

# ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЗОЛОТНИКОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО БЛОКА РЕГУЛИРОВАНИЯ, ПЕРЕДАЮЩЕГО СИГНАЛ РЕДУЦИРОВАННОГО ДАВЛЕНИЯ НА УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯМИ, ЦИЛИНДРАМИ УПРАВЛЕНИЯ, ПАРАМЕТРАМИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ И ГИДРОМОТОРОВ

Е. Р. Бутакова, А. А. Секачева, А. С. Носков

Уральский федеральный университет  
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина,  
Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19

В данной статье рассмотрены результаты испытаний трех модернизированных гидравлических блоков управления. По ходу экспериментов производилась доработка узлов с последующими доводочными испытаниями. В результате исследований получены: характеристика зависимости перепада давления от расхода, зависимость редуцированного давления от угла наклона рукоятки, перепады давления в рабочих отводах блока управления и др. Анализ полученных результатов и сравнение с теоретическим расчетом показали, что имеется три основных типа регулировочных характеристик: параллельная теоретической — при ламинарном течении, трехзонная и квадратичная — при турбулентном режиме.

**Ключевые слова:** гидравлический блок управления, гидрораспределитель, золотниковые гидрораспределители, давление редуцирования, расходно-перепадные характеристики.

## Введение

Гидравлические блоки управления (ГБУ) — золотниковые многосекционные распределители с ручным управлением — предназначены для обеспечения необходимых скоростей движения и усилий на рабочих органах машин. Они применяются в гидрофицированных дорожно-строительных, подъемно-транспортных и горных машинах для обеспечения управления подачей и мощностью насосов и гидромоторов [1]. Однако повышение скоростей и нагрузок на рабочих органах машин требует увеличения размеров и массы гидрораспределителей, что приводит к возникновению недопустимо больших усилий на рукоятках управления ГБУ. Применение гидроаппаратов пропорционального, дистанционного управления перемещением золотников гидрораспределителей в значительной мере устраняет указанный недостаток.

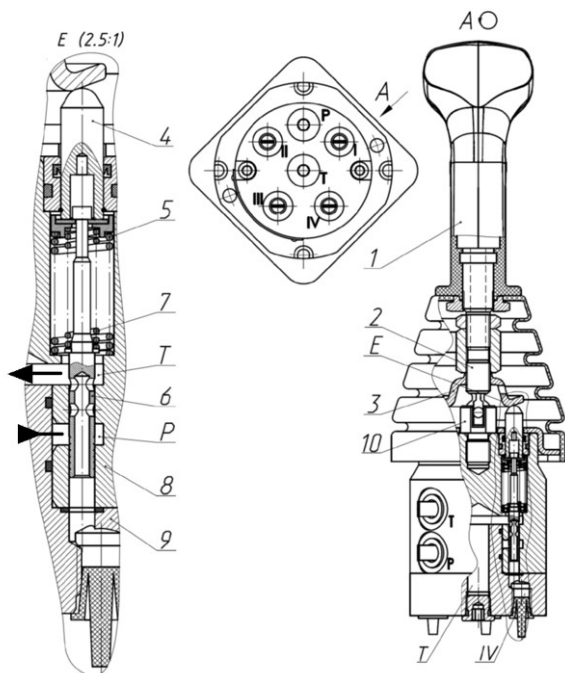
Усовершенствованные ГБУ российского производителя ООО «Пневмостроймашина» обеспечивают более эффективное дистанционное управление гидрораспределителями, цилиндрами управления, параметрами аксиально-поршневых насосов и гидромоторов [2].

## Конструкция и работа ГБУ

На рис. 1 дана конструктивная схема ГБУ. Аппарат представляет собой систему редуцированных клапанов для обеспечения плавной регулировки давления на выходе посредством рычагов или педалей управления. ГБУ состоит из следующих элементов: корпус 8; толкатели 4, прижимаемые к тарелке 3

пружинами 5; золотники 6, отжимаемые в верхнее нейтральное положение пружинами 5; регулировочные пружины 7; рычаг управления 1. В нейтральном положении рычаг располагается вертикально и все толкатели находятся в верхнем положении. Входы давления (канал  $P$ ) закрываются, а отводы потребителю соединяются со сливом (канал  $T$ ). Наклоном рычага 1 при помощи тарелки 3 один из толкателей опускается, что приводит к перекрытию плунжером щели, соединяющей отверстия слива и отвода, и открытию щели для входа масла под давлением: подвод масла к отверстию и отвод от него происходят через золотник 6. В золотнике 6 имеется дросселирующее отверстие, обеспечивающее перепад давления  $\Delta p = p_{\text{п}} - p_{\text{ред}}$ , который устанавливается с помощью регулировочной пружины 7.

При опускании толкателя усилие регулировочной пружины перемещает золотник вниз и, уменьшив перепад давления на дросселирующем отверстии, увеличивает давление  $p_{\text{ред}}$ . В то же время это давление стремится переместить золотник вверх, против усилия регулировочной пружины и, перекрыв дросселирующее отверстие, соединить полость отвода к потребителю с полостью слива. Чем больше опущен толкатель, тем больше усилие регулировочной пружины и тем больше  $p_{\text{ред}}$ . То есть редуцированное давление однозначно определяется усилием настройки регулировочной пружины. Это позволяет оператору плавно изменять  $p_{\text{ред}}$  или устанавливать фиксированное значение этого давления. В конце хода толкателя золотник упирается в него, происходит открытие дросселирующего отверстия, и полость отвода соединяется с полостью подвода: давление в линии отвода возрастает до давления



**Рис. 1. Конструктивная схема ГБУ. Обозначения:**  
 1 — рукоятка; 2 — шарнир; 3 — тарелка; 4 — толкатель;  
 5 — пружина возвратная; 6 — золотник;  
 7 — пружина регулировочная; 8 — корпус; 9 — плата;  
 10 — сферический шарнир  
**Fig. 1. Constructive scheme HCU. Designations:**  
 1 — handle; 2 — hinge; 3 — plate; 4 — pusher; 5 — spring return;  
 6 — goldsmith; 7 — spring adjustable; 8 — hull; 9 — plate;  
 10 — spherical hinge

на входе в регулятор. Регулируемое противодействие, действующее против усилия опускания толкателя, делает управление рычагом более «чувствительным» [3–6]. В табл. 1 представлена характеристика по основным техническим данным ГБУ.

### Модернизация и задачи испытаний ГБУ

В лаборатории отдела главного конструктора завода «Пневмостроймашина» ([www.psm-hydraulics.com](http://www.psm-hydraulics.com))

в г. Екатеринбурге проводились предварительные и приемосдаточные испытания трех блоков управления серии 220ВНМ (номера: № 1, № 2, № 3). Испытания проводились с целью оценки соответствия данной продукции требованиям стандартов и технических условий на блоки управления в соответствии с программой и методикой.

В блоках управления № 1 (рабочий отвод I) и № 3 (рабочий отвод III) были установлены золотники 200ВНЕ00.003-01, в остальных рабочих отводах блоков управления установлены золотники 200ВНМ00.003 (рис. 2). В золотнике 200ВНЕ00.003-01 были выполнены два дополнительных отверстия  $\varnothing 1Н10$ , которые располагаются по бокам двух основных отверстий  $\varnothing 3Н10$ , соединяющих подвод и слив рабочей жидкости в корпусе блока [7, 8].

Во всех блоках управления были установлены пружины ГКТ.1.16.006 взамен возвратных пружин 100ВН.00.017, поскольку место под возвратную пружину в корпусе 220ВНМ.001 в сравнении с корпусом 100ВН.00.006 блока управления устаревшей серии 100ВНМ уменьшилось с 36 мм до 29 мм (рис. 3).

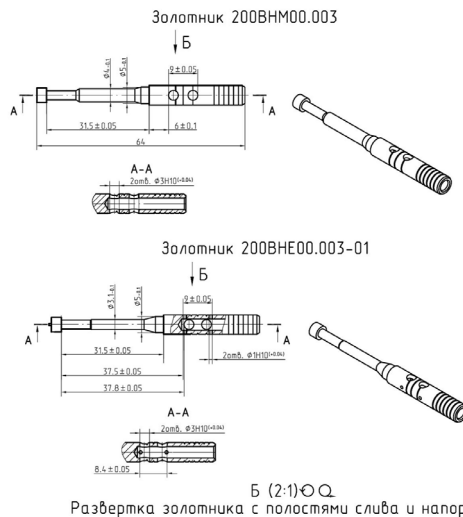
В корпусе блока управления № 3 размер перемычки между полостями нагнетания и слива рабочей жидкости фактически равен 9,39 мм (при заданном размере —  $9,2_{-0,1}$ , см. рис. 4). Расстояние в золотнике между отверстиями, соединяющими полость слива и нагнетания, составило  $9 \pm 0,05$  мм (рис. 2).

Таким образом, при толщине перемычки в корпусе 9,39 мм положительное перекрытие между началом соединения отверстий в золотнике с полостью нагнетания и отсоединения от полости слива составляет примерно 0,39 мм.

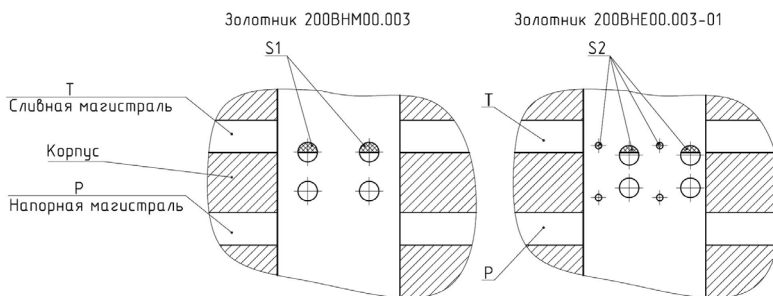
В блоке управления № 1 в рабочем отводе 3 в процессе испытаний в диапазоне редуцированного давления  $12–22$  кгс/см<sup>2</sup> наблюдался переходный процесс перерегулирования с затуханием. Для изменения предполагаемого положительного перекрытия в корпусе блока управления, между напорной и сливной магистралями, по наружному кромкам отверстий золотника были сняты фаски  $\approx 0,05$  мм, также в рабочем отводе 3 и 4 отполированы хвостовики золотников [9, 10].

**Таблица 1. Основные технические данные ГБУ**  
**Table 1. Key technical data HCU**

Наименование показателей	Значения
Давление на входе, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ): — номинальное — максимальное	3 (30) 10 (100)
Давление на выходе (редуцированное), МПа (кгс/см <sup>2</sup> ): — минимальное (при $\alpha_1 = 5^\circ \pm 1^\circ$ ) — максимальное (при $\alpha_2 = 25^\circ \pm 1^\circ 30'$ )	$0,5 \pm 0,15$ ( $5 \pm 1,5$ ) $2,5 \pm 0,2$ ( $25 \pm 2$ )
Давление на сливе, максимальное, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,3 (3)
Гистерезис, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,01 (0,1)
Диапазон регулирования	см. рис. 2
Внутренняя герметичность (утечки при номинальном давлении), см <sup>3</sup> /мин, не более: — из рабочего отвода (по каждому золотнику) — из каждого дополнительного отвода У, У1, У2	20
Усилие на конце рукоятки, Н (кгс) — при управлении одним золотником ( $\alpha_{\max} = 28^\circ$ ), не более — при управлении двумя золотниками ( $\alpha_{\max} = 32^\circ$ ), не более	11 (1,1) 18 (1,8)
Напряжение постоянное, В	0,1...36
Ток постоянный при активной нагрузке, А	0,0002...4



Развертка золотника с полосями слива и напора



S - площадь проходного сечения в золотнике, соединяющая рабочий отвод и сливную магистраль

Рис. 2. Сравнение конструкций золотников  
Fig. 2. Comparison of slide valve designs

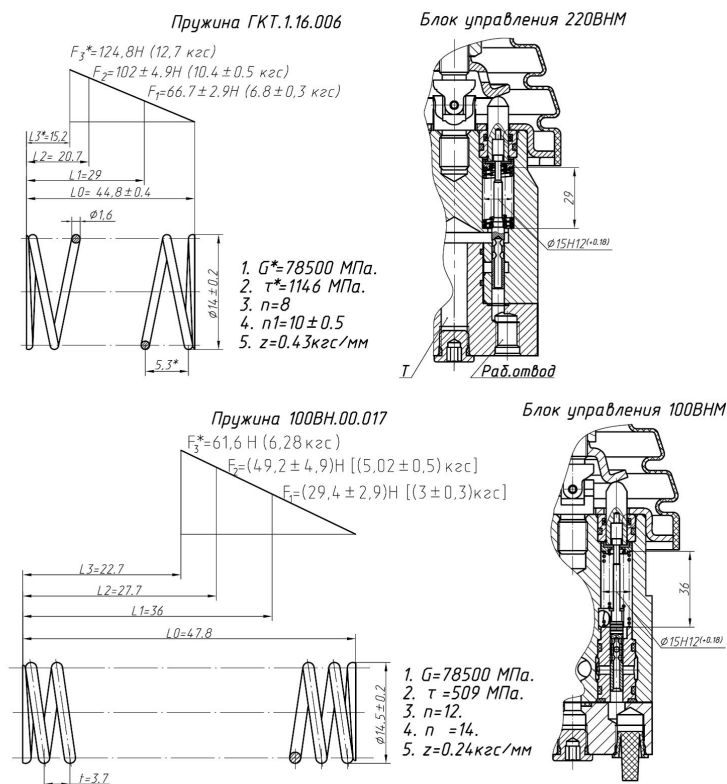


Рис. 3. Геометрическое сравнение пружин прежней и новой конструкций гидравлического блока управления  
Fig. 3. Geometric comparison of springs of the former and new hydraulic control unit structures

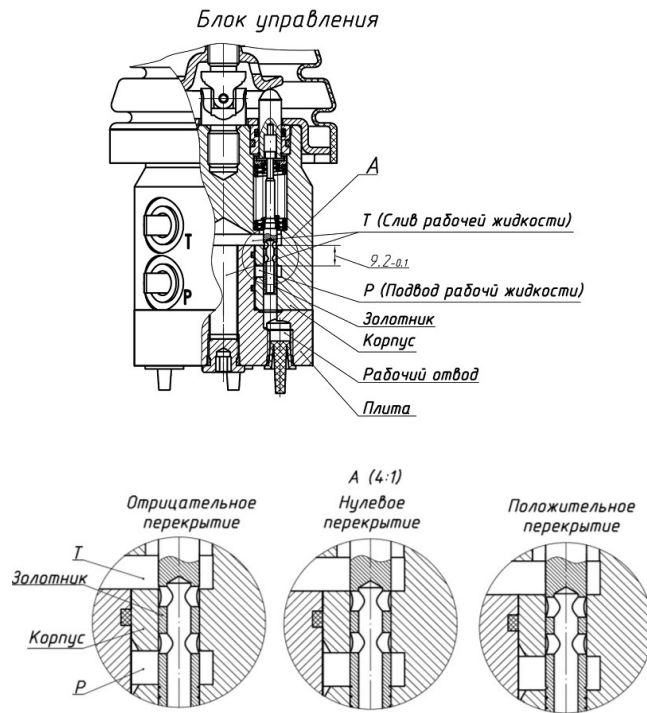


Рис. 4. Разрез блока управления, где отрицательное, нулевое, положительное перекрытие завит от расположения золотника относительно двух проточек корпуса, где осуществляется подвод и отвод рабочей жидкости

Fig. 4. Section of the control unit, where negative, zero, positive overlap curled from the location of the slide valve relative to the two hull ducts, where the supply and drainage of the working liquid is carried out

Таблица 2. Обозначение элементов в принципиальной гидравлической схеме стенда  
 Table 2. The designation of elements in the fundamental hydraulic scheme of the stand

Обозначение на схеме	Наименование	Кол-во
220ВНМ	Испытуемый блок 220ВНМ.000	1
Б	Бак рабочей жидкости	1
М	Расходомер	1
ДР	Дроссель (гидроклапан предохранительный У462.827)	2
ДТ	Тахометр электронный 7ТЭ-М1	2
КП	Гидроклапан предохранительный прямого действия У462.827	1
МЕ	Мензурка	1
МЕ1	Мензурка	1
МН1	Манометр ГОСТ 2405-80	
МН2-МН5	Манометр ГОСТ 2405-80	
МО	Маслоохладитель	1
Н	Насос аксиально-поршневой	2
Р	Линия подвода рабочей жидкости	
Т	Линия отвода рабочей жидкости	
УН	Устройство нагрузочное	2
Ф1	Фильтр сливной 1.1.25-25 ОСТ22-883-75 компания АЗИМ	1

### Организация стендовых испытаний

Ниже представлено поэтапное описание рабочих операций и параметры контроля для получения требуемых характеристик ГБУ. В табл. 2 указаны

значения и количество использованных элементов в принципиальной гидравлической схеме стенда.

#### 1. Проверка функционирования стенда.

Рабочие трубопроводы присоединяются в соответствии с гидравлической схемой (рис. 5).

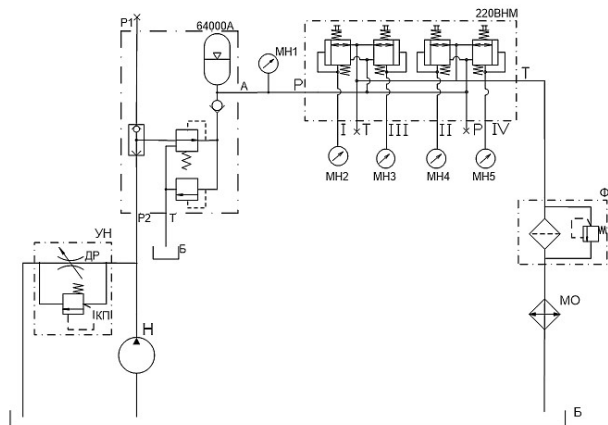


Рис. 5. Принципиальная гидравлическая схема для проверки функционирования и функциональной зависимости редуцированного давления от угла наклона рукоятки

Fig. 5. Principled hydraulic circuit to check the functioning and functional dependence of reduced pressure on the angle of the handle tilt

Каналы «Р» и «Т» в плите (снизу относительно рукоятки) испытуемого блока заглушаются. Канал «Р» в корпусе блока (боковое отверстие относительно рукоятки) подсоединяют к подаче насоса Н. Канал «Т» в корпусе блока соединяется со сливом. К каналам рабочих отводов I, II, III, IV подключаются манометры.

При испытаниях штатная рукоятка заменяется на технологическую, которая устанавливается на блок, не нарушая регулировку положения тарелки 3. В исходном положении рукоятки допускаются люфты, измеряемые по продольному перемещению на конце рукоятки:

- 1...3 мм при отклонении рукоятки для нажатия на один толкатель;
- 2...4 мм при отклонении рукоятки для нажатия на два толкателя.

#### 2. Проверка наружной герметичности системы.

Включить насос Н. С помощью нагрузочного устройства УН обеспечить давление  $P_{\text{МН1}} = 3 \text{ МПа}$  ( $30 \text{ кгс/см}^2$ ) в канале «Р», контролировать по манометру МН1. Выдержать не менее 3 минут.

Для вытеснения воздуха из внутренних полостей блока и проверки функционирования произвести по 4 цикла перемещения каждого толкателя, отклоняя рукоятку из исходного положения до упора. При снятии усилия оператора с рукоятки она должна возвращаться в исходное положение свободно, без заеданий.

При нажатии на каждый толкатель до упора рукоятки убедиться, что в соответствующих отводах блока управления создается давление рабочей жидкости, равное давлению в напорной гидролинии. То есть:  $P_{\text{МН1}} = P_{\text{МН2}}$  — при отклонении рукоятки до упора к первому толкателью, давление в рабочих отводах II, III и IV должно быть равно сливному давлению;  $P_{\text{МН1}} = P_{\text{МН2}} = P_{\text{МН3}}$  — при отклонении рукоятки до упора к первому и второму толкателью одновременно; и т.д. проверить давление во всех рабочих отводах, при нажатии на каждый толкатель и два соседних толкателя — одновременно [11–16].

#### 3. Проверка зависимости редуцированного давления от угла наклона рукоятки $P_{\text{ред}} = f(\alpha)$ .

Измерение углов отклонения рукоятки производить с помощью специального приспособления,

установленного на стенд. Отсчет углов отклонения рукоятки производить после выбора люфта в исходном положении.

При установке технологической рукоятки в исходное положение давлений рабочей жидкости в рабочих отводах должно быть не выше давления в сливной гидролинии.

Отклоняя технологическую рукоятку (далее рукоятку) в сторону толкателя I, контролировать значение редуцированного давления  $P_{\text{МН2}}$ , обеспечив следующие значения углов:  $4^\circ, 5^\circ, 6^\circ, 9^\circ, 12^\circ, 15^\circ, 18^\circ, 21^\circ, 24^\circ, 25^\circ, 26^\circ, 30^\circ$ , максимальный угол отклонения до упора рукоятки, далее контролировать значение давления  $P_{\text{МН2}}$  в порядке убывания указанных углов, т.е.  $30^\circ, 26^\circ$  и т.д. до  $0^\circ$ . Давление контролировать с помощью манометра МН2.

Проверить зависимость редуцированного давления от угла наклона рукоятки для каждого толкателя [17–18].

С помощью нагрузочного устройства УН обеспечить давление  $P_{\text{МН1}} = 10 \text{ МПа}$  ( $100 \text{ кгс/см}^2$ ) в канале «Р», контролировать по манометру МН1. Проверить зависимость редуцированного давления от угла наклона рукоятки  $P_{\text{ред}} = f(\alpha)$ .

С помощью нагрузочного устройства УН снизить давление, выключить насос Н.

Полученную характеристику зависимости редуцированного давления от угла наклона рукоятки можно увидеть на рис. 6.

#### 4. Проверка внутренней герметичности системы.

Подсоединить рабочие трубопроводы в соответствии с гидравлической схемой, указанной на рис. 7. Боковой канал «Т» в корпусе и канал «Р» в плите блока управления заглушить. Канал «Р» в корпусе блока подсоединить к насосу Н.

Включить насос Н. С помощью нагрузочного устройства УН обеспечить давление  $P_{\text{МН1}} = 3 \text{ МПа}$  ( $30 \text{ кгс/см}^2$ ) в канале «Р», контролировать по манометру МН1. С помощью рукоятки нажать до упора на каждый толкатель 5 раз. Через 60 с после установки рукоятки в исходное положение проверить внутреннюю герметичность золотников, поочередно измеряя утечки из рабочих отводов I, II, III, IV и сливного канала «Т» в плите блока. Определить суммарную утечку из отводов I, II, III, IV и отв. «Т», утечка не должна быть более  $20 \text{ см}^3/\text{мин}$ . С помощью нагрузочного устройства УН снизить давление до нуля. Выключить насос Н [19–20].

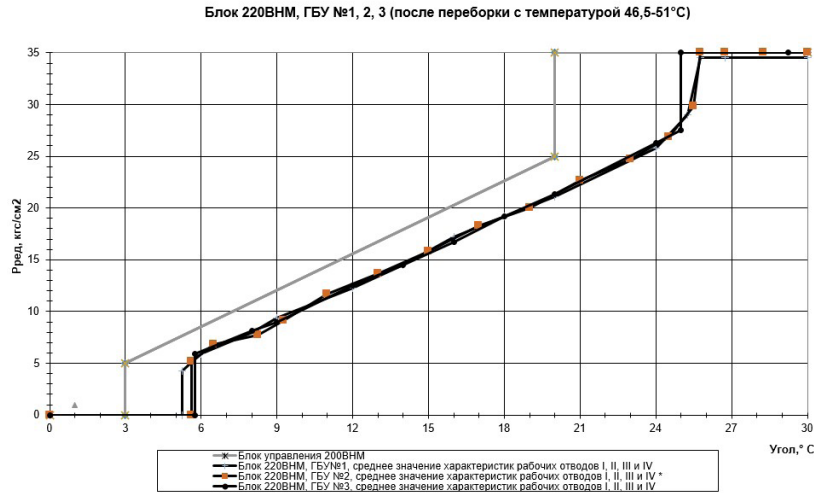
Подсоединить рабочие трубопроводы в соответствии с гидравлической схемой (см. рис. 8). Боковой канал «Т» в корпусе, канал «Р» в плите блока управления и рабочие отводы II, III, IV заглушить. Канал «Р» в корпусе блока подсоединить к насосу Н.

Включить насос Н. С помощью нагрузочного устройства УН обеспечить давление  $P_{\text{МН1}} = 3 \text{ МПа}$  ( $30 \text{ кгс/см}^2$ ) в канале «Р», контролировать по манометру МН1. Отклонить рукоятку в сторону толкателя 1, установить редуцированное давление  $P_{\text{МН2}} = 19 \text{ кгс/см}^2$ , значение давления контролировать по манометру МН2.

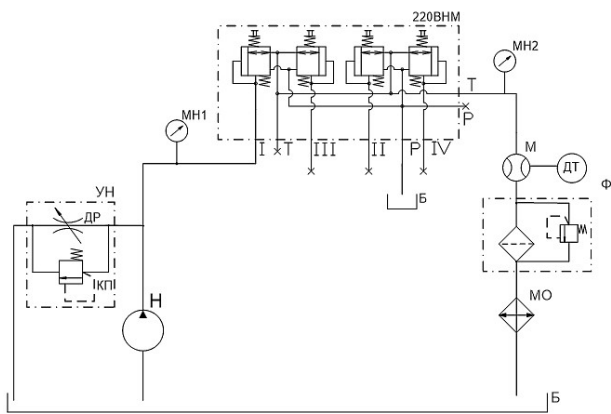
Измерить утечку из сливного отверстия «Т» в плите блока, утечка не должна превышать  $500 \text{ см}^3/\text{мин}$ . С помощью нагрузочного устройства УН снизить давление до нуля. Выключить насос Н.

Аналогично измерить утечку из слива «Т» для каждого рабочего отвода блока управления.

#### 5. Получение зависимости перепада давления от расхода рабочей жидкости $\Delta P = f(Q)$ на гидролинии «рабочий отвод—слив».



**Рис. 6. Зависимость редуцированного давления от угла поворота рукоятки гидравлического блока управления № 1, 2, 3 (после переборки)**  
**Fig. 6. The dependence of reduced pressure on the angle of the handle of the hydraulic control unit No. 1, 2, 3 (after bulking)**

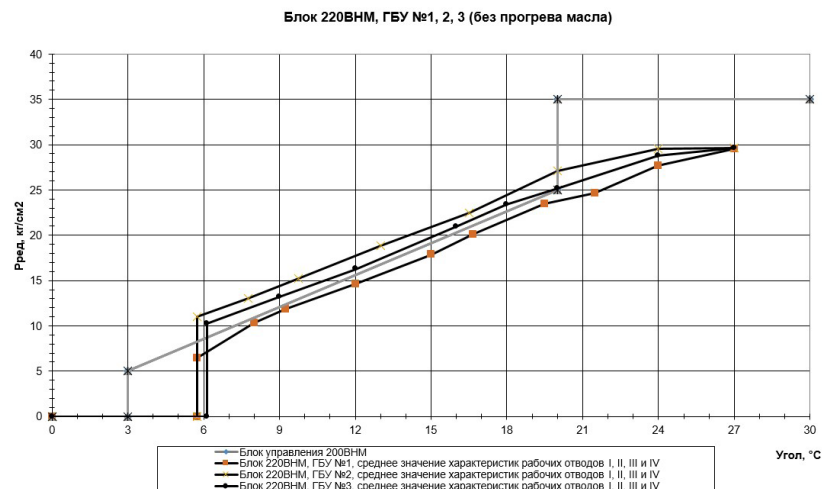


**Рис. 7. Принципиальная гидравлическая схема для определения функциональной зависимости перепада давления от расхода  $\Delta P=f(Q)$  в гидролинии «рабочий отвод-слив»**  
**Fig. 7. Principled hydraulic circuit to determine the functional dependence of pressure drop on the flow of «working drain-slip» in the hydroline**

Подсоединить рабочие трубопроводы в соответствии с гидравлической схемой на рис. 5. Каналы «Р» и «Т» в плите блока управления заглушить, боковые каналы «Р» и «Т» в корпусе соединить со сливом (внутренний диаметр трубопровода соединяющий сливной канал «Т» и бак Б не менее  $d=8$  мм, см. гидросхему, рис. 4). Рабочий отвод I подсоединить к подаче насоса Н, рабочие отводы II, III и IV заглушить.

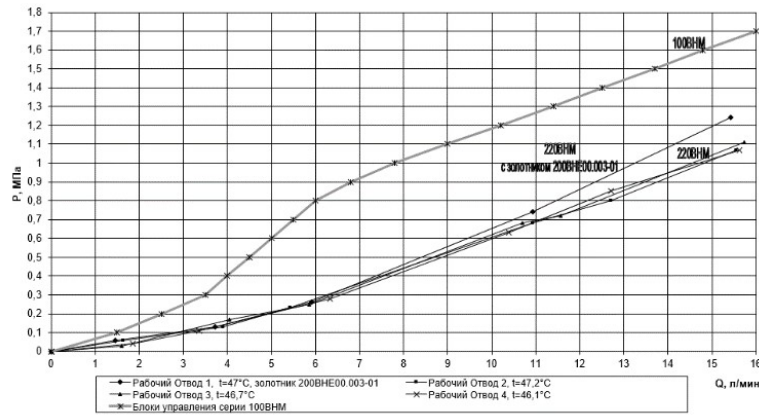
Включить насос Н. Частотой вращения насоса Н и с помощью нагрузочного устройства УН обеспечить следующие значения расхода:  $Q1=1,7\pm 0,5$  л/мин;  $Q2=3,7\pm 0,5$  л/мин;  $Q3=6\pm 0,5$  л/мин;  $Q4=10,5\pm 0,5$  л/мин;  $Q5=12\pm 0,5$  л/мин;  $Q6=16\pm 0,5$  л/мин. При каждом значении расхода контролировать перепад давления  $\Delta P=P_{\text{МН1}}-P_{\text{МН2}}$ . Показания расхода  $Q$  контролировать по частоте вращения гидромотора с помощью датчика тахометра ДТ, показания давления контролировать с помощью манометров МН1 и МН2.

С помощью нагрузочного устройства УН снизить давление до нуля. Выключить насос Н. Анало-

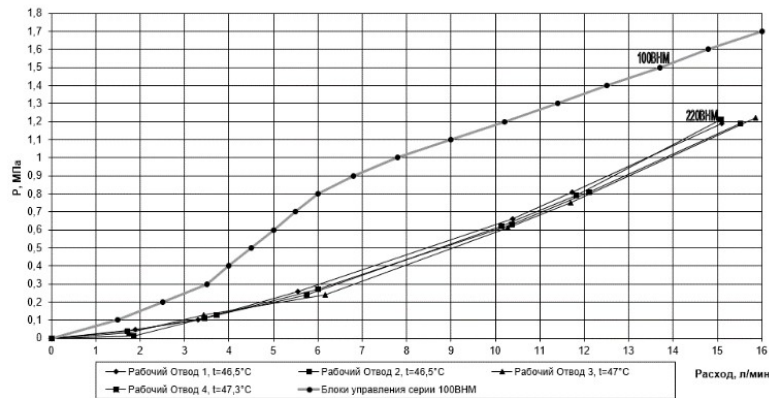


**Рис. 8. Зависимость редуцированного давления от угла поворота рукоятки гидравлических блоков управления № 1, 2, 3**  
**Fig. 8. The dependence of reduced pressure on the angle of the handle of the hydraulic control units No. 1, 2, 3**

Зависимость перепада давлений на линии "раб.отвод-слив" от расхода, ГБУ №1



Зависимость перепада давления на линии "раб.отвод - слив" от расхода, ГБУ №2



Зависимость перепада давления на линии "раб.отвод-слив" от расхода, ГБУ №3

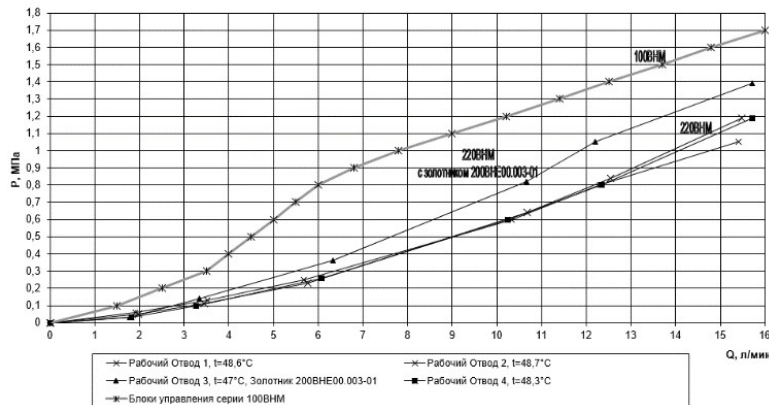


Рис. 9. Зависимость перепада давления на линии «рабочий отвод–слив» от расхода в гидравлическом блоке управления 220BVM № 1, 2, 3  
Fig. 9. The dependence of pressure drop on the «working drain–drain» line from consumption in the hydraulic control unit 220VNM No. 1, 2, 3

гично выполняем проверку для каждого рабочего отвода блока управления.

Получена характеристика зависимости перепада давления от расхода рабочей жидкости  $\Delta P=f(Q)$  на гидрелинии «рабочий отвод–слив» можно увидеть на рис. 9.

#### Анализ результатов испытаний

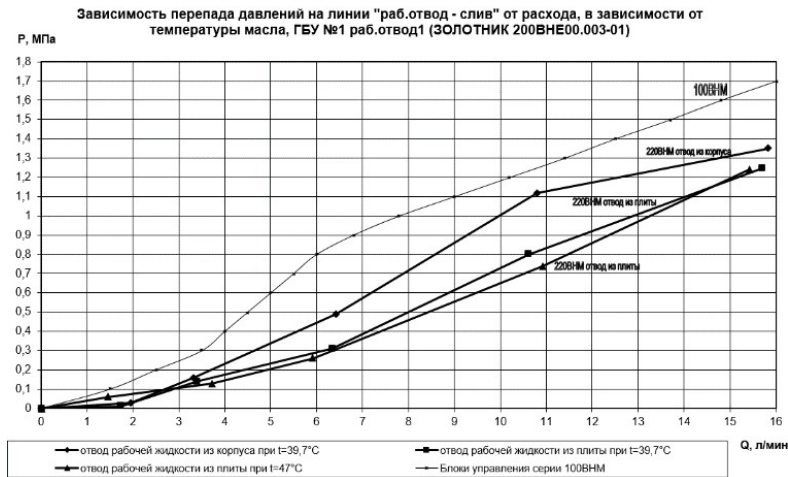
Испытания проводились в лаборатории гидроклапанной аппаратуры завода «Пневмостроймашина». Представлены основные результаты стендовых

испытаний модифицированных конструкций ГБУ в форме графиков зависимостей основных параметров аппаратов по проведенным поэтапным операциям

В результате проведенных испытаний было установлено следующее:

1. Функционирование блоков управления нормальное, наружная герметичность аппаратов обеспечивается. Внутренняя герметичность также обеспечивается, отпотевание отсутствует.

2. Колебания давления и шумы не наблюдались, плавность регулирования выдерживалась. Харак-



**Рис. 10. Сравнение зависимостей перепада давления на линии «рабочий отвод–слив» от расхода в блоке управления 220ВНМ № 1 при отводе рабочей жидкости по каналу «Т» в корпусе 220ВНМ.001 и плите 220ВНМ.002**  
**Fig. 10. Comparison of pressure change dependencies on the «working drain–drain» line from the flow unit 220VNM No. 1 when the working fluid is diverted through the «Т» channel in the case 220VNM.001 and the plate 220VNM.002**

теристики зависимости редуцированного давления от угла наклона рукоятки в блоках управления 220ВНМ приведены на рис. 6, 7; они соответствуют характеристике блока управления 200ВНМ, заявленной в технических условиях.

3. Перепад давления в рабочих отводах блоков 220ВНМ оказался меньше на 4–6 кгс/см<sup>2</sup> перепада давления в блоке серии 100ВНМ, при одних и тех же параметрах расхода. Полученная характеристика зависимости перепада давления от расхода на линии «рабочий отвод–слив» (рис. 9).

4. Перепад давления от расхода при отводе рабочей жидкости по каналу слива «Т» из плиты 220ВНМ.002 блока № 1 (рис. 8) получился меньше на 2,5–3 кгс/см<sup>2</sup>, чем при отводе рабочей жидкости по каналу слива «Т» из корпуса 220ВНМ.001, при одинаковых расходах (рис. 10).

5. Перепад давления в зависимости от расхода, в линии «рабочий отвод–слив», где установлены золотники 200ВНМ00.003, оказался на 1–3 кгс/см<sup>2</sup> меньше, чем перепад давлений в рабочих отводах, где установлены золотники 200ВНЕ00.003-01 — при одинаковых значениях расхода (рис. 9).

6. При нейтральном положении рукоятки золотник находится в исходной позиции и соединяет рабочий отвод и сливную магистраль посредством проходного сечения, образованного кромками отверстий золотника и корпуса в сливной магистрали (рис. 1). Проходное сечение золотника 200ВНМ00.003 площадью S1 образовано отверстиями  $\varnothing 3$ , а проходное сечение, площадью S2, золотника 200ВНЕ00.003-01 образовано отверстиями  $\varnothing 1$  и кромками отверстий  $\varnothing 3$  (рис. 2, вид Б). Поскольку площадь S1 больше площади S2, то перепад давления в линии «рабочий отвод–слив» с золотником 200ВНМ00.003 меньше аналогичного перепада давления в линии «рабочий отвод–слив» с золотником 200ВНЕ00.003-01 при одинаковых значениях расхода.

### Выводы

В статье изложены результаты экспериментальных исследований влияния конструктивных факторов золотниковых регуляторов на динамику

изменения редуцированного давления в зависимости от угла наклона рукоятки. Были изучены такие факторы, как перепад давления, зависящий от расхода на линии «рабочий отвод–слив»: характеристики устанавливались как в рабочих отводах, так и на канале слива «Т».

Выявлена разница в регулировочных характеристиках при установке разных типов золотников, что показало, что при одинаковых значениях расхода перепад давления в линии «рабочий отвод–слив» разный, что указывает на целесообразность дальнейшего развития данного метода регулирования в гидрофицированных дорожно-строительных и подъемно-транспортных машинах.

### Список источников

1. Чмиль В. П. Гидропневматический привод строительной техники. Конструкция, принцип действия, расчет. Санкт-Петербург: Лань, 2011. 320 с.
2. Каталог гидрооборудования ОАО «Пневмостроймашина». Екатеринбург, 1999.
3. Axin M., Eriksson B., Palmberg J.-O. [et al.]. Dynamic Analysis of Single Pump, Flow Controlled Mobile Systems // The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'11). 2011. Vol. 2. P. 223–238.
4. Wu D., Burton R., Schoenau G. [et al.]. Analysis of a Pressure-Compensated Flow Control Valve // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. 2007. Vol. 129. P. 203–211. DOI: 10.1115/1.1870037.
5. Latour C. Electrohydraulic flow matching: the next generation of load sensing controls // In Mobile. 2006. URL: <https://www.machinedesign.com/archive/article/21815367/electrohydraulic-flow-matching-the-next-generation-of-load-sensing-controls> (дата обращения: 10.11.2021).
6. Jongebloed H., D. van Buren, Volkel U. [et al.]. Energy-saving valve system for mobile applications – load-control-system (LCS) // In 4th International Fluid Power Conference (IFK). 2004. P. 117–128.
7. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение, 1974. 606 с.
8. Андреев М. А., Семенов С. Е. Коррекция динамических характеристик регулятора аксиально-поршневого насоса с электропропорциональным управлением // Наука



и образование МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2012. № 12. DOI: 10.7463/0113.0516044.

9. Сафронов Ю. Г. Динамические усилия на регулирующем органе аксиально-поршневого насоса в нестационарных режимах работы, обусловленных осцилляциями в золотниковом устройстве // Колебания и устойчивость приборов, машин и элементов систем управления / К. В. Фролов. Москва: Наука, 1968. С. 149–155.

10. Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. Москва: Машиностроение, 1969. 469 с.

11. Вайнсон А. Л. Подъемно-транспортные машины. Москва: Машиностроение, 1989. 536 с.

12. Динамика гидропривода / Под ред. В. Н. Прокофьева. Москва: Машиностроение, 1972. 288 с.

13. Попов Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов. 2-е изд., стер. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.

14. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. Москва: Машиностроение, 1972. 384 с.

15. Ломакин В. О., Чабурко П. С. Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. Т. 12. С. 128–136. DOI: 10.7463/1214.0743907.

16. Алиев Т. А. Экспериментальный анализ. Москва: Машиностроение, 1991. 272 с.

17. Bender F., Mitschke M., Bräunl T. [et al.]. Predictive operator modeling for virtual prototyping of hydraulic excavators // Automation in Construction. 2017. Vol. 84. P. 133–145.

18. Lin T., Wang L., Huang W. [et al.]. Performance analysis of an automatic idle speed control system with a hydraulic accumulator for pure electric construction machinery // Automation in Construction. 2017. Vol. 84. P. 184–194.

19. Cheng M., Zhang J., Xu B. [et al.]. An Electrohydraulic Load Sensing System based on flow/pressure switched control for mobile machinery // ISA Transactions. 2019. Vol. 96. P. 367–375. DOI: 10.1016/j.isatra.2019.06.018.

20. Ren H., Lin T., Zhou S. [et al.]. Novel Automatic Idle Speed Control System with Hydraulic Accumulator and Control

Strategy for Construction Machinery // Applied Sciences. 2018. Vol. 8. 496. DOI: 10.3390/app8040496.

**БУТАКОВА Елена Робертовна**, аспирант кафедры гидравлики Института строительства и архитектуры Уральского федерального университета имени первого Президента России Б. Н. Ельцина (УрФУ), г. Екатеринбург.

AuthorID (РИНЦ): 2431-3350

**СЕКАЧЕВА Антонина Андреевна**, ассистент кафедры гидравлики Института строительства и архитектуры УрФУ, г. Екатеринбург.

SPIN-код: 8342-2707

AuthorID (РИНЦ): 1013387

AuthorID (SCOPUS): 57208101686

Адрес для переписки: tonechka\_marakulina@mail.ru

**НОСКОВ Александр Семенович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры гидравлики Института строительства и архитектуры УрФУ, г. Екатеринбург.

AuthorID (РИНЦ): 105711

AuthorID (SCOPUS): 57206440691

#### Для цитирования

Бутакова Е. Р., Секачева А. А., Носков А. С. Исследование функционирования золотникового гидравлического блока регулирования, передающего сигнал редуцированного давления на управление гидрораспределителями, цилиндрами управления, параметрами аксиально-поршневых насосов и гидромоторов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 64–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-64-74.

Статья поступила в редакцию 30.01.2022 г.

© Е. Р. Бутакова, А. А. Секачева, А. С. Носков

# STUDY OF OPERATION OF SPOOL HYDRAULIC CONTROL UNIT THAT TRANSMITS REDUCED PRESSURE SIGNAL TO CONTROL HYDRAULIC DISTRIBUTORS, CONTROL CYLINDERS, PARAMETERS OF AXIAL PISTON PUMPS AND HYDRAULIC MOTORS

E. R. Butakova, A. A. Sekacheva, A. S. Noskov

Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin,  
Russia, Yekaterinburg, st. Mira, 19, 620002

The article discusses the test results of three modernized hydraulic control units. In the course of the experiments, the nodes are refined with subsequent refinement tests. As a result, of the research, the following results are obtained: a characteristic of the dependence of the differential pressure on the flow rate, a dependence of the reduction pressure on the angle of the handle, pressure drops in the working bends of the control unit, etc. The analysis of the results and comparison with theoretical calculation shows that there are three main types of adjustment characteristics: parallel theoretical — with laminar flow, three — zone and quadratic — with turbulent mode.

**Keywords:** hydraulic control unit, spool valves, pressure reduction, flow-rate characteristics.

## References

1. Chmil V. P. *Gidropnevmaticheskiy privod stroitel'noy tekhniki. Konstruktsiya, printsip deystviya, raschet* [Hydropneumatic drive of construction equipment. Design, principle of operation, calculation]. St. Petersburg, 2011. 320 p. (In Russ.).
2. Katalog gidrooborudovaniya OAO «Pnevmostroy mashina» [Catalog of hydraulic equipment of JSC «Pnevmostroy mashina»]. Yekaterinburg, 1999. (In Russ.).
3. Axin M., Eriksson B., Palmberg J.-O. [et al.]. Dynamic Analysis of Single Pump, Flow Controlled Mobile Systems // The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'11). 2011. Vol. 2. P. 223–238. (In Engl.).
4. Wu D., Burton R., Schoenau G. [et al.]. Analysis of a Pressure-Compensated Flow Control Valve // *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*. 2007. Vol. 129. P. 203–211. DOI: 10.1115/1.1870037. (In Engl.).
5. Latour C. Electrohydraulic flow matching: the next generation of load sensing controls // *In Mobile*. 2006. URL: <https://www.machinedesign.com/archive/article/21815367/electrohydraulic-flow-matching-the-next-generation-of-load-sensing-controls> (accessed: 10.11.2021). (In Engl.).
6. Jongebloed H., D. van Buren, Volk U. [et al.]. Energy-saving valve system for mobile applications — load-control-system (LCS) // *In 4th International Fluid Power Conference (IFK)*. 2004. P. 117–128. (In Engl.).
7. Bashta T. M. *Ob"emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Displacement pumps and hydraulic motors hydraulic systems]. Moscow, 1974. 606 p. (In Russ.).
8. Andreev M. A., Semenov S. E. *Korrektziya dinamicheskikh kharakteristik regulatora aksial'no-porshnevoogo nasosa s elektroproporsional'nym upravleniyem* [Correction of regulator's dynamic characteristics in axial piston pump with electric proportional control] // *Nauka i obrazovaniye MGTU im. N. E. Baumana. Science and Education of Bauman MSTU*. 2012. No. 12. DOI: 10.7463/0113.0516044. (In Russ.).
9. Safronov Yu. G. *Dinamicheskie usiliya na reguliruyushchem organe aksial'no-porshnevoogo nasosa v nestatsionarnykh rezhimakh raboty, obuslovlennykh ostillyatsiyey v zolotnikovom ustroystve* [Dynamic forces on the regulator of an axial piston pump in the non-stationary modes due to the oscillation in the spool valve] // *Kolebaniya i ustoychivost' priborov, mashin i elementov sistem upravleniya* [Oscillations and stability of devices, machines and elements of control systems] / K. V. Frolov. Moscow, 1968. P. 149–155. (In Russ.).
10. Prokofyev V. N., Danilov Yu. A. *Aksial'no-porshnevoy reguliruemyy gidroprivod* [Axial piston adjustable hydraulic drive]. Moscow, 1969. 469 p. (In Russ.).
11. Vaynson A. L. *Pod"yemno-transportnyye mashiny* [Lifting and transport machines]. Moscow, 1989. 536 p. (In Russ.).
12. *Dinamika gidroprivoda* [Dynamics of the hydraulic drive] / Ed. V. N. Prokofiev. Moscow, 1972. 288 p. (In Russ.).
13. Popov D. N. *Mekhanika gidro i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. 2nd ed., ster. Moscow, 2002. 320 p. (In Russ.).
14. Navrotsky K. L. *Teoriya i proyektirovaniye gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and design of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, 1972. 384 p. (In Russ.).
15. Lomakin V. O., Chaburko P. S. *Vliyaniye geometricheskoy formy sopla struynogo nasosa na ego kharakteristiki* [Influence of the geometric shape of the jet pump nozzle on its characteristics] // *Nauka i obrazovaniye: nauchnoye izdaniye MGTU im. N. E. Baumana. Science & Education: Scientific Edition of Bauman MSTU*. 2014. Vol. 12. P. 128–136. DOI: 10.7463/1214.0743907. (In Russ.).
16. Aliev T. A. *Eksperimental'nyy analiz* [Experimental analysis]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1991. 272 p. (In Russ.).
17. Bender F., Mitschke M., Bräunl T. [et al.]. Predictive operator modeling for virtual prototyping of hydraulic excavators // *Automation in Construction*. 2017. Vol. 84. P. 133–145. (In Engl.).
18. Lin T., Wang L., Huang W. [et al.]. Performance analysis of an automatic idle speed control system with a hydraulic accumulator for pure electric construction machinery // *Automation in Construction*. 2017. Vol. 84. P. 184–194. (In Engl.).
19. Cheng M., Zhang J., Xu B. [et al.]. An Electrohydraulic Load Sensing System based on flow/pressure switched control for mobile machinery // *ISA Transactions*. 2019. Vol. 96. P. 367–375. DOI: 10.1016/j.isatra.2019.06.018. (In Engl.).
20. Ren H., Lin T., Zhou S. [et al.]. Novel Automatic Idle Speed Control System with Hydraulic Accumulator and Control

**BUTAKOVA Elena Robertovna**, Postgraduate Student of Hydraulics Department of Construction and Architecture Institute, Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin (UrFU), Yekaterinburg.

AuthorID (RSCI): 2431-3350

**SEKACHEVA Antonina Andreevna**, Assistant of Hydraulics Department of Construction and Architecture Institute, UrFU, Yekaterinburg.

SPIN (code): 8342-2707

AuthorID (RSCI): 1013387

AuthorID (SCOPUS): 57208101686

Correspondence address: tonechka\_marakulina@mail.ru

**NOSKOV Alexander Semenovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Hydraulics Department of Construction and Architecture Institute, UrFU, Yekaterinburg.

AuthorID (RSCI): 105711

AuthorID (SCOPUS): 57206440691

#### For citations

Butakova E. R., Sekacheva A. A., Noskov A. S. Study of operation of spool hydraulic control unit that transmits reduced pressure signal to control hydraulic distributors, control cylinders, parameters of axial piston pumps and hydraulic motors // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 64–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-64-74.

Received January 30, 2022.

© E. R. Butakova, A. A. Sekacheva, A. S. Noskov