

УДК [621.225.7 + 621.653]

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УТЕЧЕК ЖИДКОСТИ В МАЛЫХ КОЛЬЦЕВЫХ ЗАЗОРАХ

Б. И. ЕРШОВ⁺, Д. Н. АНДРИАНОВ

Характер изменения утечек в малых кольцевых зазорах (5...25 мкм) в зависимости от давления описывается известными формулами. В режиме действия относительно низкого давления, измеренные значения утечек совпадают с вычисленными значениями и не совпадают с вычисленными значениями в режиме высокого давления. Эксперимент, выполненный с поршневой парой при двух различных зазорах, свидетельствует о необходимости более глубокого теоретического обоснования явлений и процессов, протекающих в тонком слое жидкости за пределами начальных рабочих давлений (10...20 МПа) при относительно малой величине зазора.

Ключевые слова: кольцевой зазор, утечки, тонкий слой жидкости, давление.

Постановка задачи. Вопросы течения жидкости в малых зазорах, которые существуют в подвижных деталях гидравлических устройств, в том числе и поршневых парах объемных гидромашин, а также и грузовых гидроцилиндрах гидравлических и электрогидравлических испытательных машин представляют большой интерес. Величина этих зазоров для большинства подобных устройств находится в пределах от единиц до нескольких десятков микрометров.

Наличие зазора ведет к неизбежному просачиванию жидкости и вызывает утечки. Это явление на практике приводит к нежелательным последствиям, которые заключаются в том, что поршни гидравлических устройств смещаются под действием внешней нагрузки и не позволяют осуществлять, например, "стояночное торможение" гидростатической трансмиссии. Утечки в значительной степени зависят от вязкости жидкости, которая прямо пропорциональна величине давления и обратно пропорциональна температуре.

Можно выделить два различных типа зазоров. В одних конструкциях зазор обеспечивается технологически, обеспечивая устройству оптимальную герметичность. В других — детали взаимодействуют между собой. Между этими деталями может существовать слой смазочного материала или слой рабочей жидкости под рабочим давлением. Этот жидкостный слой является самоустанавливающимся, и в нем возникает структурирование жидкости. Эта категория гидростатических устройств по роду работы более близка к смазанной паре трения. Теория смазки предполагает наличие различных видов взаимодействия между атомами, молекулами жидкости или смазочного материала и поверхностями физических тел [1]. Исследованиями различных авторов установлено существование граничных пленок на поверхностях трения, определенным образом влияющих на антифрикционные свойства жидкости или смазочного материала.

Правильное решение вопросов трения, изнашивания и смазки имеет значение не только при совершенствовании объемных гидромашин, поскольку от него зависит долговечность, надежность, работоспособность и, в конечном итоге, эффективность всей находящейся в эксплуатации техники.

В процессе выполнения работы по исследованию течения жидкости в тонком слое гарантированного зазора поршневой пары гидромашин, измерялось количество утечек в статическом состоянии при изменении давления.

Гомельский политехнический институт им. Сухого. Беларусь, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.
⁺ Автор, с которым следует вести переписку.

Полученные результаты невозможно объяснить с помощью явления облитерации или закономерностей течения ньютоновской жидкости. Характер полученных кривых свидетельствует об изменении структуры тонкого слоя жидкости, без изменения структуры в общей массе жидкости в цилиндрической камере. Эти выводы о качественном изменении утечек справедливы для иных конструкций, зазор в которых не является гарантированным, а самоустанавливается в процессе эксплуатации этого устройства.

Следует отметить, что качественное изменение утечек происходит при разных давлениях и зависит от ряда факторов, полный перечень которых еще предстоит выяснить. Главными из них являются величина зазора и индекс вязкости жидкости.

Описание экспериментальной установки и методика проведения исследований. Утечки жидкости в стационарном положении поршня выполнялись на установке, схема которой показана на рис. 1. Установка содержит насос среднего давления 1, обеспечивающий давление до 35 МПа и мультипликатор 4, позволяющий получить давление 90...120 МПа. В процессе исследования давление ограничивалось 80 МПа. Мультипликатор управлялся двухпозиционным реверсивным золотником 3. Одна позиция золотника обеспечивает цикл подготовки, а другая — рабочий ход мультипликатора. Золотник защищен от действия высокого давления обратным клапаном 6. В состав насосной станции входит фильтр 2, предохранительный клапан, дублирующий ограничение давления со встроенным в насос ограничителем мощности. Регулирование давления осуществлялось дроссельным регулятором 9.

Характеристики поршня:

диаметр D , мм	25
длина L , мм	80
расчетная длина, взаимодействующая с цилиндрическим отверстием l , мм	61,5

Точное значение размеров поршня и отверстия под ним приведены далее по тексту. В исследованиях в качестве рабочей жидкости использовалось масло И-20.

Рассмотрим устройство для установки поршневой пары (рис. 2). Поршень 6 с гидростатическим подпятником для выполнения программы исследования не содержит внутреннего канала, подающего жидкость к подпятнику. Поршневая сила передается опорной пластине 7. Цилиндр 5 выполнен с фланцем, которым он крепится к верхней пластине 2 и к стойкам

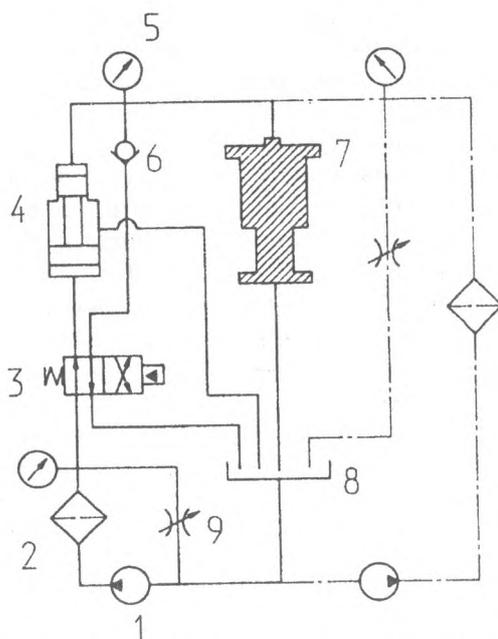


Рис. 1. Гидравлическая схема установки: 1 — насос среднего давления с ограничителем мощности и предохранительным клапаном; 2 — фильтр; 3 — золотник; 4 — мультипликатор; 5 — манометр; 6 — обратный клапан; 7 — исследуемая поршневая пара; 8 — гидробак; 9 — переменный дроссель

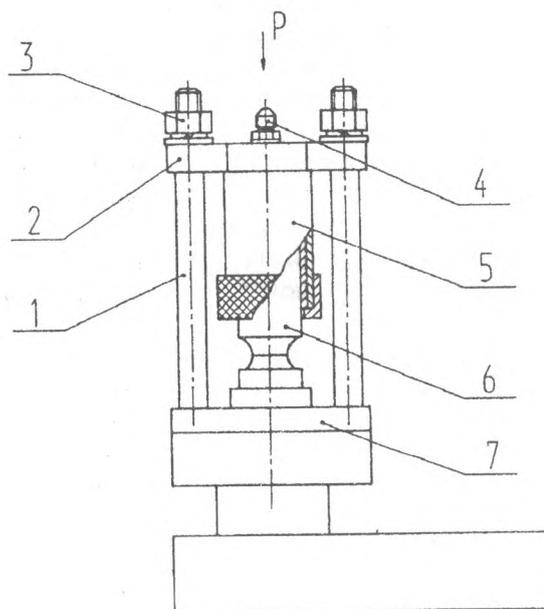


Рис. 2. Исследуемая поршневая пара: 1 — стойки установки; 2 — верхняя пластина; 3 — гайка; 4 — подводящий штуцер; 5 — цилиндр; 6 — поршень; 7 — нижняя пластина

установки 1. Количественное значение утечек определялось по изменению массы ватного тампона, помещенного на пути утечек жидкости. Взвешивание осуществлялось на аналитических весах до начала измерений и после смачивания тампона просочившейся жидкостью в течении заданного времени. Материал тампона во всей серии испытаний был одинаков. При испытаниях уделялось внимание термостатированию установки. Опыты проводились с повторными измерениями через сутки при комнатной температуре рабочей жидкости (+18°...+21 °С).

Результаты испытаний. Было проведено измерение утечек через радиальный зазор поршневой пары в зависимости от перепада давления, результаты статически обработаны и по усредненным значениям построена кривая, отражающая закономерность их изменения. Статистическая обработка результатов измерений производилась методом наименьших квадратов.

Поршневая пара подвергалась контрольному обмеру, что позволило установить действительный размер радиального зазора (таблица).

Предполагается, что: а — поршень располагается концентрично во втулке и цилиндре; б — наличием овальности и конусности пренебрегаем; в — среднее расчетное значение зазора принимаем 11,1 мкм на сторону.

Результаты экспериментов приведены на рис. 3а. После снятия слоя металла толщиной 1,9 мкм путем шлифования, выполняется вторая серия измерений, результат которой представлен на рис. 3б. Измерения показывают закономерность нарастания утечек в зависимости от давления с последующим уменьшением их величины, несмотря на повышение давления, и вновь некоторое нарастание, но с иной закономерностью. Такое поведение утечек обнаруживается при относительно малых радиальных зазорах в поршневой паре.

Размеры поршневой пары по карте обмеров

Характеристика	Действительный размер, мм	Конус (овал), мм
Диаметр плунжера	∅ 25,258-260-262	0,004
	258-258-260	0,002
Диаметр втулки	∅ 25,270-288-292	0,022
	274-286-290	0,004
Длина зазора 61,5 мм		

Как показывают измерения, выполненные при большей величине радиального зазора (до 13 мкм), максимум утечек возникает при более высоких значениях перепада давления, чем это имеет место в предыдущей серии опытов (с зазором 11,1 мкм). При определенной величине давления нарушаются классические представления о течении ньютоновских жидкостей и известные соотношения утечек и давления. Обнаруженные явления не объясняются облитерацией, т.к. утечки при малых давлениях не изменяются во времени. Картина изменения утечек зависит от давления и от зазора.

Расчет утечек в кольцевом зазоре пары поршень — цилиндр. Пренебрегая скоростью относительного перемещения, величину утечек можно представить в известном виде [2]:

$$Q = \Delta p \delta^3 B / 12 \mu L \quad (1)$$

В расчетах по формуле (1) не учитывается влияние температуры рабочей жидкости и давления на величину вязкости и, как следствие, на величину утечек. В устройствах, работающих при высоких давле-

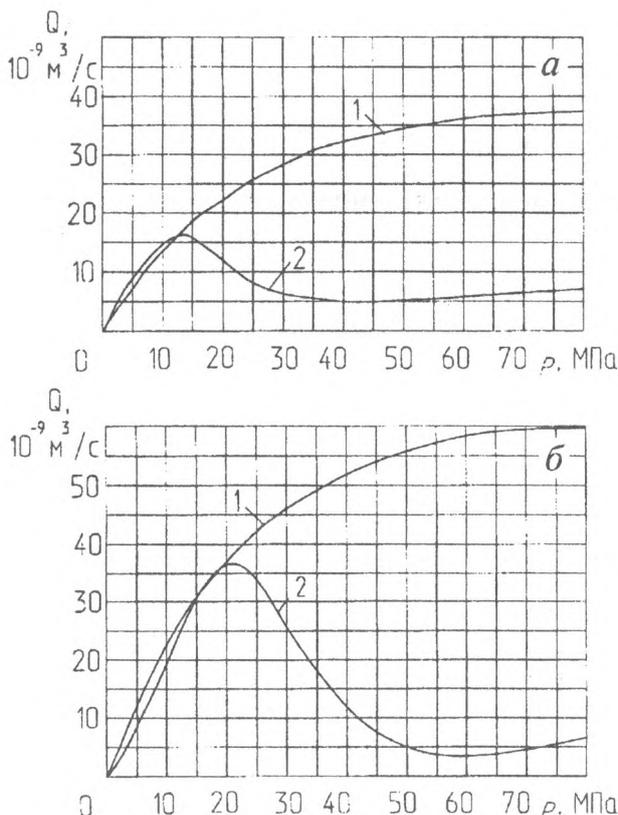


Рис. 3. Экспериментальные и расчетные значения утечек в радиальном зазоре поршневой пары: а — δ = 11,1 мкм; б — δ = 13,0 мкм; 1 — расчет по формуле (7); 2 — экспериментальная кривая

ниях, вязкость жидкости не является неизменной. Вследствие этого утечки жидкости зависят от ее вязкости, а также от деформации зазора между поршнем и цилиндром. В частности, объемные гидромашины имеют неуплотненный поршень. В них поршень и цилиндр взаимно пригоняются так, чтобы между ними образовывался весьма малый зазор — порядка нескольких микрометров на сторону.

Под влиянием высоких давлений в зазоре изменяются вязкость и плотность жидкости и, кроме того, имеет место деформация поршня и стенок цилиндра. Считаем движение жидкости при высоких давлениях также, как и при малых, ламинарным. При повышении давления вязкость жидкости увеличивается по сравнению с начальным значением и в результате этого число Рейнольдса дополнительно уменьшается. Плотность жидкости под воздействием давления изменяется сравнительно мало.

Характер зависимости вязкости от давления общий: на начальном участке вязкость изменяется сравнительно медленно, а при возрастании давления кривые круто поднимаются вверх. Зависимости вязкости от давления и температуры известны:

$$\mu_p = \mu_0 \exp \alpha p, \quad \mu_t = \mu_0 \exp -\beta (t - t_0). \quad (2)$$

В окончательном виде, с учетом действия температуры и давления значение динамической вязкости выражается формулой [3]

$$\mu = \mu_0 \exp \frac{p - p_0}{p_t}. \quad (3)$$

Возвращаясь к формуле (1), записав её в дифференциальном виде, получим

$$dQ = \frac{dP \delta^3 \pi D}{12 L \mu_0 \exp \frac{p - p_0}{p_t}}. \quad (4)$$

После интегрирования имеем

$$Q = - \frac{p_t \delta^3 \pi D}{12 L \mu_0} \exp \left(- \frac{p - p_0}{p_t} \right) + C. \quad (5)$$

Постоянную интегрирования C найдем из граничных условий при $p = 0$; $Q = 0$:

$$C = p_t \delta^3 \pi D / 12 L \mu_0. \quad (6)$$

Тогда утечки описываются следующим уравнением

$$Q = \frac{p_t \delta^3 \pi D}{12 L \mu_0} \left[1 - \exp \left(- \frac{p - p_0}{p_t} \right) \right]. \quad (7)$$

Расчет по формуле (7), выполненный с учетом условий эксперимента приведен на рис. 3а и рис. 3б.

Заключение. На основании проведенных исследований можно сделать ряд выводов.

1. В тонком слое жидкости под действием высокого или низкого давления происходят явления, следствие которых — резкое количественное изменение утечек.

2. Зависимость, отражающая количественное изменение утечек, имеет аналитическое подтверждение в виде соотношения, учитывающего изменения вязкости рабочей жидкости под действием давления и температуры. Однако при достижении некоторого давления в тонком слое происходит резкое уменьшение утечек с последующим нарастанием их по иной закономерности, не поддающейся описанию известными формулами.

3. Зависимость, отражающая количественное изменение утечек, зависит от толщины жидкостного слоя, в данном случае от величины радиального зазора в поршневой паре.

4. По мере увеличения радиального зазора или толщины жидкостного слоя нарушается соответствие результатов эксперимента и аналитического расчета. Чем выше зазор, тем выше давление, при котором сохраняется соответствие экспериментальных и расчетных данных.

Обнаруженные явления могут быть использованы в производстве. Поскольку при испытании материалов на растяжение с применением гидравлических и электрогидравлических машин нагружение происходит с малой скоростью, процессы, происходящие при этом с точки зрения поведения утечек могут считаться статическими. Это позволяет рекомендовать повысить рабочее давление испытательных машин (для гидравлической испытательной машины типа МР-200, разработанной АО СКБМ и серийно выпускаемой ПО "Точмаш-прибор" максимальное рабочее давление составляет 17 МПа), что приведет к снижению массы подвижных частей испытательной машины и уменьшит утечки.

Обозначения

L — длина поршня; D — диаметр поршня; l — расчетная длина зазора; Q — величина утечек; Δp — перепад давления на поршне; δ — величина зазора; B — ширина кольцевого зазора; μ — динамический коэффициент вязкости; μ_p — зависимость динамического коэффициента вязкости от давления; μ_t — зависимость динамического коэффициента вязкости от температуры; α — пьезокоэффициент; β — термокоэффициент; t , t_0 — соответственно температура на текущей длине слоя и подводимой жидкости; p_0 — нормальное давление; p_t — условное термическое давление.

Литература

1. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение (1974)
2. Ахматов А. С. Молекулярная физика граничного трения. Москва: Физматгиз (1963)
3. Ершов Б. И., Андрианов Д. Н. Оценка вязкости жидкости в расчете распределителя гидромашин // Трение и износ, 17 (1996), № 6, 782—786

Поступила в редакцию 01.04.97.

Ershov B. I., Andrianov D. N. Experimental investigation of fluid leakages in small annular clearances.

Behavior of leakages in small annular clearances (5...25 μm) depending on pressure is described by the known formulas. At relatively low pressures the leakages measured agree with calculated values and disagree with them at high pressures. The experiment carried out for a piston pair at two different clearances indicates that the processes running in a thin fluid layer beyond the limits of the initial working pressures (10...20 МПа) at small annular clearances require sophisticated theoretical justification.