

А. И. БЕЛОУСОВ, А. Б. МАКУШИН, С. С. ГРАНИН, А. В. РАВИЧ

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ СДВОЕННОГО РАДИАЛЬНОГО ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА С САМОДРОССЕЛИРОВАНИЕМ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $h_i = \frac{P_i}{P_{\text{вх}}}$  — относительное давление в  $i$ -ой камере;  
 $h_{i\pm 1} = \frac{P_{i\pm 1}}{P_{\text{вх}}}$  — относительное давление в  $(i \pm 1)$ -ой камере;  
 $P_i, P_{i\pm 1}$  — избыточные над выходным давлением давления соответственно в  $i$ -ой,  $(i \pm 1)$ -ой камерах;  
 $P_{\text{вх}}$  — давление на входе в подшипник;  
 $W_{Oy}$  и  $W_{Ox}$  — проекции равнодействующей силы несущей способности на оси  $OX$  и  $OY$ ;  
 $\bar{W}_{Oy}$  и  $\bar{W}_{Ox}$  — проекции безразмерной несущей способности на оси  $OX$  и  $OY$ ;  
 $Q$  — расход жидкости через подшипник;  
 $\bar{Q}$  — относительный расход жидкости через подшипник.  
 $\Delta P_i = P_{\text{вх}} - P_i$ .  
 $t_{i(i\pm 1)} = \frac{\mu_i(i\pm 1) \cdot F}{f_{\text{эф}i}}$ ;  
 $t_i = \frac{\mu_{\text{вых}i} \cdot F_{\tau i}}{f_{\text{эф}i}}$ ;  
 $T_{gi} = k_u \frac{l \cdot \rho u^2}{\delta_{ki} \cdot 2P_{\text{вх}}}$ ;  
 $T_{i(i\pm 1)} = B_u \frac{b \cdot \rho u^2}{\delta_i(i\pm 1) \cdot 2P_{\text{вх}}}$ ;  
 $T_i = k_u \frac{l \cdot \rho u^2}{\delta_i \cdot 2P_{\text{вх}}}$   
 $k_u = f\left(\frac{2\delta}{D}, \dots\right)$  — опытный коэффициент, учитывающий вращение;

$\beta_u$  — коэффициент, учитывающий вращение;

$u$  — окружная скорость;

$l$  — длина торцевой перемычки в осевом направлении;

$l_k$  — длина козырька;

$l_1$  — длина камеры подшипника, перекрытая козырьком;

$l_{ш. вых. л. i}$  и  $l_{ш. вых. пр. i}$  — длина щели на выходе жидкости из подшипника с правой и левой его частей при  $i$ -ом показании индикатора;

$l_{ш. вых. л. i}$  — длина щели на выходе жидкости из левой части подшипника при полностью выбранном общем осевом люфте (пу-  
левое показание индикатора 7 на фиг. 4);

$a$  — общий осевой люфт;

$\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$  — относительный эксцентриситет;

$\delta_0$  — радиальный зазор между обоймой и валом при концентрич-  
ном положении вала;

$e$  — абсолютный эксцентриситет;

$\delta_{li} = \delta_0 [1 + \varepsilon \cos (\varphi_i + \beta)]$  — текущий радиальный зазор между  
валом и обоймой;

$\delta_{k_i}$  — радиальный зазор между козырь-  
ком и обоймой при концентричном  
положении вала;

$\delta_{k_i} = \delta_{k_0} [1 - \varepsilon_k \cdot \cos (\varphi_i + \beta)]$  — текущий радиальный зазор между  
козырьком и обоймой;

$\delta_{l(i \pm 1)} = \delta_0 [1 + \cos (\varphi_{l(i \pm 1)} + \beta_n)]$  — текущий зазор в середине пере-  
мычки между  $i$ -ой и  $(i \pm 1)$ -ой ка-  
мерами;

$b = \frac{\pi \cdot D}{n}$  — длина перемычки в окружном на-  
правлении;

$\left[ \frac{2\pi}{n} - 2\varepsilon_k \sin \frac{\pi}{n} \cos \left( \varphi_i + \frac{\pi}{n} \right) \right] R_k \delta_{k_i} = F_{k_i}$  — кольцевая площадь между козырь-  
ком и обоймой на входе жидкости  
в подшипник;

$F = m \cdot \delta_0$  — осевая площадь между обоймой  
и валом;

$m$  — осевая длина камеры;

$\left[ \frac{2\pi}{n} + 2\varepsilon \cdot \sin \frac{\pi}{n} \cos \left( \varphi_i + \frac{\pi}{n} \right) \right] \cdot R \cdot \delta_0 = F_{T_i}$  — торцовая площадь между валом и  
обоймой на выходе жидкости из  
подшипника;

$D$  — диаметр обоймы подшипника;

$\varphi_i$  — угловая координата середины  $i$ -ой  
камеры;

$\varphi_{l(i \pm 1)}$  — угловая координата середины  
 $i(i \pm 1)$  перемычки;

$\beta(n)$  — угол между началом отсчета и се-  
рединой близлежащей камеры (пе-  
ремычки);

$\rho$  — плотность рабочей жидкости;

$\mu_{вх. i} = \frac{1}{\sqrt{0,016 \cdot \frac{l_k}{2\delta_{k_i}} + 1,25}}$  — коэффициент расхода жидкости  
на входе в подшипник;

$$v_{\text{вых } i} = \frac{1}{\sqrt{0,016 \cdot \frac{l_k}{2\delta_i} + 1,25}} \quad \text{— коэффициент расхода жидкости на выходе из подшипника;}$$

$$i_{\text{эф } i} = v_{\text{вх } i} F_{k i} \quad \text{— эффективная площадь на входе жидкости в подшипник;}$$

$$B = \frac{\pi \cdot \mu_{\text{вх}} \cdot D \cdot \delta_0}{i_{\text{эф}}} \quad \text{— параметр конструкции.}$$

Известно, что гидростатические подшипники обладают рядом достоинств. Они могут воспринимать огромные нагрузки даже при отсутствии вращения вала. Однако при этом происходит сравнительно большой расход жидкости через подшипник, что увеличивает затраты мощности агрегатов и снижает их КПД. В некоторых конструкциях недопустимы большие утечки жидкости. В таких случаях гидростатическая опора выполняет функции подшипника и уплотнения\*, благодаря чему условно названа «уплотнением-опорой». К настоящему времени разработаны конструктивные схемы малорасходных гидростатических подшипников. Одной из таких конструкций является гидростатический радиальный подшипник с самодросселированием [1]. В настоящей статье приведены результаты исследования расходной характеристики двоярного подшипника с самодросселированием.

Сдвоенный подшипник (рис. 1) представляет собой блок подшипников, объединенных общим подводом жидкости. При отсутствии радиальных сил, смещающих вал 1 относительно обойм 2 и 5, жестко соединенных с корпусом 4, давление рабочей жидкости в каждой камере 7 подшипника будет одинаковым. При действии нагрузки вал 1 смещается в направлении действия силы. Происходит изменение радиальных зазоров на входе жидкости в камеры (зазор между козырьком 3 и обоймами 2 и 5) и на выходе из них (зазор между валом 1 и обоймами 2 и 5). Причем у камер, на которые происходит смещение вала, величина входного зазора увеличивается, гидродинамическое сопротивление на входе уменьшается, и количество жидкости, поступающей в камеры, увеличивается. На выходе из этих камер зазор уменьшается, а гидродинамическое сопротивление увеличивается, и поэтому расход жидкости уменьшается. Это приводит к повышению давления в рассматриваемых камерах.

В противоположных камерах происходит обратное явление, т. е. гидродинамическое сопротивление на входе увеличивается, а на выходе — уменьшается, в результате чего в них происходит падение давления. Разность давления в противоположных камерах обуславливает появление восстанавливающей силы.

Основным искомым параметром гидростатического подшипника при теоретическом исследовании является давление в камерах.

\* Строго говоря, не уплотнения, а дополнительного гидродинамического сопротивления на пути движения жидкости.



Из теории гидростатических подшипников известно, что при турбулентном режиме течения вращение вала хотя и незначительно, но уменьшает расход жидкости. Поэтому расчет при невращающемся вале является предельным расчетным случаем. Переток жидкости из камеры в камеру практически не влияет на общий расход через подшипник, поэтому будем пренебрегать им. Сделанные допущения существенно упрощают систему уравнений (1). Тогда относительное давление в  $i$ -ой камере будет определяться выражением

$$h_i = \frac{1}{1 + t_i^2} \quad (2)$$

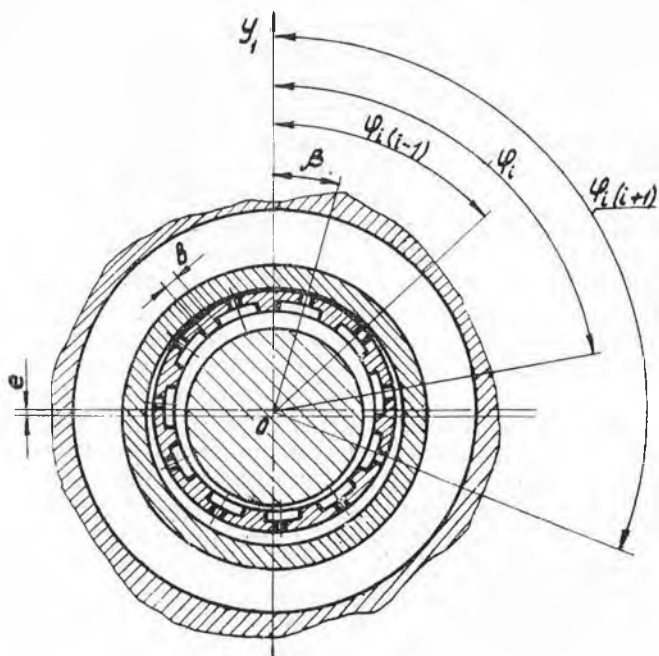


Рис. 2. Расчетная схема гидростатического подшипника.

Расчетные схемы для определения относительного давления  $h_i$  и основных параметров опоры представлены на рис. 2 и 3.

Безразмерная несущая способность (коэффициент нагруженности) на оси ОХ и ОУ равна

$$\overline{W}_{Oy} = \frac{W_{Oy}}{D \left( m + \frac{l}{2} + \frac{l_k}{2} - l_1 \right) P_{Dx}} = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n h_i \cos \varphi_i;$$

$$\overline{W}_{0x} = \frac{W_{0x}}{D \left( m + \frac{l}{2} + \frac{l_k}{2} - l_i \right) P_{Bx}} = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n h_i \sin \varphi_i. \quad (3)$$

Относительный расход

$$\overline{Q} = \frac{Q}{n \cdot f_{эф} \sqrt{\frac{2P_{Bx}}{\rho}}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \sqrt{1 - h_i}. \quad (4)$$

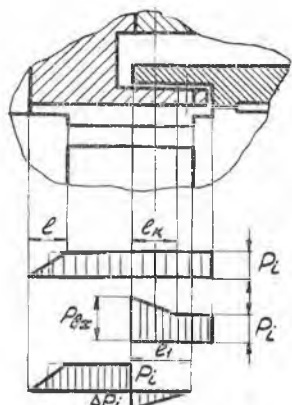


Рис. 3. К выводу формулы безразмерной несущей способности.

Экспериментальное исследование двоянного радиального гидростатического подшипника с самодресселированием было выполнено на установке (рис. 4), которая состоит из узла испытуемого подшипника 1, стойки 2, манометра 3, фильтра 4, регулирующего крана 5, питающего трубопровода 6, индикатора 7, часового типа с ценой деления 0,01 мм, отводящих трубок 8 и 14, грузов 9 и 12, мерных смкостей 10 и 11, термометра 13.

Испытуемый узел (рис. 5) является блоком двух подшипников и включает в себя вал 1, крышки 2 и 12, уплотнения крышек 3 и 11, уплотнительные кольца 4 и 10, обоймы 5 и 9, козырек 6, корпуса 7 и 8, соединенные между собой болтовыми соединениями. На валу 1 подшипника справа и слева располо-

жено симметрично по четыре камеры (фрезерованные лыски глубиной 2 мм). В ходе эксперимента вал смещался в вертикальной плоскости, которая проходит через середину каждой камеры или середину каждой перемычки. Середины камер обозначены 1, 2, 3, 4, а середины перемычек — 1—2, 2—3, 3—4, 4—1. На крышке 2 подшипника в крайнем нижнем положении была нанесена указательная стрелка, находящаяся в вертикальной плоскости. При испытании указательная стрелка совмещалась с серединами каждой камеры и каждой перемычки. Основные геометрические размеры поверхностей, образующих щелевой тракт подшипника, замерялись оптическим микроскопом и указаны на рис. 5. Исследуемый подшипник является блоком двух подшипников, но при изготовлении деталей не удалось получить одинаковых размеров правой и левой его частей. Поэтому, как при теоретическом, так и при экспериментальном исследовании приходилось учитывать различие их геометрических размеров\*. Так как расход жидкости через гидростатический подшипник слабо зависит от эксцентриситета, то, чтобы

\* Геометрические размеры левой части подшипника обозначены индексом «л», а правой части — индексом «пр».

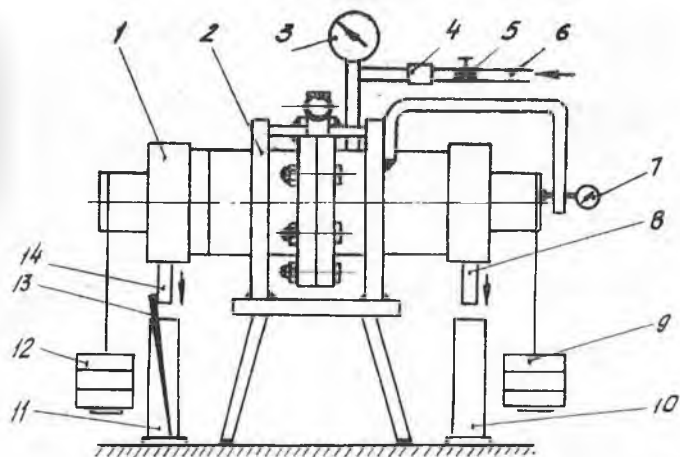


Рис. 4. Схема установки для испытания гидростатического подшипника.

1 — испытуемый подшипник; 2 — стойка; 3 — манометр; 4 — фильтр; 5 — регулирующий кран; 6 — питающий трубопровод; 7 — индикатор часового типа; 8, 14 — отводящие трубки; 9, 12 — грузы; 10, 11 — мерные емкости; 13 — термометр

не вносить дополнительных погрешностей, при испытании вал подшипника нагружали в крайнем нижнем положении (относительный эксцентриситет  $\epsilon=1$ ). К нагруженному подшипнику подавалась рабочая жидкость, и мерными емкостями и секундомерами измерялся ее расход с левой и правой частей подшипника. Давление на входе в подшипник изменялось от 0 до  $2 \text{ кг/см}^2$ , температура рабочей жидкости составляла  $6^\circ\text{C}$ .

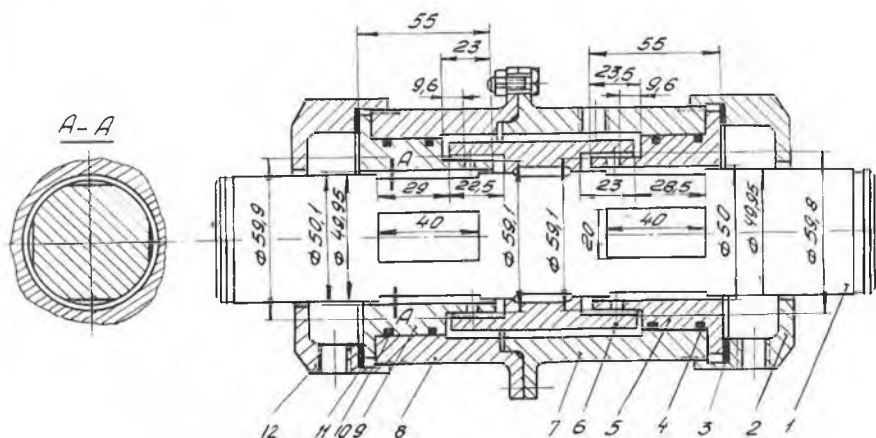
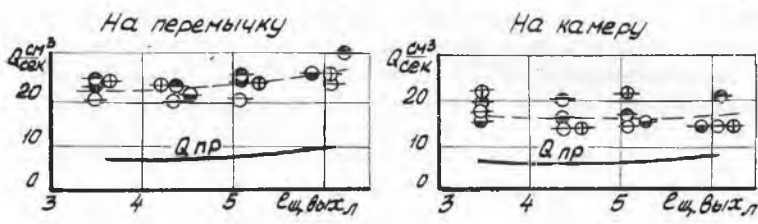
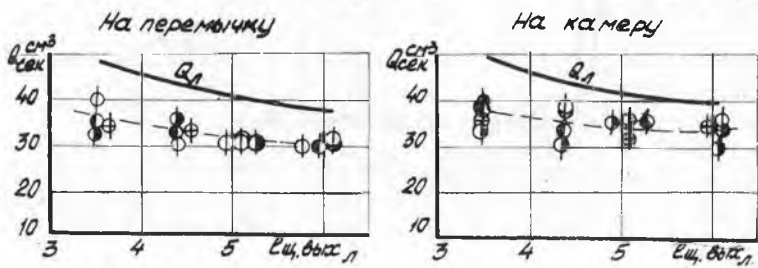
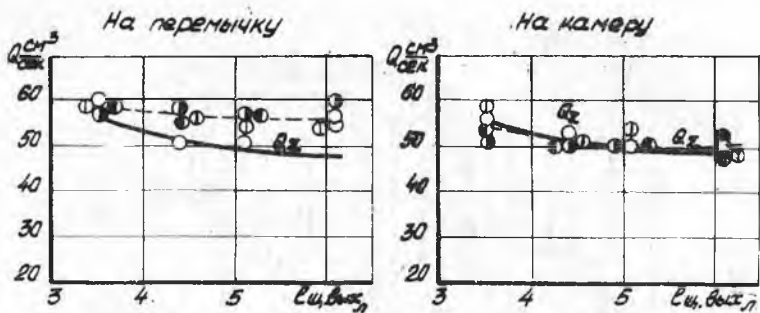


Рис. 5. Конструкция испытуемого подшипника и его действительные размеры. 1 — вал; 2, 12 — крышки; 3, 11 — уплотнения крышек; 4, 10 — уплотнения; 5, 9 — обжимы; 6 — козырек; 7, 8 — корпуса.



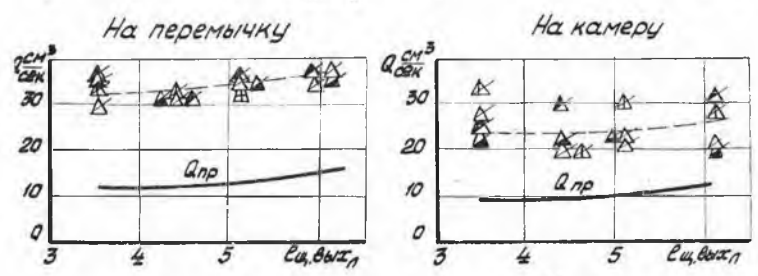
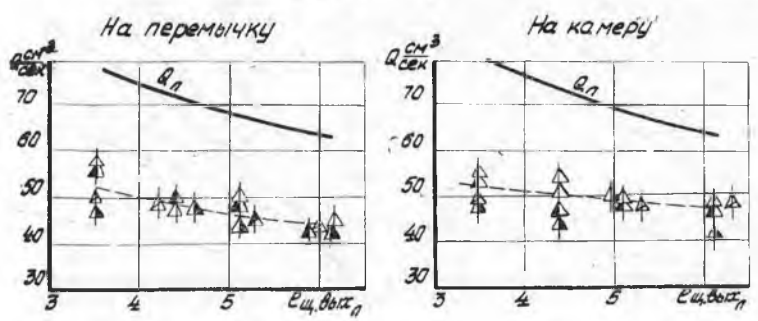
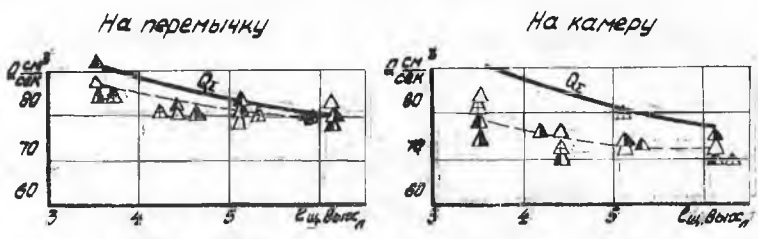
На перемычку  
перемычки 1-2 2-3 3-4 4-1

На камеру  
камеры 1 2 3 4

$Q_{\Sigma}$	○	●	●	○	○	●	●	○
$Q_{л}$	φ	φ	φ	φ	φ	φ	φ	φ
$Q_{пр}$	⊖	⊖	⊖	⊖	⊖	⊖	⊖	⊖
—	теория							
- - -	эксперимент							

Рис. 6. Зависимость расхода жидкости  $Q_{сек}$  (cm³/sec) через подшипник от длины щели  $l_{щ,вых,л}$  при  $P_{вх} = 1$  кг/см²





На перемычку  
Перемычки

На камеру  
Камеры

1-2 2-3 3-4 4-1

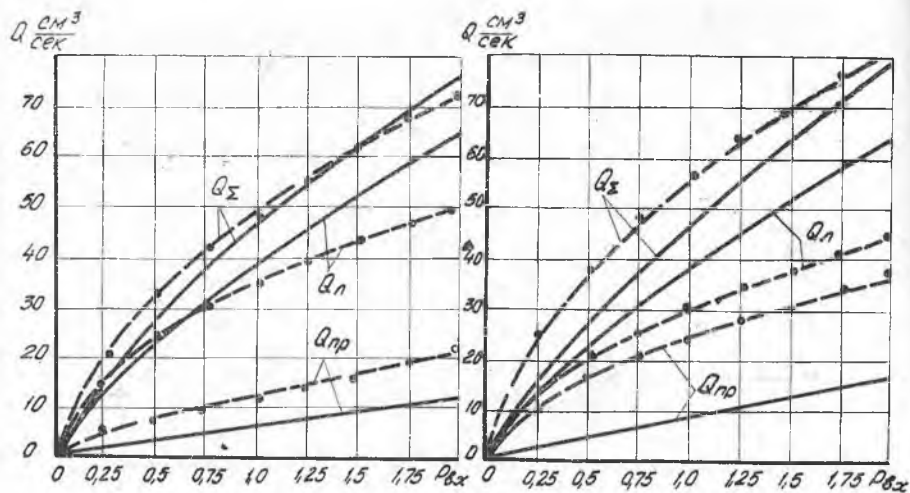
1 2 3 4

$Q_{\Sigma}$	$\triangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$	$\triangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$
$Q_{II}$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$
$Q_{пр}$	$\times$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$	$\times$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$	$\blacktriangle$
—	теория							
- - -	эксперимент							

Рис. 7. Зависимость расхода жидкости  $Q, \frac{см^3}{сек}$  через подшипник от длины щели  $l_{щ.вых}$  при  $P_{вх} = 2 \text{ кг/см}^2$

На камеру 1

На перемычку 1-2



На камеру 2

На перемычке 2-3

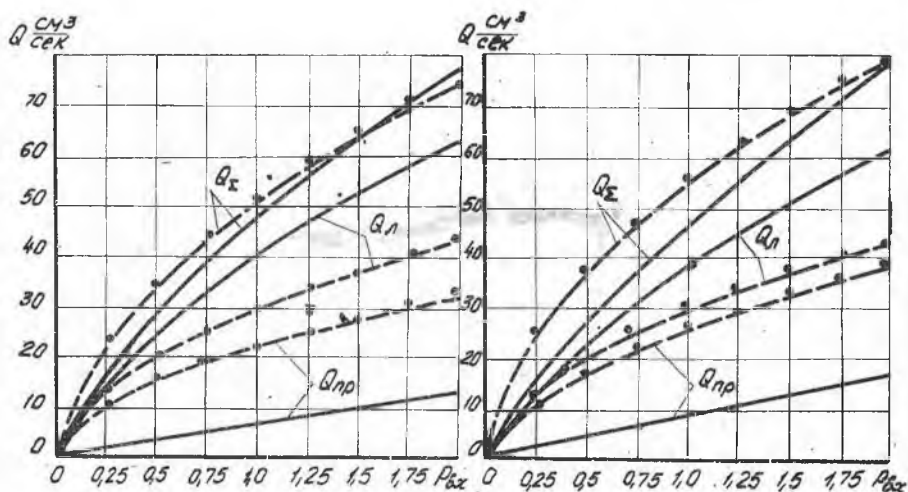
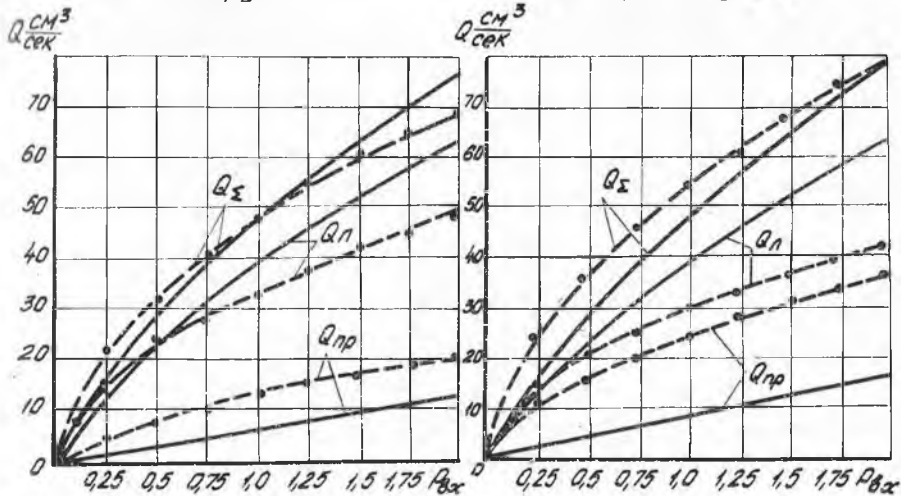


Рис. 8. Зависимость расхода  $Q$  от давления на входе в подшипник  $P_{\text{вх}}$  и  $l_{\text{ш.вых}} = 6,1 \text{ мм}$

— теория  
 - - - эксперимент

На камеру 3

На перемычку 3-4



На камеру 4

На перемычку 4-1

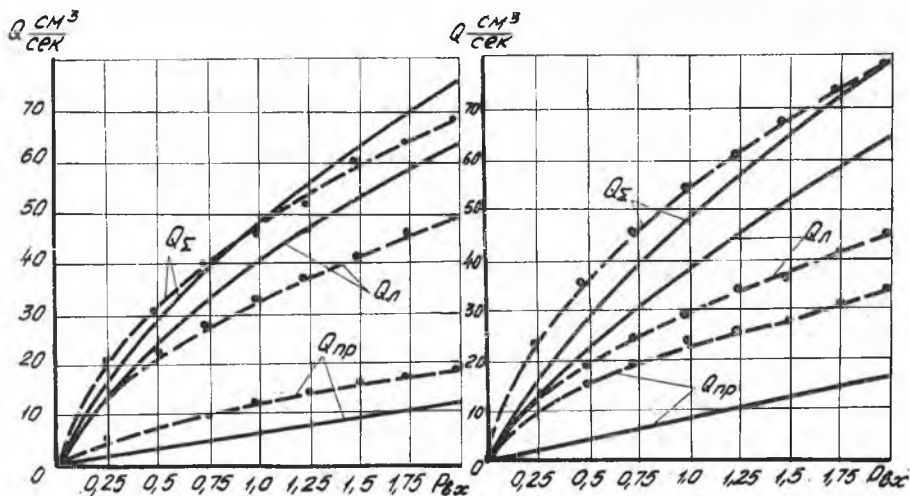


Рис. 9. Зависимость расхода  $Q$  от давления на входе в подшипник  $P_{вх}$  и  $l_{ц.вых} = 6,1$  мм

— теория  
 - - - эксперимент

По результатам эксперимента строились зависимости расхода жидкости  $Q$  от давления на входе  $P_{вх}$  и длины щели на выходе  $l_{щ.вых}$ . Измерение длины щели осуществлялось индикатором 7 часового типа (рис. 4). Общий осевой люфт ( $a=2,6$  мм) определялся длиной перекрытия обоймы козырьком. Расходные характеристики  $Q=f(P_{вх})$  и  $Q=f(l_{щ.вых})$  были просчитаны также теоретически. При теоретическом исследовании по определенным числам Рейнольдса было обнаружено, что режим течения жидкости на входе и на выходе из подшипника турбулентный. Результаты сравнения теоретических и экспериментальных зависимостей представлены на рис. 6—9. Расходные характеристики  $Q=f(P_{вх})$  и  $Q=f(l_{щ.вых})$  строились в зависимости от длины щели на выходе жидкости из левой части подшипника  $l_{щ.вых,л}$ , а значение длины щели правой части  $l_{щ.вых,пр}$  определялось по уравнению

$$l_{щ.вых,пр} = l_{щ.вых,л} + [a - (l_{щ.вых,л} - l_{щ.вых,л})] \quad (5)$$

Зависимости  $Q=f(P_{вх})$  представлены только для случая  $l_{щ.вых,л} = 6,1$  мм. При других значениях  $l_{щ.вых,пр}$  зависимости  $Q=f(P_{вх})$  имеют такой же характер и поэтому не приведены. Во всех экспериментах при изменении длины щелей расход изменялся не более, чем на 20%. Еще меньшее изменение наблюдалось для суммарного расхода.

В каждом из двух блоков исследуемого подшипника истечение жидкости происходит только в одном направлении, в то время как у обычного дроссельного подшипника истечение жидкости происходит в двух направлениях.

Характеристики дроссельных гидростатических подшипников просчитывали на ЭВЦМ «Урал-2», и, получив данные расчета, сравнивали расход подшипника с самодресселированием и дроссельного подшипника. Сравнивались подшипники с одинаковыми размерами (по параметру конструкции  $B$ ). Равенство параметра конструкции в этих подшипниках принималось при равенстве относительных давлений  $h_1$  в камерах при относительном эксцентриситете  $\epsilon=0$  и давлении на входе  $P_{вх}=1$  кг/см<sup>2</sup>. Относительное давление в камерах подшипника с самодресселированием в правой и левой его части находится при помощи уравнения (2) и будет равно:

$$h_{пр} = 0,9993; \quad h_{л} = 0,993.$$

По определенным значениям относительного давления  $h_{пр}$  и  $h_{л}$  находим соответствующий им параметр конструкции  $B$ :

$$B_{пр} = 0,0132; \quad B_{л} = 0,0419.$$

Этим значениям параметра конструкции соответствуют следующие значения относительного расхода  $\bar{Q}$ :

$$\bar{Q}_{пр} = 0,0254; \quad \bar{Q}_{л} = 0,0835.$$

Для того, чтобы определить действительный расход жидкости через подшипник с самодресселированием и сравнить его с расходом

через дроссельный подшипник, необходимо определить эффективную площадь на входе в подшипник. Так как рассматриваются подшипники с одинаковым параметром конструкции и одинаковыми конструктивными размерами, то эффективная площадь на входе в дроссельный подшипник будет равна эффективной площади на входе в подшипник с самодресселированием. Находится она по параметру конструкции  $B$ :

$$f_{эф} = \frac{\pi \mu_{вх} D \delta_0}{B};$$

$$f_{эфпр} = \frac{\pi \mu_{вхпр} D_{пр} \delta_{0пр}}{B_{пр}} = 41,84 \text{ мм}^2; \quad f_{эфл} = \frac{\pi \mu_{выхл} D_l \delta_{0л}}{B_l} = 64 \text{ мм}^2.$$

Тогда действительный расход через дроссельный подшипник будет

$$Q_{др} = f_{эф} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_{вх} \bar{Q}};$$

$$Q_{дрпр} = f_{эфпр} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_{вх} \bar{Q}_{пр}} = 15,3 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}};$$

$$Q_{дрл} = f_{эфл} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_{вх} \bar{Q}_л} = 75 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}.$$

Расход через подшипник с самодресселированием равен

$$Q_c = \mu_{ш. вых} \cdot f_{ш. вых} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_k}.$$

Соответственно для правой и левой частей подшипника:

$$Q_{спр} = 7,70 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}; \quad Q_{сл} = 37,6 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}.$$

Итак, сравнивая расходы через оба подшипника, видим, что расход через дроссельный подшипник в два раза больше, чем через подшипник с самодресселированием при прочих равных условиях.

Сравним расход жидкости через подшипники при относительном эксцентриситете  $\epsilon = 1$ . Так как расход через дроссельный подшипник изменяется незначительно от эксцентриситета, то значение расхода для подшипника с самодресселированием при  $\epsilon = 1$  будем сравнивать с расходом через дроссельный подшипник при относительном эксцентриситете  $\epsilon = 0$ . Из зависимостей  $Q = f(P, l_{ш})$  (рис. 8) имеем:

$$Q_{пр} = 7,72 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}; \quad Q_{л} = 39,5 \frac{\text{см}^3}{\text{сек}}.$$

Расход через дроссельный подшипник в 1,98 и в 1,89 раза больше, чем через подшипник с самодресселированием. Таким образом, сдвоенный гидростатический подшипник имеет меньший расход по сравнению с дроссельным гидростатическим подшипником при

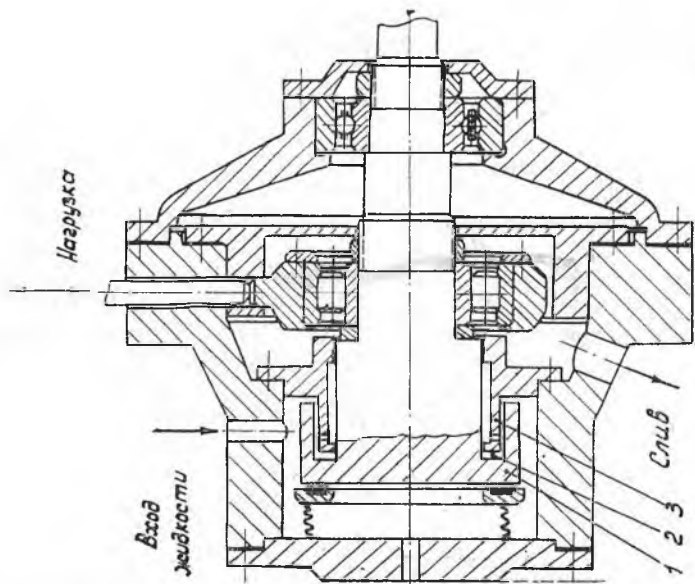


Рис. 10. Схема экспериментальной установки для испытания гидростатического подшипника с самодресселированием

1 — козырек гидростатического подшипника; 2 — торцовая полость; 3 — обойма гидростатического подшипника

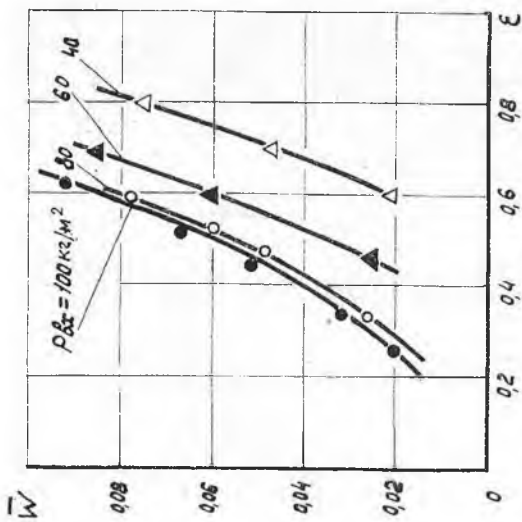


Рис. 11. Зависимость коэффициента нагрузки  $W$  от относительного эксцентриситета  $\epsilon$  и давления на входе в подшипник  $P_{вх}$ .

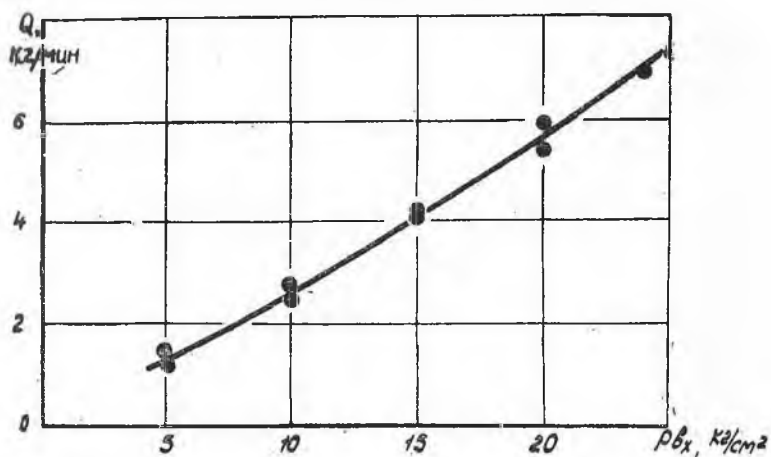


Рис. 12. Зависимость расхода масла  $Q$  через гидростатический подшипник от давления на входе  $P_{вх}$ .

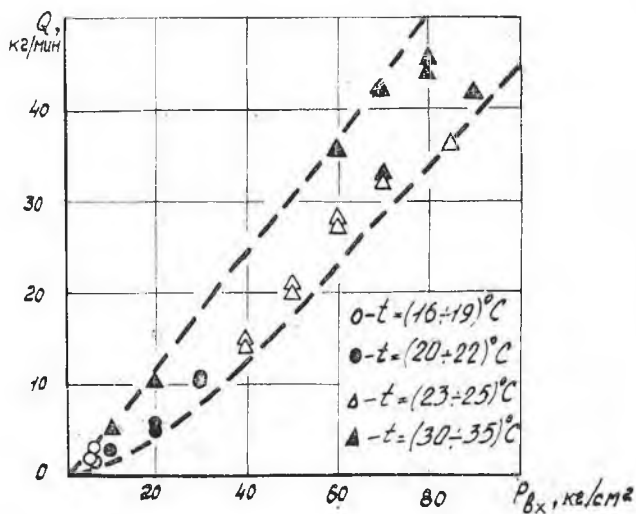


Рис. 13. Зависимость расхода  $Q$  через подшипник от давления на входе (с учетом температуры).

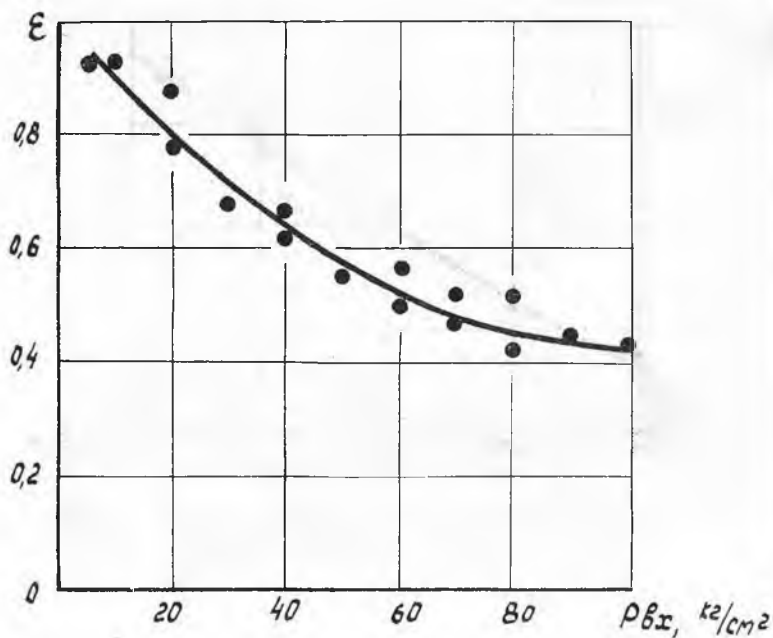


Рис. 14. Зависимость относительного эксцентриситета  $\epsilon$  от давления на входе  $P_{вх}$ .

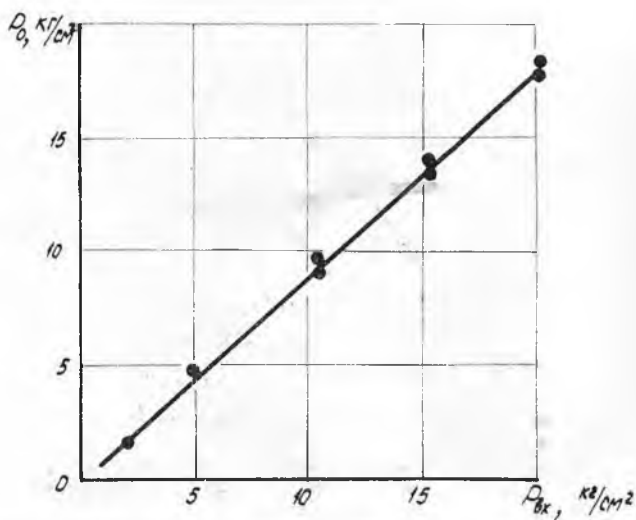


Рис. 15. Зависимость давления в торцевом зазоре гидростатического подшипника от давления подачи  $P_{вх}$ .



прочих равных условиях, и поэтому сдвоенный подшипник можно использовать в качестве узла «уплотнение—опора».

Следует также отметить, что экспериментальные данные качественно подтверждают теоретические результаты. Количественное расхождение, возможно, объясняется несовпадением действительных зазоров гидравлического тракта с принятыми при расчете. Лишь зависимости по суммарному расходу удовлетворительно согласуются количественно (расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами не превышает 10% для всех исследуемых значений длин щели).

В наших условиях сдвоенный гидростатический подшипник оказался нетехнологичным, так как не удалось обработать рабочие поверхности подшипника с одной установки. Поэтому весьма трудно получить одинаковую геометрию щелевого тракта с обеих сторон подшипника. Характеристики рассматриваемого подшипника чувствительны к величине зазоров как между козырьком и обоймой, так и между валом и обоймой, поэтому не удалось собрать блок с близкими характеристиками левой и правой частей опорного узла.

Для проверки возможности постановки гидростатического подшипника с самодросселированием как узла «уплотнение—опора» на ротор быстроходной машины была собрана экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 10. Вал опирается с одной стороны на радиальный шарикоподшипник, а с другой — на испытуемый гидростатический подшипник. Нагрузка на вал передается через роликовый подшипник при помощи тарированного нагрузочного устройства.

Испытуемый гидростатический подшипник имел диаметр обоймы  $D=150,2042$  мм, диаметр вала  $d=150,0275$  мм, диаметр козырька  $D_k=172,1$  мм, радиальный зазор между козырьком и обоймой  $\delta_{ок}=0,149$  мм, длину щели на входе жидкости в подшипник  $l_{щ.вых}=15$  мм, длину щели на выходе жидкости из подшипника  $l_{щ.вых}=25$  мм, осевую длину камеры  $t=55$  мм.

На установке снимались статические и динамические характеристики. Используемое в качестве рабочей жидкости масло имело кинематическую вязкость  $\nu=10,47 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/сек при температуре  $t=40^\circ\text{C}$ . Рабочее давление на входе в подшипник достигало 100 кг/см<sup>2</sup>. На рис. 11—15 представлены некоторые результаты статического испытания: нагрузочные и расходные характеристики, зависимость давления в торцовом зазоре на выходе из подшипника от давления питающей жидкости на входе.

## ЛИТЕРАТУРА

Н. П. Черноусов, А. Л. Кутин, В. Ф. Федоров. Герметические химико-технологические машины и аппараты. «Машиностроение», М.—Л., 1965.