

УДК 622. 23

**ЖҮКТӨӨЧҮ ТҮЗМӨКТҮН ӨЛЧӨМ
МҮНӨЗДӨГҮЧТӨРҮНҮН СУЙУКТУКТУН
САРПТООСУНА ТААСИРИ**

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЗОЧНОГО
УСТРОЙСТВА НА УТЕЧКИ ЖИДКОСТИ
INFLUENCE OF LOADING UNIT PARAMETERS
ON LEAKS LIQUIDS**

**Султаналиев Б.С., Мелис уулу Данислан, Мелис кызы Назира
*Sultanaliev B.S., Melis uulu Danislan, Melis kyzy Nazira***

Гидравликалык шаймандарды жана машиналарды долбоорлоодо жана өркүндөтүүдө колдонулуучу жумушчу суюктуктардын физикалык жана механикалык касиеттерин билүү зарыл. Учурдагы маалымдама китептерде, окуу китептеринде жана монографияларда бул касиеттердин өзгөрүшү 50 МПага чейинки басымда берилет, бул 2000-жылдардын башында техниканын абалы үчүн жетиштүү болгон. Учурда тоо-кен жана курулуш машиналарында жана жабдууларында, кол машиналарда өзгөчө кырдаалдардын кесепеттерин жоюу үчүн кол аспаптарда гидравликалык жетеги бар машиналар колдонулат, анын ичинде жумушчу суюктуктун басымы 100 МПа жетет. Бул нерсеге байланыштуу, иш суюктуктун басымынын 50 МПа жогору суюктук басымында ийкемдүүлүктүн көлөмдүк модулуна тийгизген таасирин эксперименталдык изилдөөлөрдүн зарылдыгын негиздейт. Изилдөө үчүн жүктөөчү түзүлүштүн схемасы келтирилген. Бышык менен жүктөөчү түзүлүштүн цилиндринин ортосундагы ар кандай өлчөмдөгү жылчыктан суюктуктун агып кетүүсүн жана анын жумушчу суюктуктун басымына тийгизген таасирин эсептөө ыкмасы келтирилген. Суюктуктун сарпталышына ар кандай жылчыктарда жана жүктөөчү түзүлүштүн ар кандай геометриялык өлчөм мүнөздөгүчтөрдүн басымга көз карандылыгынын диаграммалары келтирилген.

При проектировании и совершенствовании гидравлических инструментов и машин необходимо знать физические и механические свойства используемых рабочих жидкостей. В существующих справочниках, учебниках и монографиях приводятся изменения этих свойств при давлениях до 50 МПа, что было вполне достаточно для уровня техники начала 2000-х годов. В настоящее время в горных и строительных машинах и оборудовании, в ручных инструментах для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций используются машины с гидроприводом, давление рабочей жидкости в которых достигает 100 МПа.

В связи с этим в работе обоснована необходимость проведения экспериментальных исследований влияния давления жидкости на ее объемный модуль упругости при давлениях жидкости свыше 50 МПа. Приведена схема нагрузочного устройства для исследования. Представлена методика расчета утечки жидкости при различной величине зазора между поршнем и цилиндром нагрузочного устройства и ее влияния на давление рабочей жидкости. Представлены диаграммы зависимости утечек жидкости от давления при различных зазорах и при различных геометрических параметрах нагрузочного устройства.

When designing and improving hydraulic tools and machines, it is necessary to know the physical and mechanical properties of the used working fluids. In existing reference books, textbooks and monographs, changes in these properties are given at pressures up to 50 MPa, which was quite enough for the level of technology at the beginning of the 2000s. Currently, in mining and construction machinery and equipment, in hand tools for liquidating the consequences of emergency situations, machines with a hydraulic drive are used, the pressure of the working fluid in which reaches 100 MPa. In this regard, the paper substantiates the need for experimental studies of the effect of fluid pressure on its bulk modulus of elasticity at fluid pressures above 50 MPa. The diagram of the loading device for research is presented. A method for calculating fluid leakage at different sizes of the clearance between the piston and the cylinder of the loading device and its effect on the pressure of the working fluid is presented. Diagrams of the dependence of fluid leaks on pressure at various gaps and at various geometric parameters of the loading device are presented.

Түйүн сөздөр: жүктөөчү түзүлүш, жумушчу суюктук, басым, көлөмдүк модуль, суюктуктун сарпталышы.

Ключевые слова: нагрузочное устройство, рабочая жидкость, давление, объемный модуль упругости, утечки жидкости.

Key words: loading device, working fluid, pressure, volumetric modulus of elasticity, fluid leakage.

Гидропривод широко применяется в различных машинах и устройствах благодаря таким его качествам, как малые габариты, высокий КПД, простота в управлении и обслуживании, безопасность в эксплуатации. В настоящее время практически все строительно-дорожные машины, большинство горных машин, ручные инструменты для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций оснащаются гидроприводом.

При проектировании и совершенствовании таких машин необходимо знать физические и механические свойства используемых рабочих

жидкостей: их плотность, вязкость, объемный модуль упругости, которые существенно зависят от температуры и давления жидкости. В существующих справочниках, учебниках и монографиях [1–4] приводятся изменения этих свойств при давлениях до 50 МПа, что было вполне достаточно для уровня техники начала 2000-х годов.

Но совершенствование машин с гидроприводом, повышение их мощности без существенного увеличения металлоемкости и габаритных размеров обеспечивается за счет увеличения давления рабочей жидкости. В настоящее время в горных и строительных машинах и оборудовании, в ручных инструментах для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций используются машины с гидроприводом, давление рабочей жидкости в которых достигает 100 МПа. Это гидродомкраты, гидравлические ножницы для разрезания арматуры, гидроклинья для отделения блоков горных пород от массива и их последующего раскола, оборудование для резки твердых материалов струей жидкости под большим давлением и др.

В последние годы были возобновлены научно-исследовательские работы по созданию гидравлических молотов с передачей энергии удара через замкнутую камеру с жидкостью [5]. Их результаты показывают, что реализация этого направления на практике может позволить увеличить мощность гидравлических молотов в разы без увеличения их габаритов и металлоемкости. Эти же результаты показывают, что в модели ударной системы с передачей удара через замкнутый объем жидкости [5] при ударе рабочее давление в камере с жидкостью может достигать 200–300 МПа. При анализе ударных процессов в рассматриваемой системе необходимо учитывать влияние давления на модуль объемной упругости, плотность и вязкость жидкости. что при передаче энергии удара через замкнутый объем жидкости давление в этом объеме может возрасти до нескольких сотен мегапаскалей, при этом возможно и значительное изменение температуры жидкости, которая также оказывает влияние на её физико-механические свойства.

Сложность создания вышеперечисленных инструментов и техники, как уже отмечено выше, заключается в том, что имеющиеся в литературе данные [1–4] ограничиваются давлением 50 МПа, и как поведут себя рабочие жидкости при больших давлениях, неизвестно. В связи с этим для дальнейшего уточнения расчетов необходимы экспериментальные исследования влияния давления жидкости на ее плотность, вязкость и модуль объемной упругости в более широком диапазоне изменения давлений.

Модуль объемной упругости жидкости определяется следующей формулой:

$$E_{\text{ж}} = V \frac{\Delta p}{\Delta V}, \quad (1)$$

где $E_{\text{ж}}$ – объемный модуль упругости жидкости, МПа; V – начальный объем жидкости, м^3 ; ΔV – изменение объема жидкости при сжатии, м^3 ; Δp – изменение давления жидкости, МПа.

В работе [6] для исследования влияния давления рабочей жидкости гидравлических машин на ее модуль объемной упругости и плотность авторы предложили экспериментальный стенд.

Основным узлом стенда является нагрузочное устройство, состоящее из цилиндра 1, плотно закрытой крышки 6 и поршня 2 со штоком 3. Цилиндр заполняется жидкостью, и к поршню прикладывается определенная сила F , величина которой измеряется с помощью динамометра. Под действием силы происходит перемещение поршня и сжатие жидкости, которое измеряется датчиком перемещения 8. Для измерения давления и температуры жидкости к гидравлической камере нагрузочного устройства установлены датчики давления и температуры 7. Для измерения утечки жидкости установлена емкость 5.

Утечки жидкости определяются по формуле:

$$Q = \pi d_1 \frac{p(\delta + u)^3}{12\eta L}, \quad (2)$$

где Q – утечки жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$; d_1 – внутренний диаметр цилиндра, м; p – разность давлений в начале и в конце зазора, Па; δ – начальная величина радиального зазора, м; u – радиальное перемещение внутренней стенки цилиндра под действием давления, м; η – динамическая вязкость жидкости, $\text{Па}\cdot\text{с}$; L – длина зазора, м.

$$\eta = \eta_0 + a_3 p$$

Например, для гидравлического масла МГ-30

$$\eta_0 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}; \quad a = 0,72 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с} / \text{МПа}$$

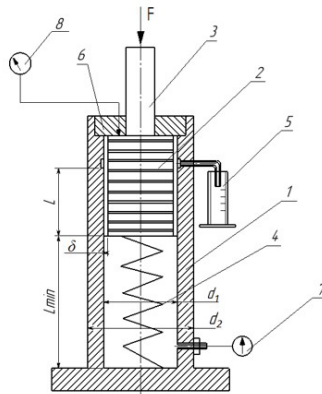


Рисунок 1 – Конструктивная схема нагрузочного устройства

Из предыдущей работы [3] следует:

$$u(r_1) = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{r_1^3 p}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{r_1 r_2^2 p}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{p r_1}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \mu \right) \quad (3)$$

где r_1, r_2 – внутренний и внешний радиусы цилиндра, м; μ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0,3$); E – модуль упругости стали, Па (для стали $E = 20,4 \cdot 10^{10}$ Па).

Подстановка выражения (3) в формулу (2) приводит к следующей зависимости утечек от параметров нагрузочного устройства и давления жидкости

$$Q = \pi d_1 \frac{p}{12\eta L} \left[\delta + \frac{p r_1}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \mu \right) \right]^3 \quad (4)$$

Из этой формулы следует, что утечки зависят от давления в четвертой степени. То есть увеличение давления от 10 до 100 МПа, в десять раз, приведет к увеличению утечек в 10 тысяч раз.

Полученную формулу можно записать в виде:

$$Q = \frac{2\pi r_1 p}{12(\eta_0 + a_3 p)L} \left[\delta + \frac{p r_1}{E} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \mu \right) \right]^3, \quad k = r_1 / r_2 \quad (5)$$

Из неё видно, что утечки можно уменьшить, увеличивая L , уменьшая δ и уменьшая r_1 или увеличивая r_2 . Причем последнее более предпочтительно.

С использованием полученной формулы были составлены таблицы и построены графики зависимости утечек от давления при различных коэффициентах k .

На рисунке представлены графики для масел МГ-30. Цифры 1-3 соответствуют коэффициентам k равным: 1 – 0,5; 2 – 0,333; 3 – 0,25.

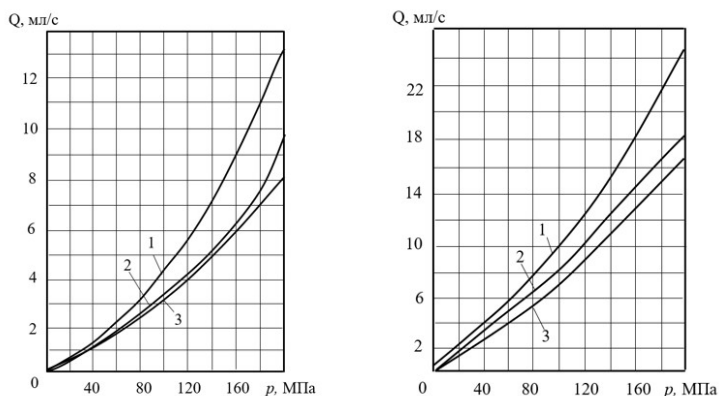


Рисунок 2 – Диаграммы зависимости утечек жидкости от давления при зазоре, равном 0,02 мм (а) и 0,03 мм (б), при различных значениях коэффициента k , равных: 1 – 0,5; 2 – 0,333; 3 – 0,25

Из рисунка 2а следует, что зависимость утечек от давления при зазоре 0,02 с увеличением давления от 0 до 200 МПа в жидкостной камере в исследуемом диапазоне давлений возрастает близко к параболической зависимости. Из рисунка также видно, что при давлении жидкости в камере до 40 МПа утечка жидкости мало зависит от коэффициента k . Но при увеличении давления жидкости зависимость утечка жидкости от коэффициента k значительная, и при 200 МПа это увеличение составляет 1,6 раза. Т.е. увеличение внешнего диаметра или уменьшение значение коэффициента k приводит к уменьшению утечек.

Таблица 1 – Зависимость утечек от давления при зазоре 0,02 при разных коэффициентах k

$k = \frac{r_1}{r_2}$	$p, \text{ МПа}$									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0.500	0.755	1,482	2,331	3,284	4,441	5,788	7,287	9,063	11,010	13.280
0.333	0,704	1,306	1,959	2,651	3,462	4,378	5,366	6,519	7,755	9.181
0.250	0,691	1,260	1,863	2,489	3,216	4,029	4,897	5,904	6,976	8.216

Таблица 2 – Зависимость утечек от давления при зазоре 0,03 при разных коэффициентах k

$k = \frac{r_1}{r_2}$	$p, \text{ МПа}$									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0.500	2,284	4,091	5,957	7,855	10,03	12,43	14,97	17,90	20,98	24,52
0.333	2,178	3,742	5,252	6,702	8,309	10,03	11,79	13,80	15,86	18,20
0.250	2,149	3,648	5,065	6,401	7,868	9,423	11,00	12,78	14,61	16,66

При зазоре 0,02 мм с увеличением давления от 40 до 200 МПа, т.е. в 5 раз, при значении коэффициента $k=0,5$ утечка жидкости увеличивается в 8,96 раза, а при коэффициенте $k=0,25$ утечка увеличивается только в 6,5 раза (рис. 2а), т.е. уменьшение коэффициента k в 2,0 раза приводит к уменьшению утечек в 1,4 раза.

При зазоре 0,03 мм с увеличением давления от 40 до 200 МПа т.е. в 5 раз, при значении коэффициента $k=0,5$ утечка жидкости увеличивается в 6,0 раза, а при коэффициенте $k=0,25$ утечка увеличивается всего в 4,6 раза (рис. 2а). Отсюда следует, что уменьшение коэффициента k в 2,0 раза не приводит к уменьшению утечек жидкости.

Таким образом, проведенный анализ показал, что при зазоре 0,02 мм между цилиндром и поршнем утечки жидкости можно уменьшить за счет увеличения толщины стенок цилиндра, при этом увеличение радиуса в 4 раза дает снижение утечек в 1,6 раза. При зазоре 0,03 мм в диапазоне давлений от 0 до 200 МПа в жидкостной камере увеличение толщины стенок цилиндра не приводит к уменьшению утечек жидкости. Поэтому при выборе параметров нагрузочного устройства наиболее рациональным будет с точки зрения наименьшей утечки жидкости зазор между цилиндром и поршнем 0,02 мм, а коэффициент k равным 0,2.

Литература

1. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301с.

2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов . - 4-е изд. – М: Издательский дом «Альянс», 2010. – 423 с.

3. Хорин В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. – М.: Изд-во “Недра”, 1968. – 420 с.

4. Астахов А.В., Понамаренко Ю.Ф. Гидропривод горных машин. – М.: Изд-во “Недра”, 1971. – 248 с.

5. Еремянц В.Э., Мелис кызы Назира, К выбору модели соударения стержней через замкнутый объем жидкости. // Journal of Advanced Research in Technical Science. – North Charleston, USA: SR CMS, CreateSpace. 2017. Issue 6. – P. 11–16.

6. Еремянц В.Э., Султаналиев Б.С., К методике экспериментальных исследований влияния давления жидкости на её объемный модуль упругости. //Машиноведение. – Вып. 1(9). ИМАШ НАН КР 2019. – С. 82– 90.