

УДК 622.23.05

РАЗРАБОТКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МУЛЬТИПЛИКАТОРА
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ю. М. Леконцев¹, П. В. Сажин¹, Б. Л. Герике², А. В. Новик³, Ю. Б. Мезенцев⁴

¹Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,

E-mail: pavel301080@mail.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия

²Федеральный исследовательский центр угля и углехимии СО РАН,

Ленинградский проспект, 10, 650065, г. Кемерово, Россия

³ООО “Автостройкомплект”, ул. Толстого 133, офис Т303, 630008, г. Новосибирск, Россия

⁴ООО УК “ПМХ” — “ПМХ–Уголь”, 1-я Стахановская, 1А, 650021, г. Кемерово, Россия

Рассмотрен вопрос создания специального устройства, позволяющего обеспечивать трансформацию давления рабочей жидкости, нагнетаемой в гидравлическую систему, для осуществления гидроразрывов в прочных горных породах. Показаны особенности работы устройства, установленные в ходе проведения лабораторных исследований, предложены пути устранения недостатков. Определены размеры и форма дроссельных канавок, обеспечивающих четкое переключение золотника управления в зависимости от параметров движения рабочей жидкости. Разработана гидравлическая схема распределителя золотникового типа со струйным управлением, что позволило увеличить точность и четкость переключения золотника.

Мультипликатор, гидроразрыв, распределитель, цилиндр, дроссель, клапан

DOI: 10.15372/FTPRPI20230410

Гидравлические мультипликаторы широко применяются для повышения давления рабочей жидкости в различном оборудовании при решении широкого спектра задач. В горной промышленности эти устройства востребованы при настройке предохранительных клапанов, контроле герметичности гидроцилиндров, трубопроводов и т. д., когда использование насосов высокого давления большой производительности нецелесообразно.

В Институте горного дела предложено и совместно с сотрудниками ФИЦ угля и углехимии исследовано новое направление применения мультипликаторов в области нагнетания рабочих жидкостей под высоким давлением в породные массивы. Одна из сфер использования данных устройств — нагнетание рабочей жидкости под высоким давлением для гидроразрыва прочных горных пород (более 12 ед. по шкале проф. Протоdjeяконова).

В настоящее время известно большое количество конструктивных схем мультипликаторов, различающихся по компоновке основных узлов и способам управления [1–6]. В зависимости от цикличности работы они делятся на два основных типа: мультипликаторы одностороннего действия и мультипликаторы непрерывного действия.

Управление потоками жидкости, подводимыми и отводимыми от мультипликатора, осуществляется распределителями с ручным (механическим), электрическим, гидравлическим или комбинированными системами управления.

В известных схемах система управления непрерывной работой мультипликатора в автоматическом режиме имеет весьма сложную конструкцию управления потоком рабочей жидкости и в подавляющем большинстве использует специальные минеральные или синтетические масла. На воде, поступающей по шахтным водоводам, без предварительной фильтрационной очистки они не работают. Кроме того, в этих конструкциях не предусмотрена работа на вязких флюидах, например для нагнетания смол в массивы горных пород.

Разработка мультипликаторов непрерывного действия простого, неприхотливого в эксплуатации, с автоматическим гидравлическим управлением потоками является актуальной задачей при проведении гидроразрывов в прочных породах или труднодоступных местах горных выработок, где проложены шахтные водоводы. Однако давление в последних не превышает 0,8 МПа, тогда как для осуществления гидроразрывов необходимо давление рабочей жидкости 5–30 МПа в зависимости от прочности массива.

Разработанная схема мультипликатора представлена на рис. 1. Особенность данного устройства — непрерывность работы в автоматическом режиме, простота конструкции, а также относительно небольшие габариты и масса (~ 6 кг).

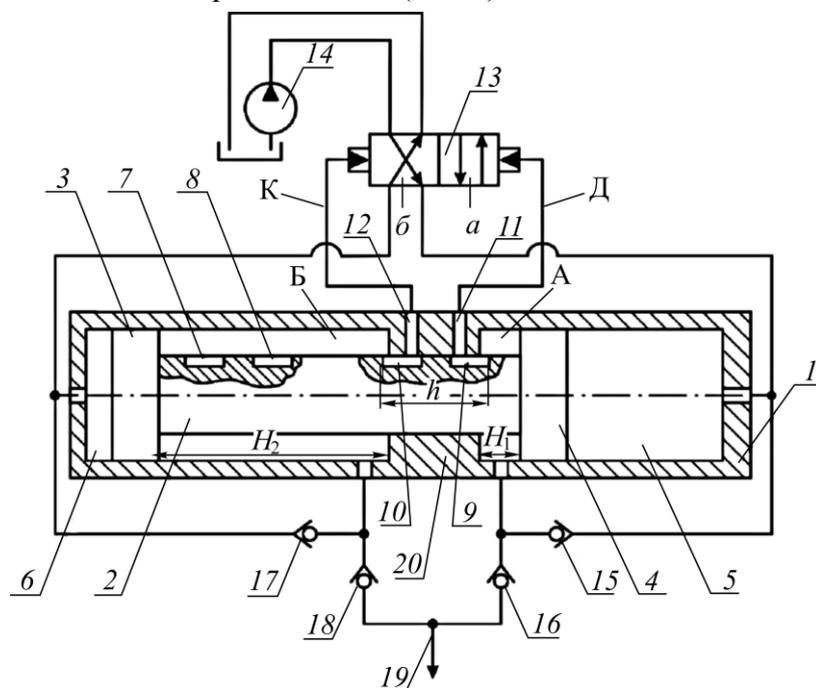


Рис. 1. Гидравлическая схема мультипликатора непрерывного действия

Мультипликатор состоит из корпуса 1, внутри которого находятся поршни 3 и 4, жестко соединенные штоком 2, проходящим через неподвижную втулку 20, на штоке 2 выполнены четыре симметрично расположенные канавки – дроссели 7–10. Клапаны 15–18, соединенные между собой трубопроводами, крепятся на внешней поверхности корпуса 1. Управление потоками жидкости от насоса 14 осуществляется двухпозиционным распределителем 13 с автоматическим гидроуправлением.

Работа устройства происходит в следующей последовательности: после включения насоса 14 жидкость через распределитель 13, находящийся в позиции “б”, поступает под поршень 4. При его перемещении в полости А создается давление

$$P_A = P_H k_M, \quad (1)$$

где $k_M = S_{II} / S_{III}$ — коэффициент мультипликации; P_H — давление, создаваемое насосом или в шахтовом водоводе, МПа; S_{II} — площадь сечения поршня, м²; S_{III} — площадь сечения штока, м².

Под давлением P_A жидкость проходит через клапан 16 и далее к потребителю по линии 19. Клапаны 15 и 18 при этом закрыты. Во время движения поршня 4 канавка 10 штока вначале проходит канал 11, затем соединяет канал 12 полостью Б, а канавка 9 соединяет полость А с линией 11, и жидкость под высоким давлением по линии Д идет к правому торцу золотника 13. Так как его левый торец по линии К соединен со сливом, то происходит переключение золотника 13 в позицию “а”, изменяя направление потока жидкости от насоса. Жидкость от насоса, после переключения распределителя в позицию “а”, поступает под поршень 3, после чего мультиплицированный поток жидкости из полости Б через клапан 18 поступает к потребителю по линии 19, а каналы 16 и 17 закрываются. В конце движения поршня 3 канавки 7 и 8 занимают положение соответственно напротив каналов 12 и 11. Жидкость под высоким давлением при этом подводится к левому торцу золотника 13, а его правая сторона соединяется со сливом. В результате золотник переходит в позицию “а” из позиции “б”. Происходит повторение циклов до отключения насоса 14 низкого давления.

Дроссельные канавки 7, 9 и 8, 10 первоначально имели прямоугольную форму (рис. 2).

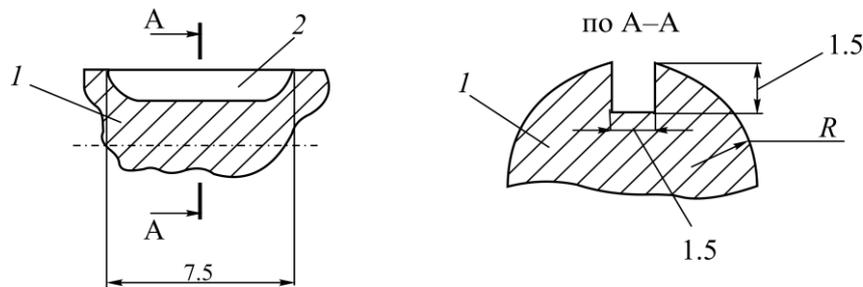


Рис. 2. Форма дроссельных канавок: 1 — шток; 2 — канавка; R — радиус штока

Для расчета основных параметров дроссельной канавки воспользуемся известной формулой [3–5]. Определим расход жидкости через дроссели 7–10 (рис. 1) и перепад давления на нем, исходя из допустимой скорости перемещения поршня мультипликатора:

$$Q_{др} = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta P}{\zeta}}, \quad (2)$$

где $Q_{др}$ — расход жидкости через дроссели, л/мин; μ — коэффициент местного сопротивления (коэффициент расхода); f — площадь сечения дросселя, м²; ζ — плотность жидкости, кг/м³; $\Delta P = P_1 - P_2$ — перепад давления на дросселе, МПа.

Скорость V_{II} — перемещения поршня, рассчитывалась исходя из предотвращения режима турбулентности течения жидкости в рабочих полостях мультипликатора:

$$V_{II} = \frac{Re \nu}{D_{II}}, \quad (3)$$

где Re — число Рейнольдса (принимая $Re \leq 2000$); ν — коэффициент динамической вязкости воды при $t = 10^\circ$. Таким образом, скорость перемещения поршня $V_{II} = 0.1 - 0.15$ м/с. Тогда средний расход жидкости на выходе из мультипликатора равен

$$Q_M = \frac{V_{\Pi}}{k_M} S_{\text{шп}} c, \quad (4)$$

где $S_{\text{шп}}$ — площадь штоковой полости; c — коэффициент местного сопротивления (коэффициент расхода $c = 1.1$);

$$S_{\text{шп}} = (S_{\Pi} - S_{\text{шп}}) = \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - d_{\text{шп}}^2), \quad (5)$$

D_{Π} — диаметр поршня; d — диаметр штока (соответственно 35 и 30 мм).

Для проверки работоспособности мультипликатора и отдельных его узлов, включая четкость работы устройств управления, разработан испытательный стенд, монтажная схема которого приведена на рис. 3.

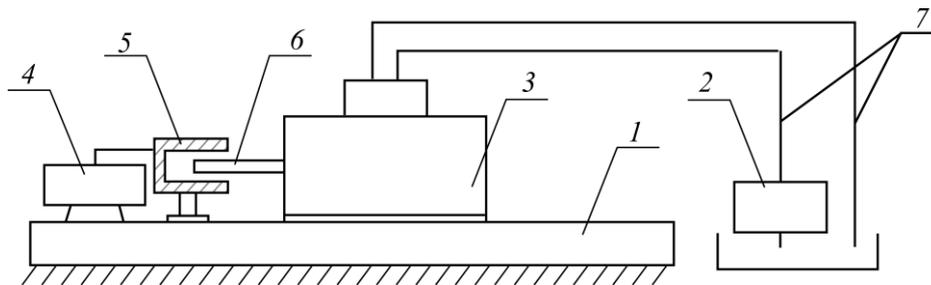


Рис. 3. Схема лабораторного стенда: 1 — монтажный стол; 2 — насосная установка; 3 — мультипликатор; 4 — осциллограф; 5 — датчик перемещения поршня (самопишущие манометры не показаны); 6 — шуп перемещения поршня; 7 — линии подвода жидкости к мультипликатору

Мультипликатор 3 и датчик перемещения 5 жестко закреплялись на монтажном столе 1. Перемещение поршня мультипликатора фиксировалось посредством индуктивного датчика перемещения плунжерного типа WA100, шток толкателя которого имел резьбовое соединение со шупом перемещения поршня 6. Сигнал перемещения от датчика WA100 по кабелю передавался и записывался на осциллографе 4 типа FNIRSI 1014D.

Во всех линиях гидросистемы стендового оборудования устанавливались приборы контроля давления, расхода, предохранительные клапаны, обратные клапаны, редукционные клапаны, дроссели и другие вспомогательные измерительные инструменты, прошедшие поверку и действующие на весь период исследований.

Имитация “шахтового водовода” осуществлялась насосной установкой, работающей на воде. Насос установки обеспечивал подачу жидкости с расходом $Q_{\min} = 20$ л/мин и создавал давление в напорной магистрали $P_{\text{ном}} = 4.5$ МПа. Анализ записи осциллограммы перемещения поршня (рис. 4) показал, что на участке кривой “а–б” переключение распределителя подвода рабочей жидкости происходило с задержкой t_4 — участок кривой “б–в”.

Анализ причин нечеткого переключения золотника 13 (рис. 1) показал, что при движении поршня 4 влево проточка 10 транзитом пересекает линию 11 и кратковременно соединяет полость А с правым торцом золотника 13. При этом левая его сторона еще не соединена со сливом, что приводит к задержке перемещения золотника. Однако этого достаточно для кратковременной (импульсной) приостановки подачи жидкости от насоса 14 под поршень 4.

Для устранения этой нестабильности сечение проточек 8 и 10 изменялось в соответствии с расчетами и результатами измерений, полученных во время лабораторных исследований. Для этого определялось усилие перемещения $F_{\text{пер}}$ золотника 13, которое составляет на воде 30 Н, на масле не менее 60 Н, когда его противоположный торец соединен со сливом. Площадь

золотника $S_{\text{зол}} = d_3 \pi / 4 = 0.5 \text{ см}^2$, где $d_3 = 8 \text{ мм}$ — диаметр золотника, тогда необходимые максимальное и минимальное давления на перемещение золотника составляет соответственно: $P_{\text{пер}}^{\text{max}} = P_{\text{зол}}^{\text{пер}} = 60 / (0.5 \cdot 10^{-4}) = 120 \cdot 10^{-4} = 1.2 \text{ МПа}$; $P_{\text{пер}}^{\text{min}} = 0.6 \text{ МПа}$.

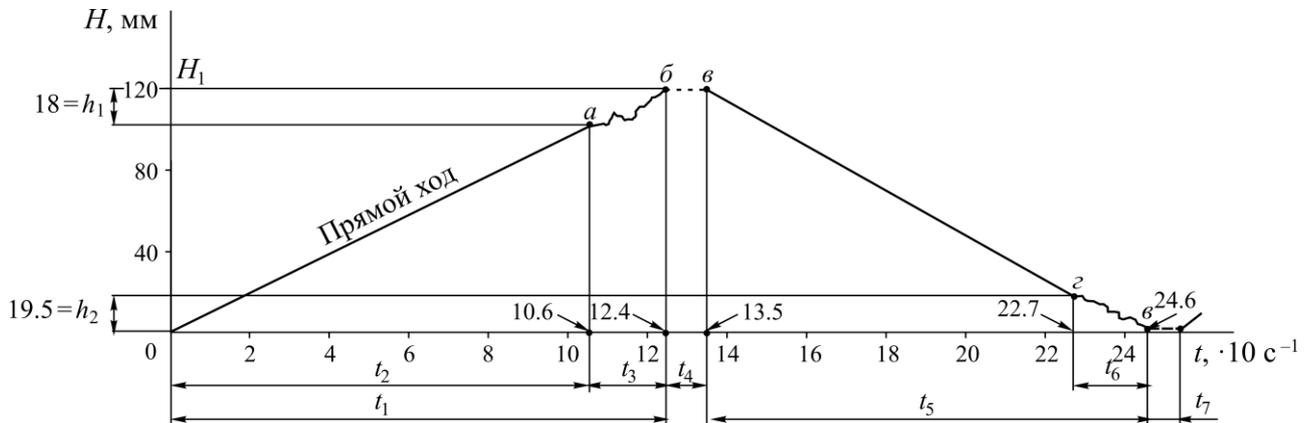


Рис. 4. Осциллограмма работы мультипликатора: t_1 — время прямого хода поршня; t_2 — время движения поршня на участке $H_1 - h$; t_3 — время перемещения поршня на участке h_1 ; t_4 — время переключения золотника распределителя

Определим перепад давления на дросселе 9 и 10 (рис. 1) по формуле

$$\Delta P = \mu \frac{V_{\text{д}}^2}{2}, \quad (6)$$

где μ — коэффициент местного сопротивления.

Скорость протекания рабочей жидкости через дроссель $V_{\text{д}} \approx 4.8 \text{ м/с}$ получена исходя из принятой скорости перемещения поршня мультипликатора $V_{\text{п}} \leq 0.15 \text{ м/с}$, что соответствует скорости движения жидкости, при которой $R_c < 2000$, т. е. ниже турбулентного; для дросселей в виде щели прямоугольного сечения $\mu = 2.0 - 2.2$ [6–8]. Из принятых условий расчетов $\Delta P \approx 6 \text{ МПа}$, следовательно давление, создаваемое на торец золотника в первом режиме мультипликации при $P'_{\text{мул}} \leq 12 \text{ МПа}$, будет равно

$$P'_{\text{пер}} = P'_{\text{мул}} - \Delta P = 6 \text{ МПа}.$$

Во втором режиме мультипликации (25 МПа)

$$P''_{\text{пер}} = P''_{\text{мул}} - \Delta P = 19 \text{ МПа}.$$

Таким образом, и в первом, и во втором случае давление достаточно для страгивания золотника 13 при прохождении первой канавки, т. е. он способен совершить небольшое возвратно-поступательное движение (близкое к колебанию), что создает неустойчивую работу мультипликатора на участке t_3 (рис. 4).

Снижение давления на торец золотника (увеличение ΔP) достигалось изменением профиля канавки и ее глубины. Профиль канавки имел треугольное сечение (рис. 5).

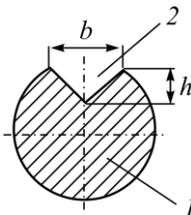


Рис. 5. Сечение золотника: 1 — шток мультипликатора; 2 — дроссельная щель

Во время проведения лабораторных испытаний h менялась от 0,5 до 3 мм, b в зависимости от h (рис. 5). Наиболее рациональные параметры канавки: $h=2$ мм; $b=3$ мм. При таких размерах дроссельной канавки $\Delta P=3$ МПа. Мультипликатор устойчиво работал на первом режиме (10 МПа), сбой происходил при втором режиме мультипликации (25 МПа). Поэтому был испытан второй вариант управления золотником — струйное управление.

Гидравлическая схема модернизированной конструкции струйного устройства управления золотником с телескопическим соплом показана на рис. 6.

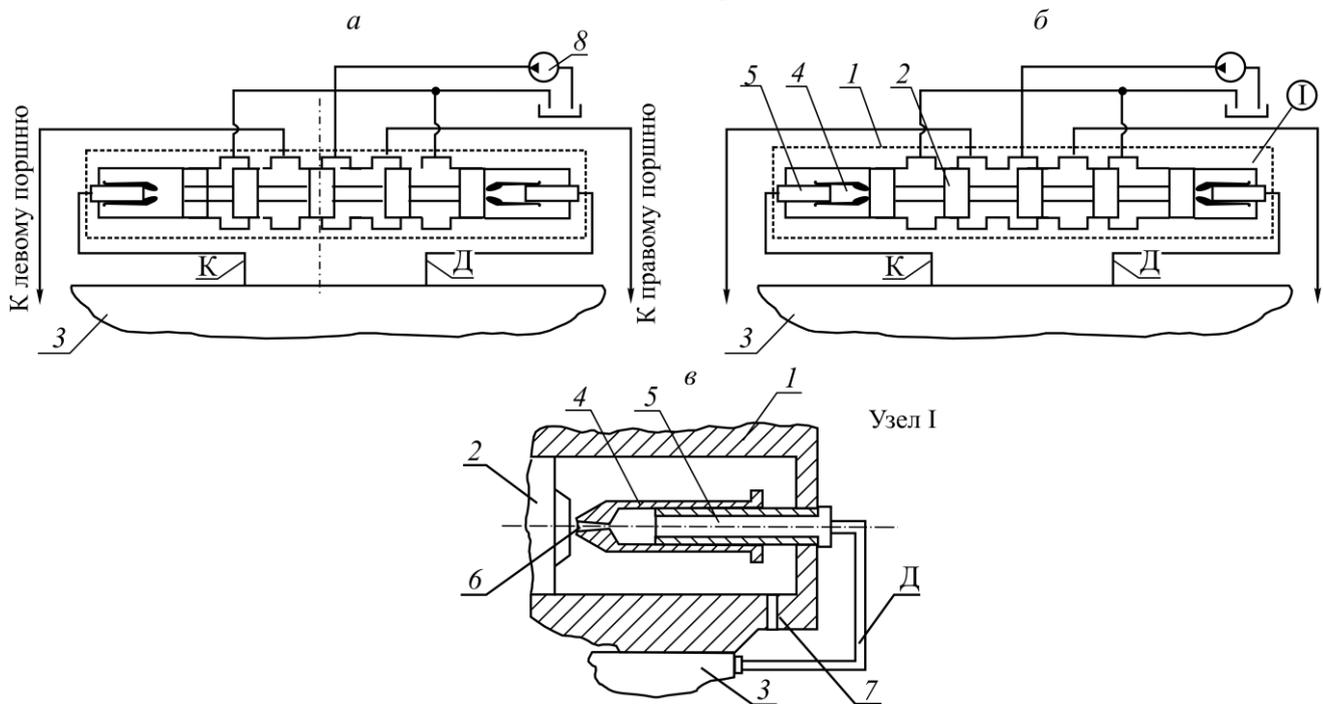


Рис. 6. Гидравлическая схема распределителя золотникового типа со струйным управлением: a — левое положение золотника; b — правое положение золотника; 1 — корпус распределителя; 2 — золотник; 3 — корпус мультипликатора; 4 — подвижное сопло; 5 — направляющая втулка; 6 — сопло; 7 — дренажное отверстие; 8 — насос

Распределитель включает корпус 1 и золотник 2 и жестко соединен с корпусом мультипликатора. Управление золотником 2 осуществляется под действием направленной струи жидкости, поступающей из полости высокого давления А и Б (рис. 1).

Кинематическая схема работы одного (правого) струйного устройства переключения золотника 2 показана как отдельный узел I (рис. 6). Основными его элементами являются неподвижная направляющая втулка 5 и телескопически соединенное с ней подвижное сопло 4. Жидкость из штоковой полости мультипликатора по линии Д поступает через направляющую втулку 5 в полость сопла 4.

Струя рабочей жидкости из отверстия 6 сопла 4 под высоким давлением воздействует на золотник 2, перемещая его. Синхронно с ним перемещается подвижное сопло 4 за счет телескопического соединения последнего со втулкой 5. Таким образом, зазор между соплом и торцом золотника остается постоянным, а сила воздействия струи воды из сопла имеет постоянное значение. Отработанная струя из сопла отводится по дренажному отверстию 7 в атмосферу, не создавая в дальнейшем гидравлической пробки для перемещения золотника 2 при его переключении (реверсе).

Применение конструкции струйного устройства переключения золотника распределителя исключает необходимость фрезерования канавок 10 и 8 (рис. 1), так как торцы золотника постоянно соединены со сливом посредством дренажных отверстий 7 (рис. 6). Профиль канавок оставлен треугольной формы без изменения геометрических размеров.

Расчет условия переключения золотника 13 после соединения канавки 9 с линией 11 выполнен из условия [9–12]:

$$Q_{др} = Q_{др}^c, \quad (7)$$

где $Q_{др}$ — расход через дроссель – канавку; $Q_{др}^c$ — расход через струйный дроссель:

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\zeta} P_1}; \quad Q_{др}^c = \mu_{соп} S_{соп} Z \sqrt{\frac{2}{\zeta} P_2}.$$

Здесь μ — коэффициент гидравлического сопротивления дросселя – канавки; $\mu_{соп}$ — коэффициент гидравлического сопротивления струйного дросселя; $S_{др}$ — площадь сечения дросселя – канавки; $S_{соп}$ — площадь сечения сопла; ζ — плотность жидкости; Z — зазор между соплом и торцом золотника; P_1 — давление на выходе дросселя – канавки; P_2 — давление на выходе сопла.

Исходя из условия равенства (7), определим:

$$P_2 = \frac{\mu_{др}^2 S_{др}^2 P_1}{\mu_{соп}^2 S_{соп}^2 Z^2}.$$

Среднее значение $P_2 = 0.9$ МПа после теоретического расчета.

Испытания мультипликатора с новой системой дроссельного управления не имеют аналогов. Отличие заключается в том, что в известных устройствах дроссельное отверстие неподвижно относительно заслонки, поэтому расстояние между соплом и заслонкой имеет переменное значение. Это влияет на кинетическую энергию жидкости, действующей на управляющую заслонку. В предложенной конструкции за счет телескопической конструкции подводной трубки с дросселем расстояние между торцом золотника и соплом дросселя остается постоянным. При этом увеличивается точность и четкость переключения золотника.

Испытания конструкции мультипликатора с дроссельным управлением на лабораторном стенде подтвердили теоретические расчеты и практическую функциональность. Одна из осциллограмм работы мультипликатора во время стендовых исследований приведена на рис. 7.

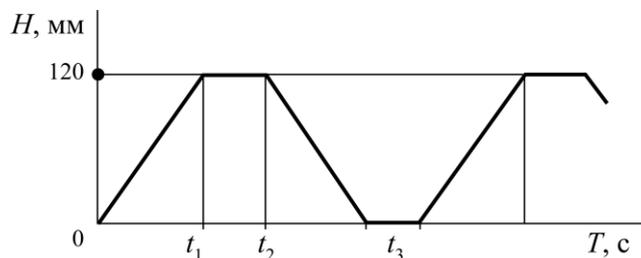


Рис. 7. Осциллограмма работы мультипликатора со струйным управлением: H — ход поршня; T — время перемещения поршня

К недостаткам струйного управления работой мультипликатора можно отнести требование к чистоте рабочей жидкости.

ВЫВОДЫ

Разработанная конструкция мультипликатора отвечает поставленной цели, а по результатам проведенных теоретических, лабораторных и шахтных исследований можно заключить следующее:

- стендовые исследования мультипликатора показали соответствие его конструкции заложенным характеристикам работы при проектировании;
- рациональная форма дроссельных канавок на штоке имеет треугольную форму с размерами $h \times b = 2 \times 3$;
- гидросистема мультипликатора отвечает требованию работы в автоматическом режиме от подводимой к нему жидкости под давлением 0.5 – 0.9 МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. **Гидросистемы** высоких давлений / Ю. Н. Лаптев, В. И. Глухов, Я. Я. Якименко, Г. А. Тетерин. — М.: Машиностроение, 1973. — 152 с.
2. **А. с. 1643812 СССР.** Автоматический гидромultiпликатор непрерывного действия / И. Ф. Малицкий, Б. С. Остренко, Т. В. Маркушенко // Оpubл. в БИ. — 1991. — № 15.
3. **Пат. 2637162 РФ.** Мультипликатор гидравлический / В. Д. Гриценко, А. П. Шевцов, И. Г. Лачугин, В. В. Черниченко, С. Б. Чагин, А. В. Рябцев // Оpubл. в БИ. — 2017. — № 34.
4. **Пат. 2750677 РФ.** Мультипликатор / Ю. М. Леконцев, П. В. Сажин, А. В. Новик // Оpubл. в БИ. — 2021. — № 19.
5. **Башта Т. М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.
6. **Гидравлика** в машиностроении: учебник для вузов в 2 ч. Ч. 2 / А. Г. Схиртладзе, В. И. Иванов, В. Н. Кареев и др. — Старый Оскол: ТНТ, 2008. — 496 с.
7. **Башта Т. М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. — М.: ИД Альянс, 2010. — 423 с.
8. **Левковский Ю. Л., Чалов А. В.** Влияние турбулентности потока на возникновение и развитие кавитации // Акустический журн. — 1978. — № 24. — Вып. 2. — С. 221–227.
9. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1992. — 672 с.
10. **Кисилев П. Г.** Справочник по гидравлическим расчетам. — М.: Энергия, 1972. — 312 с.
11. **Вихарев А. Н., Долгова И. И.** Гидравлика. Режимы движения, уравнение Бернулли, потери напора, каналы: учеб. пособие. — Архангельск: Изд-во АГТУ, 2001. — 92 с.
12. **Гидравлический расчет** объемного гидропривода с возвратно-поступательным движением выходного звена. — М.: Тамбов: Изд-во ГОУ ВПОТГТУ, 2010.

Поступила в редакцию 10/V 2023

После доработки 28/VI 2023

Принята к публикации 30/VI 2023