

УДК 621.225.7

## ОЦЕНКА ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ В РАСЧЕТЕ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ ГИДРОМАШИН

Б. И. ЕРШОВ<sup>+</sup>, Д. Н. АНДРИАНОВ

Обсуждаются проблемы усовершенствования торцевого распределителя аксиальных гидромашин. В ней производится сравнение расчетных и экспериментальных данных и приводятся рекомендации по инженерному расчету и усовершенствованию данного узла с целью повышения его долговечности.

**Ключевые слова:** торцевой распределитель, индекс вязкости, гидростатические силы.

**Постановка задачи.** При расчете высоконагруженных узлов гидромашин, к которым относятся торцевой распределитель и поршневой подпятник, необходимо учитывать влияние температуры и рабочего давления на вязкость жидкости [1]. Поршневой узел с элементами гидростатической разгрузки и торцевой распределитель аксиальных гидромашин являются наиболее нагруженными и, как следствие, наиболее слабыми узлами гидромашин. Эти узлы существуют в первоначальном виде и, как показывают расчеты и результаты испытаний, нуждаются в усовершенствовании. Одним из вариантов конструктивных усовершенствований следует считать коррекцию силы гидростатического отжатия, о чем будет сказано ниже.

В данной статье рассмотрен способ конструктивных усовершенствований распределителя и метод его расчета.

**Результаты эксперимента и его обсуждение.** В тонком жидкостном слое между распределителем и блоком цилиндров конструктивно обеспечивается регламентированное соотношение прижимающих и отжимающих сил, определяемое по формуле:

$$T_{\text{отж}} = \lambda T_{\text{приж}} \quad (1)$$

Коэффициент  $\lambda$  меньше единицы и при расчете грузонесущих, а также распределительных узлов выбирается в пределах 0,90—0,98. В процессе работы гидромашин коэффициент  $\lambda$  меняет свою величину. Например, в гидростатическом подпятнике под действием изменения угла наклона оси поршня к опоре, а в распределительном узле — в результате чередования четного и нечетного числа поршней в зоне нагнетания (в фазе работы под давлением) [2].

Измеренное действительное значение силы гидростатического сжатия на моделях гидростатического подпятника или торцевого распределителя можно сопоставить с расчетным значением этой силы. Экспериментальные исследования были проведены на моделях различной конфигурации, но имеющих одинаковую площадь. Оказалось, что форма взаимодействующей поверхности не влияет на величину силы гидростатического отжатия.

На рис. 1 показаны модели гидростатического подпятника и, поскольку форма модели на величину силы не влияет, в дальнейшем будем обращаться к модели 1, геометрические характеристики которой приведены на рис. 2. Результаты измерения и расчета гидростатических сил по формуле

<sup>+</sup> Гомельский политехнический институт имени П. О. Сухого. Беларусь, 246000, г. Гомель, пр. Октября, 48.  
Автор, с которым следует вести переписку.

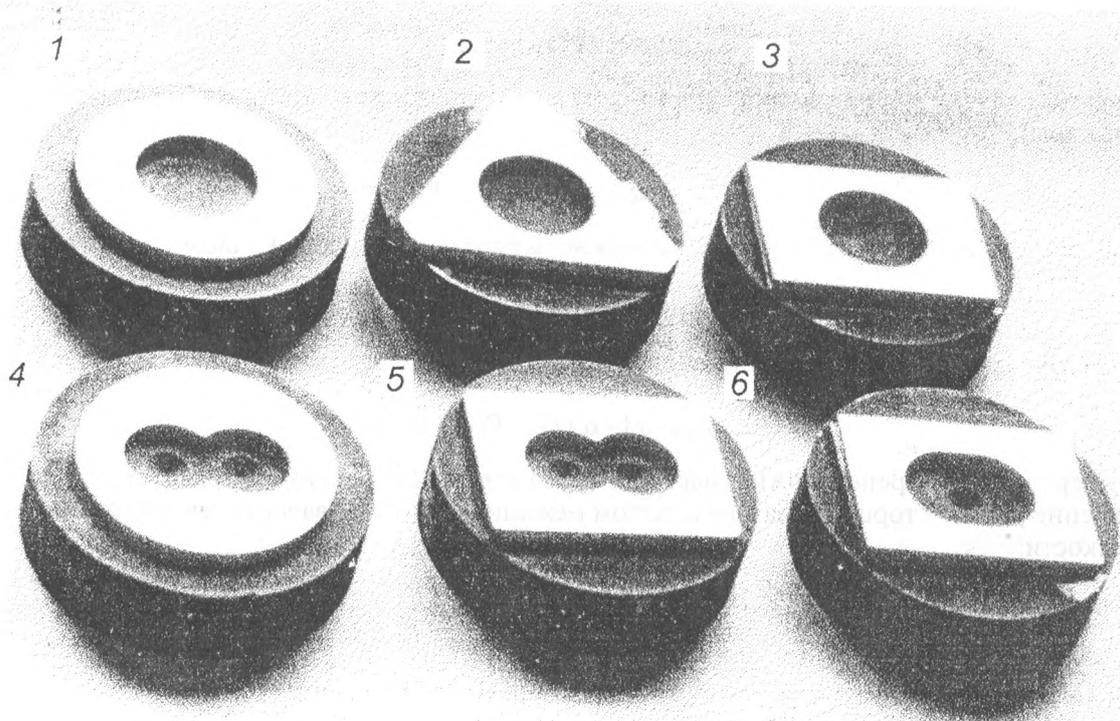


Рис. 1. Модели гидростатического подпятника

$$T_{отж} = P_0 \left[ \pi R_0^2 + \frac{2\pi}{\ln(R/R_0)} \int_{R_0}^R \left( \ln \frac{R}{r} \right) r dr \right] \quad (2)$$

без учета вязкости жидкости представлены на рис. 3.

Оказалось, что имеет место нарастающее, нелинейное расхождение экспериментальных и расчетных значений сил гидростатического сжатия без учета изменение вязкости жидкости под действием давления и температуры.

**Расчет сил гидростатического отжатия с учетом изменения вязкости.** Выражение отражающее влияние давления на вязкость имеет вид:

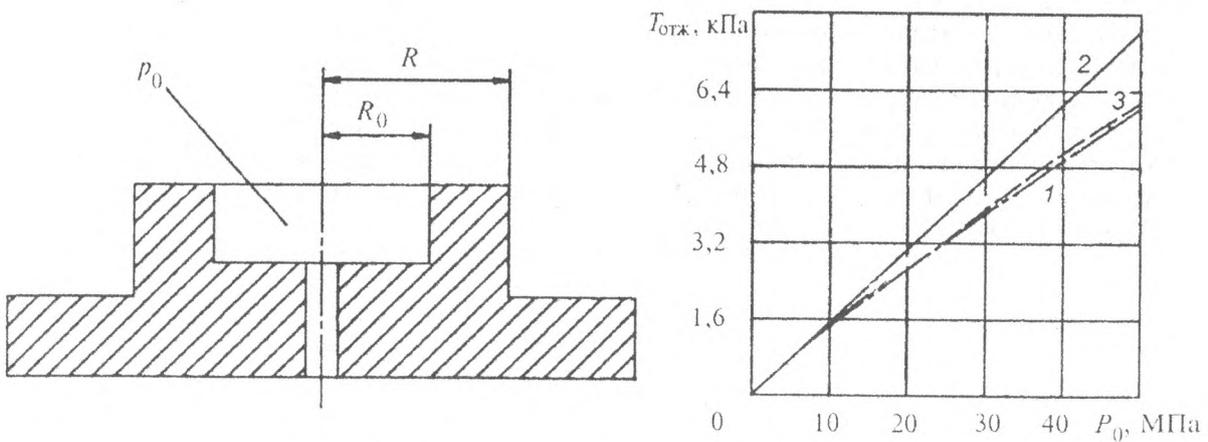


Рис. 2. Расчетная модель гидростатического подпятника

Рис. 3. Результаты измерения (1) и расчета (2, 3) сил гидростатического отжатия на модели подпятника: 1 — экспериментальные значения; 2 — расчет без учета  $\mu$ ; 3 — расчет с учетом  $\mu$  (масло И-12)

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha P_0) . \quad (3)$$

В данном случае течение жидкости в тонком слое совпадает с направлением радиус—вектора  $r$ , поэтому

$$\mu = \mu_0 \exp[-\alpha (P_0 - P)] . \quad (4)$$

Зависимость вязкости от температуры можно записать в следующем виде:

$$\mu = \mu_0 \exp[-\beta (t - t_0)] . \quad (5)$$

С учетом одновременного действия двух факторов имеем

$$\mu = \mu_0 \exp[-\alpha (P_0 - P) - \beta (t - t_0)] . \quad (6)$$

Температурный перепад можно выразить через удельную энергию, затрачиваемую на перемещение утечек в торцевом зазоре с учетом механического эквивалента тепла и теплоемкости жидкости:

$$t - t_0 = \frac{P_0 - P}{\gamma Jc} = k (P_0 - P) , \quad (7)$$

где  $k = l/\gamma Jc$ .

С учетом соотношения (7) получаем

$$\mu = \mu_0 \exp[(\alpha + \beta k)(P_0 - P)] . \quad (8)$$

В работе [1]  $P_t = 1/(\alpha + \beta k)$  определяется как условное пьезотермическое давление. С учетом принятых условных обозначений выражение (8) можно записать как

$$\mu = \mu_0 \exp[(P - P_0)/P_t] . \quad (9)$$

Для модели 1 расчетная формула приобретает следующий вид:

$$T_{отж} = \pi R_0^2 P_0 + 2\pi \int_{R_0}^R \left\{ P_0 - P_t \ln \left[ 1 - \frac{\ln \frac{r}{R_0}}{\ln \frac{R}{R_0}} \left( \exp \frac{P_0}{P_t} - 1 \right) \right] \right\} r dr . \quad (10)$$

Результаты вычислений по этой формуле хорошо совпадают с результатами эксперимента (рис. 3). Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

— силы гидростатического сжатия, которые можно назвать грузонесущей способностью, зависят от вязкости рабочей жидкости и нелинейно зависят от давления;

— коэффициент соотношения гидростатических прижимающих и отжимающих сил  $\lambda$  при переходе за определенный рубеж давления нуждается в корректировке.

Усредненная сила гидростатического отжатия на распределителе, имеющего геометрические размеры:  $R_1 = 10$  мм,  $R_2 = 16$  мм,  $R_3 = 32$  мм,  $R_4 = 37,5$  мм, вычисляется в следующей последовательности. Рассчитываются силы:

— гидростатического отжатия, без учета индекса вязкости рабочей жидкости:

$$T_{отж} = \pi P_0 \left[ \int_{R_1 \ln \frac{R_1}{R_2}}^{R_2 \ln \frac{R_1}{r}} \frac{r}{R_1} r dr + \int_{R_3 \ln \frac{R_3}{R_4}}^{R_4 \ln \frac{R_4}{r}} \frac{r}{R_3} r dr \right] + \frac{\pi}{2} P_0 (R_3^2 - R_2^2) ; \quad (11)$$

— сила гидростатического отжатия, с учетом индекса вязкости жидкости:

$$T_{отж} = \pi \int_{R_1}^{R_2} \left\{ P_0 - P_t \ln \left[ 1 - \frac{\ln \frac{r}{R_2}}{\ln \frac{R_1}{R_2}} \left( 1 - \exp \frac{P_0}{P_t} \right) \right] \right\} r dr +$$

$$+ \pi \int_{R_3}^{R_4} \left\{ P_0 - P_t \ln \left[ 1 - \frac{\ln \frac{r}{R_4}}{\ln \frac{R_3}{R_4}} \left( 1 - \exp \frac{P_0}{P_t} \right) \right] \right\} r dr + \frac{\pi}{2} P_0 (R_3^2 - R_2^2) . \quad (12)$$

Значения сил гидростатического отжатия, рассчитанные по формуле (12) представлены на рис. 4 линией 2.

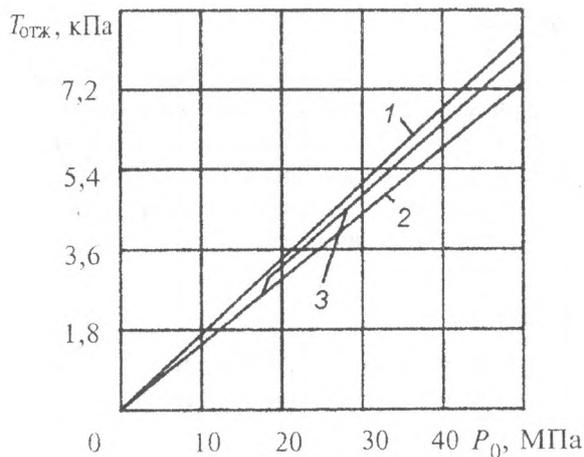


Рис. 4. Результаты расчета торцевого распределителя аксиальной гидромашины: 1 — сила гидростатического прижима блока цилиндров без учета действия пружины; 2 — сила гидростатического отжатия; 3 — скорректированное изменение силы отжатия при наличии в распределителе необходимых конструктивных изменений

Линия 1 на этом графике отражает усредненное значение силы гидростатического прижима в гидромашине с числом поршней 7, имеющих диаметр 25 мм [3]. Линия 3 отражает изменение силы гидростатического отжатия на распределителе со встроенным корректором.

Один из вариантов усовершенствованного распределителя показан на рис. 5. Рабочая поверхность нового распределителя имеет дополнительные, разобшенные между собой канавки, за пределами радиуса  $R_4$ . Радиусы  $R_1, R_2, R_3, R_4$  имеют прежние размеры. Эти радиусы определяют исходное соотношение прижимающих и отжимающих сил. Дополнительные, разобшенные между собой канавки ограничены радиусами  $R_4 = 37,5$  мм и  $R_5 = 39,5$  мм, за пределами которых выполняется уплотнительный поясok, ограниченный размером  $R_6 = 41,8$  мм. При

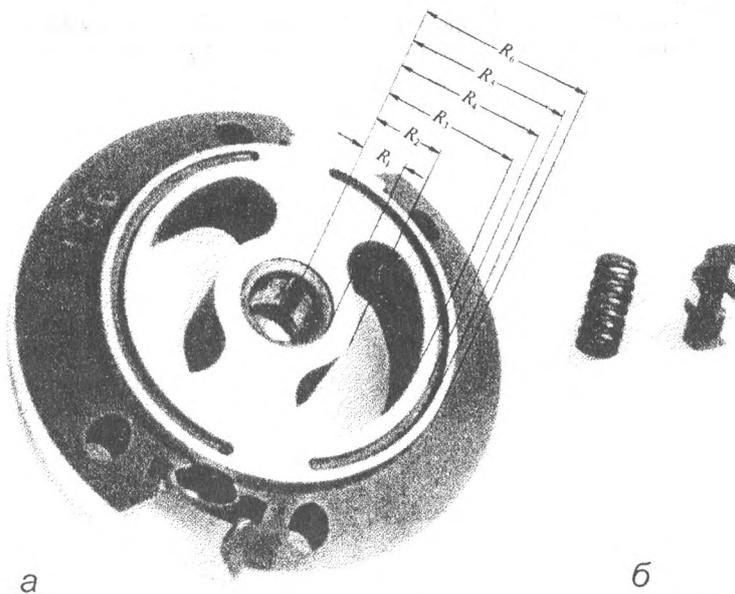


Рис. 5. Вариант усовершенствованного торцевого распределителя: а — распределитель; б — элементы механизма коррекции

малых давлениях утечки, попадающие в дополнительные канавки, "сбрасываются" во внутреннюю полость машины и далее в дренажную магистраль до тех пор, пока рабочее давление не достигнет значения 15...18 МПа (рис. 4). При давлении выше указанной величины канал сброса утечек из дополнительных канавок перекрывается и возникает дополнительная отжимающая сила. Этим компенсируется возникающий дефицит силы гидростатического отжатия и улучшаются условия работы распределителя.

**Выводы.** Рассмотренный способ управления силой гидростатического отжатия не предполагает повышения гидромеханического коэффициента полезного действия. Однако этот способ обеспечивает более устойчивое существование жидкостного слоя между взаимодействующими поверхностями, создает условия для повышения долговечности и работоспособности распределителя при существующей тенденции повышения рабочего давления. Корректирующий механизм, при соответственном расчете, может выполнить функцию ограничителя мощности.

### Обозначения

$T_{отж}$  — сила гидростатического отжатия;  $T_{приж}$  — сила гидростатического прижатия;  $\lambda$  — коэффициент соотношения этих сил;  $R_0$  — радиус до внутренней кромки уплотнительной поверхности модели;  $R$  — радиус до наружной кромки уплотнительной поверхности модели;  $P_0$  и  $P$  — соответственно рабочее и текущее значения давления;  $\alpha$  — пьезокоэффициент;  $\gamma$  — плотность жидкости;  $c$  — теплоемкость жидкости;  $J$  — механический эквивалент тепла;  $\mu$  — вязкость;  $t, t_0$  — рабочая и начальная температуры жидкости.

### Литература

1. **Thoma J.** Sealing gaps // Hydraulic pneumatic power and controls (1963), N 9, 52—64
2. **Ершов Б. И.** Отжимающая сила в торцевом зазоре некоторых гидравлических устройств // Вестник машиностроения (1974), № 5, 23—25
3. **Ершов Б. И.** Отжимающая сила на торцевом распределителе аксиальных гидромашин // Вестник машиностроения (1977), № 10, 14—16

*Поступила в редакцию 22.11.96*

Erhov B. I., Andryanow D. N. **Evaluation of liquid viscosity in calculations of hydraulic piston distributor**

The paper deals with the problems of improvement of the piston distributor in axial hydraulic machines. Some engineering recommendations for improvement of this units to increase their service life are given after the comparison of calculations and experimental data.