

УДК 621.225.7+621.653

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЖИДКОСТИ В ПОРШНЕВЫХ ПАРАХ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

А. В. МИХНЕВИЧ, Н. Н. МИХНЕВИЧ

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

Во многих гидравлических машинах и механизмах конструктивно необходимы малые зазоры, без которых невозможна нормальная работа гидромашин. Например, в поршневых парах объемных гидромашин зазор должен составлять несколько микрометров. Однако наличие зазора ведет к неизбежным утечкам рабочей жидкости, что сказывается на важных эксплуатационных характеристиках гидромашин.

Расчет течения рабочей жидкости, в частности утечек, при малых величинах зазоров поршневых пар объемных гидромашин основан на закономерностях классической ньютоновской гидродинамики [1], причем предполагается, что закономерность течения жидкости в большом канале и малом зазоре одна и та же. Однако экспериментальные исследования последних лет [2], [3] показывают, что течение жидкости в малых зазорах обладает качественным своеобразием и может существенно отличаться от обычного.

Экспериментальная часть

В данной работе изложены результаты исследования течения гидравлических жидкостей в радиальном зазоре поршневых пар на экспериментальной установке, гидросхема которой приведена на рис. 1.

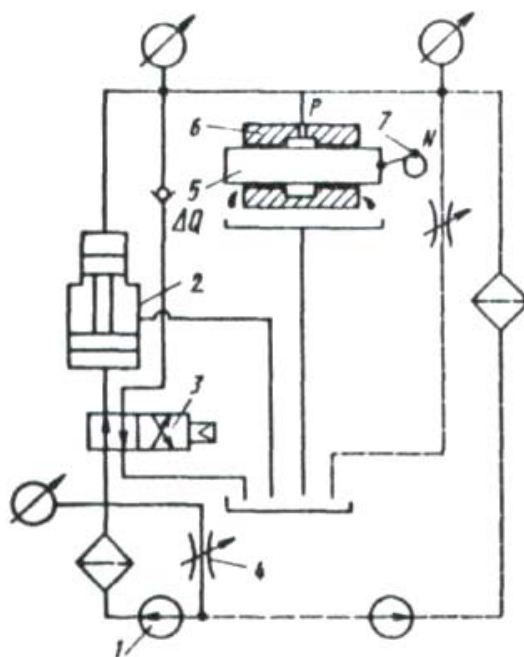


Рис. 1. Гидросхема экспериментальной установки

Установка содержит насос 1 среднего давления, обеспечивающий давление до 35 МПа, и гидравлический мультипликатор 2, позволяющий получать давление до 120 МПа. Управление мультипликатором осуществляется с помощью двухпозиционного реверсивного золотника 3 с электроуправлением. Одна позиция золотника обеспечивает цикл подготовки, а другая – рабочий ход мультипликатора. Давление регулируется дросселем 4. Поршневая пара, состоящая из штока 5 и втулки 6, имеет гарантированный зазор, который в разных сериях опытов изменялся путем механической обработки. Шток, моделирующий поршень, выполнен из стали, втулка – из бронзы. Утечки измеряли в статическом и динамическом состояниях поршня. Возвратно-поступательные (осциллирующие) движения штока создавались специальным виброприводом 7, обеспечивающим амплитуду осциллирующих движений, равную 15 мм, с частотой $0,95 \text{ с}^{-1}$. Исследования проводились с гидравлическими жидкостями И-20, И-30, АМГ-10, которые являются нормальными (ньютоновскими) средами. Уделялось внимание термостатированию установки.

Зависимость величины утечек рабочей жидкости И-20 в поршневой паре с зазорами 11, 13 и 19 мкм от давления в статических условиях при неподвижном штоке приведена на рис. 2.

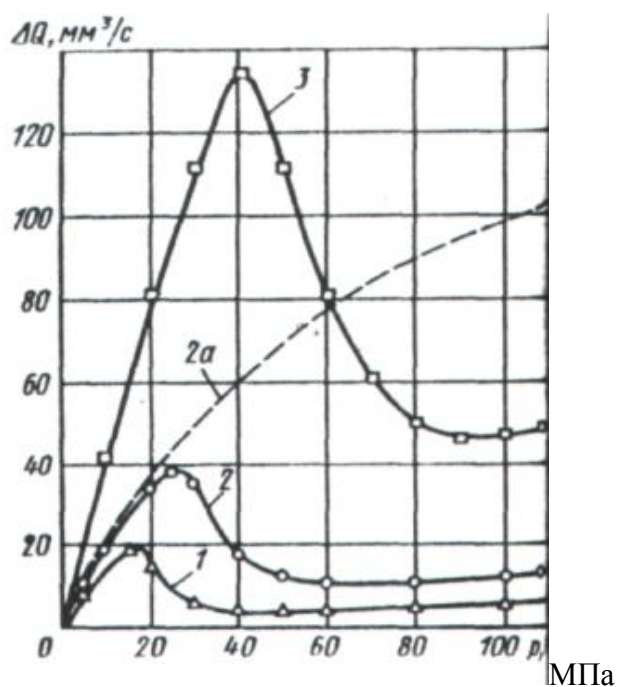


Рис. 2. Зависимость величины утечек рабочей жидкости от давления в статических условиях: 1 – при радиальном зазоре 11 мкм; 2 – при радиальном зазоре 13 мкм; 3 – при радиальном зазоре 19 мкм; 2а – теоретическая зависимость утечек от давления при зазоре 13 мкм по формуле (1)

Анализ полученных экспериментальных результатов показывает закономерное нарастание величины утечек при увеличении давления до некоторого определенного предела. В опытах с неподвижным штоком с некоторых значений давления (20–40 МПа) происходит резкое уменьшение величины утечек и последующее их более медленное нарастание с иной закономерностью. Закономерность проверялась при увеличении и снижении давления и хорошо воспроизводилась при многократном повторении опытов. При увеличении радиального зазора в поршневой паре значение максимума утечек, с которого начинается резкое их уменьшение, смещается в сторону более высоких значений рабочего давления.

Если считать, что течение жидкости в зазоре гидростатических устройств подчиняется закономерностям классической ньютоновской гидродинамики и вязкость жидкости зависит от давления по закону $\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$, то применительно к рассматриваемой поршневой паре решение уравнения Навье–Стокса приводит к следующей зависимости объемных утечек жидкости от давления [4]:

$$\Delta Q = \frac{1}{\alpha \mu_0} \frac{\delta^3 \pi D}{12l} (1 - e^{-\alpha p}), \quad (1)$$

где ΔQ – величина объемных утечек жидкости через радиальный зазор поршневой пары; α – пьезокоэффициент вязкости; μ_0 и μ – динамический коэффициент вязкости жидкости при атмосферном давлении и давлении нагнетания p ; δ – величина зазора; D – диаметр поршня; l – длина зазора; p – рабочее давление (давление нагнетания).

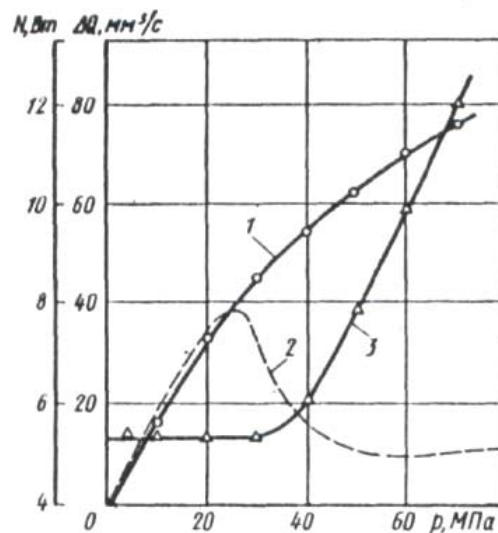


Рис. 3. Результаты экспериментальных измерений величины утечек ΔQ и мощности вибратора N при зазоре 13 мкм: 1 – зависимость утечек от давления в динамических условиях (при осциллирующем движении штока); 2 – то же в статических условиях (при неподвижном штоке); 3 – зависимость мощности, потребляемой вибратором, от давления

Теоретическая зависимость объемных утечек рабочей жидкости И-20 от давления, соответствующая выражению (1), для рассматриваемой системы при величине зазора $\delta = 13$ мкм приведена на рис. 2.

Таким образом, теоретическая зависимость (1) удовлетворительно согласуется с экспериментальными результатами только до определенных значений давления. При дальнейшем увеличении давления наблюдается аномальное поведение жидкости, выраженное в резком уменьшении утечек через радиальный зазор исследованной в статических условиях поршневой пары.

При увеличении зазора закономерность ньютоновской гидродинамики, т. е. зависимость (1), сохраняется до более высоких давлений.

На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость величины утечек рабочей жидкости И-20 от давления через радиальный зазор поршневой пары величиной 13 мкм при осциллирующем движении штока, моделирующего поршень. На этом же

рисунке приведены результаты экспериментального измерения мощности, потребляемой вибратором, при различных давлениях нагнетания.

Представленные данные показывают, что при осциллирующем движении штока аномалии течения жидкости в зазоре поршневой пары, характерные для статических условий с неподвижным штоком, не наблюдаются; зависимость утечек от перепада давлений в динамических условиях с осциллирующим движением штока хорошо совпадает с теоретической зависимостью (1).

При достижении давления, примерно соответствующего аномальному изменению утечек в статических условиях, потребляемая мощность вибратора резко возрастает (рис. 3, кривая 3).

Обнаруженные явления при течении жидкости в малых зазорах поршневых пар могут быть объяснены явлением облитерации малых зазоров.

При сравнительно невысоких давлениях основная масса жидкости в таких зазорах находится в обычном, статистически неупорядоченном состоянии. Электрические дальнедействующие силы металлических поверхностей [5] поршневой пары на фоне интенсивного теплового движения молекул не оказывают заметного упорядочивающего влияния на основную массу жидкости в зазоре.

При достаточно высоких давлениях в тонких слоях жидкости, ограниченных неподвижными металлическими поверхностями поршневой пары, по-видимому, происходят структурные изменения типа фазового перехода; обычное статистически неупорядоченное состояние жидкости под действием электрических сил поверхности при высоких давлениях сменяется упорядоченным, структурированным [2] во всем объеме зазора или в значительной его части. Это фазовое превращение приводит к резкому (почти скачкообразному) изменению реологических свойств жидкости в зазоре; в результате резко уменьшаются утечки жидкости.

При увеличении зазора фазовый переход происходит при более высоких значениях давления. При достаточно большой величине зазора подобное явление может не наблюдаться, так как глубина проникновения дальнедействующих сил поверхности в жидкость имеет некоторый предел [5].

При осциллирующих движениях штока аномальных изменений утечек жидкости через зазоры поршневых пар не обнаружено. По-видимому, осциллирующие движения штока приводят к разрушению упорядоченных надмолекулярных (облитерационных) структур. В этом случае течение жидкости в радиальном зазоре поршневой пары удовлетворительно согласуется с закономерностями классической ньютоновской гидродинамики во всем исследованном диапазоне давлений.

Заключение

Обнаруженная особенность течения жидкости в малых зазорах поршневых пар и предложенное объяснение этому согласуются с современными представлениями о граничном мультимолекулярном слое жидкости на твердой металлической поверхности [2], [3], [5], [6].

Обнаруженные явления резкого уменьшения утечек и увеличения потребляемой мощности на преодоление трения в плунжерных или золотниковых парах необходимо учитывать при проектировании современных гидромашин и гидростатических устройств, работающих при относительно высоких давлениях жидкости.

Литература

1. Башта, Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1989.

2. Рожнов, В. П. Исследование течения минеральных масел в зазорах гидромашин / В. П. Рожнов, А. М. Лебедева // Современные проблемы гидравлики : материалы II Междунар. науч.-техн. конф. – Санкт-Петербург : Политехника, 2002.
3. Кучинский, С. В. Исследование уплотнений гидравлических агрегатов / С. В. Кучинский // Тр. СамГТУ. – Вып. 47. – Самара, 2005.
4. Жоховский, М. К. Теория и расчет приборов с неуплотняемым поршнем / М. К. Жоховский. – Москва : Стандарты, 1990.
5. Адамсон, А. Физическая химия поверхностей / А. Адамсон. – Москва : Мир, 1979.
6. Шпеньков, Г. П. Физико-химия трения / Г. П. Шпеньков. – Минск : Изд-во БГУ, 1978.

Получено 23.10.2009 г.