ мм}^2. \quad (8)$$

Расход на выходе из гидромотора (соответствует нагнетанию подачи насоса на режиме опускания груза) определяют по формуле

$$Q = Q - \Delta Q, \text{ л/мин}, \quad (9)$$

где  $\Delta Q$  – наружные утечки из гидромотора, л/мин (обычно приводятся в каталогах или подлежат определению при испытаниях путем замера утечек из дренажного отверстия).

Для тормоза расчет скорости поршня и потребляемого расхода при заданном времени растормаживания гидроцилиндра Цг может быть выполнен по теоретическим формулам исходя из герметичности современных уплотнений, обеспечивающих объемный КПД гидроцилиндров близким к 100%

$$v = 10 \frac{l}{t}, \text{ м/с}, \quad (10)$$

где  $l$  – ход поршня, мм,

$t$  – время перемещения поршня, с.

Скорость поршня при подводе РЖ в штоковую полость гидроцилиндра Цг в зависимости от расхода и геометрических характеристик гидроцилиндра запишем в виде

$$v = 16,7 \frac{Q}{S - S_{шт}}, \text{ м/с}, \quad (11)$$

где  $S$  и  $S_{шт}$  – площади поршня и штока, мм<sup>2</sup>,

$Q$  – расход, подводимый в штоковую полость, л/мин.

Тогда требуемый расход в зависимости от времени перемещения поршня равен

$$Q = \frac{v(S - S)}{16,7} = 10 \frac{l \cdot (S - S)}{16,7 \cdot t}, \text{ л/мин}. \quad (12)$$

Для определения сечения дросселя используют формулу для расхода через дроссель ДР при турбулентном режиме течения

$$Q = 60 \mu \cdot S \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} = 60 \frac{1}{\sqrt{\xi}} S \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \text{ л/мин}, \quad (13)$$

где  $S$  – площадь дросселя, мм<sup>2</sup>,

$\Delta p = p - p$  – перепад давлений на дросселе между входом и выходом, МПа,

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

$\mu$  – коэффициент расхода, который связан с коэффициентом местного сопротивления  $\xi$  соотношением  $\mu = 1 / \sqrt{\xi}$ .

В качестве приводов вращения барабанов лебедок нашли применение аксиально-поршневые гидромоторы, встраиваемые в планетарные редукторы, и высокомоментные гидромоторы, к которым относят радиальнопоршневые гидромоторы однократного и многократного действия, и героторные [2; 7-10]. Современный уровень давлений для поршневых гидромоторов достигает 42...52 МПа, для героторных – до 30...42 МПа.

На рис. 2 представлен радиальнопоршневой гидромотор многократного действия серии MS, состоящий из передней 1 и задней 2 крышек, между которыми зажат профильный кулачок (копир) 3. В подшипниках 4 и 5 передней крышки 1 установлен вал 6, на шлицах которого закреплен блок цилиндров 7, в радиальных расточках которого размещены поршни 8 с роликами 9, опирающимися на кулачок 3. Для обеспечения герметичности на поршнях установлены уплотнительные кольца 10. Торцовый диск 11 совместно с ответной поверхностью

блока цилиндров 7 образуют распределительный узел гидромотора.

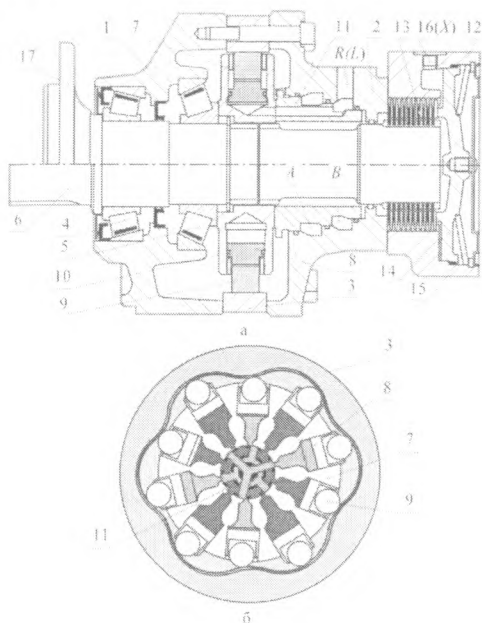


Рис. 2. Радиальнопоршневой гидромотор серии MS «POCLAIN HYDRAULICS» (Франция) в продольном (а) и поперечном (б) разрезах

Для сообщения насоса ОГП с кольцевыми коллекторами А или В подвода РЖ к цилиндрам гидромотора в задней крышке 2 выполнены соответствующие отверстия R и L. К задней крышке 2 прикреплен дисковый тормоз 12 нормально-замкнутого типа с пакетом тормозных дисков 13, поршнем 14 зажима дисков с помощью тарельчатой пружины 15 и отверстием 16 для подвода давления растормаживания. На вал 6 насажена ступица 17, к которой крепится диск колеса транспортного средства. При работе гидромотора РЖ от насоса подводится к одному из коллекторов, например А, распределительного диска 11 и далее через каналы в блоке цилиндров 7 к поршням 8. Усилие от давления РЖ на поршень 8 передается через ролик 9 на профильный кулачок 3. Тангенциальная составляющая этого усилия приводит блок цилиндров 7 и связанные с ним выходной вал 6 и ступицу 17 во вращение. Слив РЖ из гидромотора происходит через коллектор В распределительного диска 11.

Гидромоторы для вращения лебедок серий MD и MP имеют выход вала в обе стороны для обеспечения синхронизации барабанов лебедок. Серия MD включает гидромотор с рабочим объемом 1048 см<sup>3</sup> на давление до 45 МПа, мощностью до 50 кВт, частотой вращения до 185 мин<sup>-1</sup>, крутящим моментом до 7,5 кН.м и массой в 140 кг. В серию MP входят 8 гидромоторов с рабочим объемом 468...8328 см<sup>3</sup> на максимальное давление 30 и 45

МПа, мощностью 29...150 кВт при частоте вращения 100...240 мин<sup>-1</sup>. Максимальный крутящий момент до 3,4...60 кН.м, масса гидромоторов от 41 до 415 кг.

Ряд дополнительных устройств гидромоторов фирмы «POCLAIN HYDRAULICS» представлены на рис. 3:

- регулятор ступенчатого изменения рабочего объема – блок Т, к которому подают давление до 3 МПа в линию управления Y. Для снижения динамических нагрузок блок Т снабжен устройством Soft-Shift, дросселем ДР и обратным клапаном КО;
  - стояночный дисковый тормоз Цст нормально-замкнутого типа (подают давление РЖ до 3 МПа в линию управления X для растормаживания тормоза);
  - рабочий тормоз Црт, для приведения в действие которого подают РЖ под давлением до 12 МПа в поршневую полость по линии управления XT;
  - комбинированный тормоз Цкт, состоящий из стояночного тормоза и рабочего (для растормаживания стояночного тормоза подают давление в полость X от 1,2...3 МПа, для рабочего тормоза давление в полость XD от 3 до 12 МПа);
  - преобразователь (датчик) ДЧВ частоты вращения вала;
  - дополнительное дренажное отверстие 2 для слива утечек РЖ из корпуса гидромотора с целью охлаждения узлов трения;
  - «промывочный» гидрораспределитель Рп для сброса части потока РЖ из линии подпитки в маслоохладитель с клапаном КД для поддержания давления в линии подпитки насоса.
- Встраиваемые тормоза имеют обозначения: стояночные дисковые Ft; рабочие барабанные 1К и 1Л (для минеральных масел и тормозных жидкостей, соответственно); комбинированные С12.

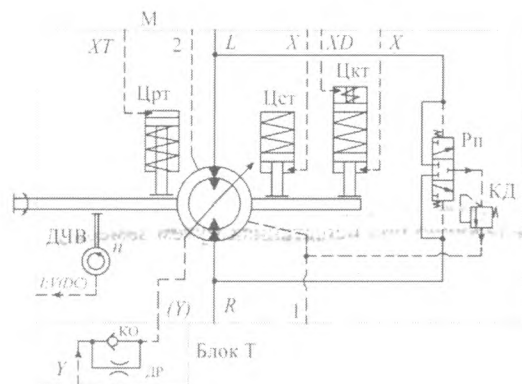


Рис. 3. Гидравлическая принципиальная схема гидромотора фирмы «POCLAIN HYDRAULICS» с дополнительным оснащением

Аналогичную кинематическую схему «поршень-ролик» имеют гидромоторы серии MCR фирмы «Rexroth Bosch Group» (ФРГ), «Maraton» фирмы

«Hagglunds Drives AB» (Швеция) и «SISU» (Финляндия).

На рис. 4 представлен тормозной клапан трубного присоединения [3],

состоящий из корпуса 1, крышки 2, золотника 3 с функцией дросселя, обратного клапана 4, толкателя 5 с пружиной 6 и регулировочного винта 7. При подаче РЖ по линии  $p-A$  открывается обратный клапан 4. При обратном потоке от  $A$  к  $p$  обратный клапан 4 перекрыт и течение РЖ возможно только при достижении давления управления  $p$ , создающего усилие более затяжки пружины 6 собственно тормозного клапана КТ. Клапан имеет условный проход 20 мм, массу 12 кг и предназначен для работы на максимальном давлении 20 МПа.

Производство тормозных гидроклапанов модели У4610.33А в Украине освоено ОАО «Фрегат» Николаевской области.

Следует отметить, что рассмотренная конструкция относится к золотниковому типу гидроаппаратов, одним из недостатков которого являются повышенные утечки в зазоре между золотником и корпусом, пропорциональные радиальному зазору в третьей степени. В последнее время получили распространение тормозные клапаны с запорно-регулирующим элементом клапанного типа, совершающим возвратно-поступательное движение к седлу и от седла [11-14]. Такое конструктивное решение позволяет существенно упростить ОГП путем исключения клапанов КП2 и КП3 (см. рис. 1).

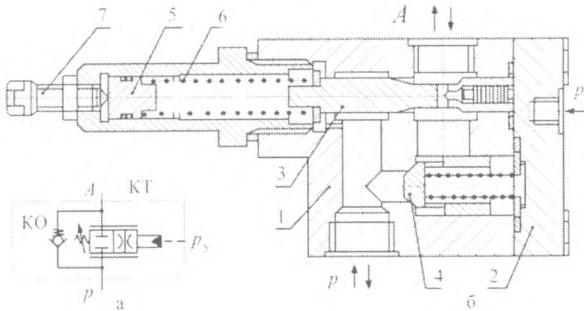


Рис. 4. Тормозной клапан золотникового типа модели У4610.33А:  
а – условное обозначение; б – общий вид

На рис. 5,а представлена конструкция тормозного клапана последнего поколения фирмы Нудас (ФРГ) [14], который обладает исключительно высокой герметичностью – при давлении 35 МПа утечки в сочленении клапан седло не превышают 5 капель в минуту ( $0,25 \text{ см}^3/\text{мин}$ ). Два блока КТ1+КП2 и КТ2+КП2 (рис. 5,б) выполняют функции тормозных и предохранительных клапанов. При подаче электропитания на магнит У2 пропорционального гидрораспределителя Р золотник последнего смещается влево и РЖ поступает через обратный

клапан блока КТ2+КП2 в полость  $A$  гидромотора М, приводя его во вращение. Слив РЖ из отверстия  $B$  гидромотора происходит через блок КТ1+КП1. Для реверсирования гидромотора подают электропитание на магнит У1, благодаря чему РЖ поступает в полость  $B$  и сливается из гидромотора через отверстие  $A$  через гидрораспределитель Р на слив  $T$ . При этом давления  $p$  и  $p$  способствуют перемещению тормозного клапана КТ1 вправо и течению РЖ через встроенный дроссель.

Тормозные клапаны относятся к ввертному исполнению (гидроустройству, ввертываемому в корпус), выпускаются на максимальное рабочее давление до 35 МПа (давление настройки клапана предохранительного до 42 МПа) и расход до 100 л/мин.

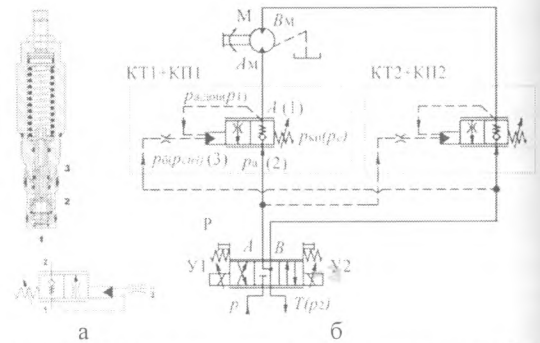


Рис. 5. Гидравлическая принципиальная ОГП с тормозным клапаном RSM10121 (в скобках – в обозначениях фирмы Нудас)

Давление управления, обеспечивающее открытие обратного клапана, рекомендуется определять по формуле [14]

$$p = \frac{p - p}{\phi} + kf \times p, \text{ МПа}, \quad (14)$$

где  $p$  – значение давления настройки предохранительного клапана, МПа, которое должно назначаться из условия

$$p \geq 1,2 \times p, \text{ МПа}, \quad (15)$$

$p$  – давление, создаваемое внешней нагрузкой на гидроцилиндр, МПа,

$p$  – давление на сливе, МПа,

$\phi$  – соотношение площадей в плунжере предохранительного клапана,

$k_f$  – коэффициент, зависящий от соотношения площадей  $\varphi$ :  $k_f = 2$ ;  $k_f = 1,5$ ;  $k_f = 1,3$ ;  $k_f = 1,2$ .

При давлении на сливе  $p$  (версия «vented») давление управления равно

$$p = \frac{p - p}{\varphi}, \text{ МПа.} \quad (16)$$

#### Выводы:

1. В современных объемных гидроприводах вращательного движения грузоподъемных кранов находят широкое применение гидромоторы различных типов, в том числе аксиальнопоршневые,

встраиваемые в редукторы, и высокомоментные радиальнопоршневого типа и героторные. Гидромоторы имеют встроенные тормоза стояночного и рабочего назначения.

2. Новое поколение тормозных клапанов обладает высокой герметичностью благодаря переходу от золотниковых на клапанные сочленения, позволяет их применять в ОГП по основному назначению в качестве тормозного клапана, а также гидрозамков и вторичных предохранительных клапанов.

3. Предложенные расчетные формулы могут быть использованы при практических расчетах ОГП и в качестве расчетно-графических заданий студентов.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування (ISO 4413:1998, IDT). – [Введен с 2002-09-01]. ДСТУ ISO 4413:2002. – Київ : – 2005. – 34 с. – (Держспоживстандарт України).
2. Аврунін Г. А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
3. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
4. Савельев В. П. Исследование динамических нагрузок в гидроприводе механизма подъема груза / В. П. Савельев, О. А. Смирнов, Л. В. Зайцев. – Строительные и дорожные машины, М. – 1982. – № 11. С. 19-20.
5. Дубровский О. Н. Гидроэнергетические расчеты судовых силовых гидравлических приводов и систем / О. Н. Дубровский. – Л.: Судостроение, 1974. – 300 с.
6. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Введен с 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).
7. Bent Axis Variable Displacement Motors H1. Frame Size 080. Frame Size 110. Technical Information. – SAUER DANFOSS. – 11037153. Rev BA. Dec. 2008. – 76 p.
8. POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIDE 2011. – 03.2011. – 45 p.
9. Новые радиальнопоршневые гидромоторы многократного действия SAB HAGGLUNDS компании REXROTH BOSCH GROUP / Г. А. Аврунин, И. И. Мороз, А. Ю. Коппа, И. Е. Зозуля. – Промислова гідравліка і пневматика. Вінниця – 2017. – № 2 (56). – С. 13-20.
10. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon<sub>92</sub>. – 2007. – 59 p.
11. Тормозной клапан двойного действия Технический каталог PONAR WADOWICE 3/2013 WK 499 948 p. 1165-1170.
12. Dual counterbalance VBSO-DE-NN, 05.42.47-X-E-Z Rexroth Bosch Group RE 18307-57/04.10. Replaces: RE 00171/02.07 2 p.
13. Counterbalance Valve Poppet Type, Direct-Acting Cartridge – 350 Bar SBVE-R1 and DBVE-R1/2 HYDAC INTERNATIONAL E5.177.6/01.13, p. 274-275.
14. Counterbalance Valve Poppet Type RSM10121-01, Direct-Acting Metric Cartridge – 420 Bar HYDAC INTERNATIONAL, Brochure EN 5.933.1.1/11.17. - p. 1-4.

### REFERENCES

1. Gіdropryvody ob'єmні. Zagalnl pravila zastosuвання (ISO 4413:1998, IDT). – [Vveden s 2002-09-01]. DSTU ISO 4413:2002. – KiYiv : – 2005. – 34 s. – (Derzhspozhivstandart UkraYini).
2. AvrunIn G. A. Gіdravllіchne obladnannya budivelnih ta dorozhnih mashin: pіdruchnik / (G. A. AvrunIn, I. G. Kirichenko, V. B. Samorodov); pіd red. G. A. AvrunIna. – HarkIv: HNADU, 2016. – 438 s.
3. Vasilchenko V. A. Gіdravlicheskie oborudovanie mobilnih mashin: Spravochnik / V. A. Vasilchenko. – M. : Mashinostroenie, 1983. – 301 s.
4. Savelev V. P. Issledovanie dinamicheskikh nagruzok v gidroprivoде mehanizma pod'ema gruzа / V. P. Savelev, O. A. Smirnov, L. V. Zaytsev. – Stroitelnyie i dorozhnyie mashiny, M. – 1982. – # 11. S. 19-20.
5. Dubrovskiy O. N. Gіdroenergeticheskie rascheti sudovyih silovyih gidravlicheskih pryvodov i sistem / O. N. Dubrovskiy. – L.: Sudostroenie, 1974. – 300 s.
6. Gіdropryvody ob'єmnyie i pnevmopryvody. Chast 1. Obschie ponyatiya. Terminy i opredeleniya (DSTU 3455.1-96). – [Vveden s 1998-01-01]. – 48 s. – (Derzhspozhivstandart UkraYini).
7. Bent Axis Variable Displacement Motors H1. Frame Size 080. Frame Size 110. Technical Information. – SAUER DANFOSS. – 11037153. Rev BA. Dec. 2008. – 76 p.
8. POCLAIN HYDRAULICS. SELECTION GUIDE 2011. – 03.2011. – 45 p.



9. Novye radialnoporshnevyye gidromotory mnogokratnogo deystviya CAB HAGGLUNDS kompanii REXROTH BOSCH GROUP / G. A. Avrunin, I. I. Moroz, A. Yu. Koppa, I. E. Zozulya. – Promislova gidravlika i pnevmatika, Vinnitsya – 2017. – # 2 (56). – S. 13-20.
10. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M S HYDRAULIC. – Helicon92. – 2007. – 59 p.
11. Tormoznoy klapán dvoynogo deystviya Tehnicheskiy katalog PONAR WADOWICE 3/2013 WK 499 948 p. 1165-1170.
12. Dual counterbalance VBSO-DE-NN, 05.42.47-X-E-Z Rexroth Bosch Group RE 18307-57/04.10. Replaces: RE 00171/02.07 2 p.
13. Counterbalance Valve Poppet Type, Direct-Acting Cartridge – 350 Bar SBVE-R1 and DBVE-R1/2 HYDAC INTERNATIONAL E5.177.6/01.13, p. 274-275.
14. Counterbalance Valve Poppet Type RSM10121-01, Direct-Acting Metric Cartridge – 420 Bar HYDAC INTERNATIONAL, Brochure EN 5.933.1.1/11.17. - p. 1-4.