

А. И. БЕЛОУСОВ, Т. А. ДОЛГАНОВА

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ МНОГОКАМЕРНЫХ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

Обозначения, принятые в статье и примененные на схеме
фиг. 1:

$p_{i \pm 1}$; p_i ; $p_{вх}$ — избыточное давление соответственно в i -ой, $(i \pm 1)$ -ой камере и на входе в подшипник;

D — диаметр подшипника;

m — осевая длина камеры;

l — осевая длина торцевой перемычки;

n — число камер гидростатического подшипника;

d_k — диаметр капилляра;

l_k — длина капилляра;

b — длина перемычки между камерами;

e — эксцентриситет;

δ_0 — радиальный зазор;

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

$h_i = \frac{p_i}{p_{вх}}$ — относительное давление в i -ой камере;

$h_{i \pm 1} = \frac{p_{i \pm 1}}{p_{вх}}$ — относительное давление в $(i \pm 1)$ -ой камере;

ζ_i — угол между началом отсчета в неподвижной системе координат XOY и серединой i -ой камеры;

$\varphi_{i \pm 1}$ — координата угловых середин перемычек между i -ой и $(i \pm 1)$ -камерами;

ν — коэффициент кинематической вязкости;

$\emptyset = \frac{D \delta_0^3 l_k}{d_k^4 L}$ — параметр конструкции первого рода (подшипник с капиллярной компенсацией);

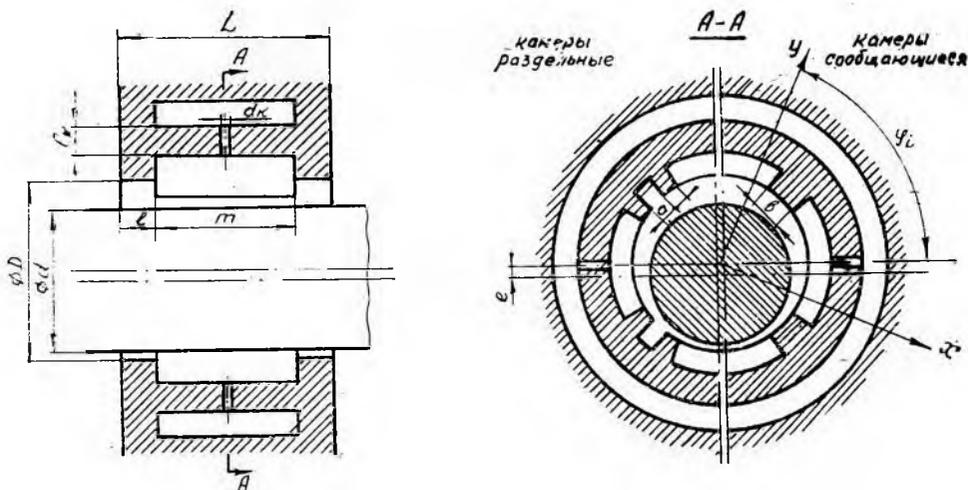
$k = \frac{ml}{Db}$ — параметр конструкции второго рода;

$a_{вр} = \frac{\nu b u}{\delta_0^2 p_{вх}} \left(1 + \frac{l}{m} \right)$ — коэффициент, учитывающий вращение;

R — несущая способность.

В последнее время в литературе появилось значительное число работ, посвященных гидростатическим подшипникам. Такой повышенный интерес вызван возможностью их применения в качестве высокотемпературных, высокоскоростных и высоконадежных опор с незначительным коэффициентом трения, работающих практически на любых жидкостях.

Для пояснения принципа работы гидростатического подшипника рассмотрим фиг. 1. Шейка вала вращается в неподвижной обойме, в которой выполнены камеры. Если по перемычке между камерами имеется осевая канавка (левая половина разреза А—А, фиг. 1), то такие подшипники называются подшипниками с раздельными камерами. В этой конструкции жидкость не имеет



Фиг. 1. Схема гидростатического опорного подшипника.

возможности перетекания из камеры в камеру. На правой половине разреза А—А показан подшипник с сообщающимися камерами, где жидкость может перетекать по окружности из камеры в камеру.

В камеры гидростатического подшипника через компенсационные элементы подается рабочая жидкость под начальным давлением $p_{вх}$. При концентричном расположении вала относительно обоймы давление жидкости во всех камерах гидростатического подшипника будет одинаковым и результирующая давлений на любую ось равна нулю. При действии нагрузки вал сместится из концентричного положения на величину эксцентриситета e . Площадь сечения, через которую вытекает жидкость из нижней камеры, уменьшается и снижается утечка, вызывая повышение давления в нижней камере. Одновременно с этим площадь поперечного сечения, через которую вытекает жидкость из верхней камеры, возрастает, и количество ее увеличивается. Давление в верхней

камере уменьшается. Перепад давления между камерами создает силу, стремящуюся восстановить концентричное положение вала в подшипнике. Эту силу назовем несущей способностью гидростатического подшипника.

Несущая способность зависит в общем случае от направления смещения вала на камеру или перемычку между камерами [1], от вида подшипника.

В настоящей статье представлены результаты теоретического исследования статических характеристик многокамерных гидростатических подшипников с сообщающимися и раздельными камерами при ламинарном режиме течения жидкости в компенсационных элементах (капиллярах) и щелях подшипников. При гидродинамическом расчете гидростатических подшипников, т. е. при определении давления в камерах при фиксированных значениях параметров задачи (при определенных параметрах конструкций, эксцентриситете, коэффициенте, учитывающем вращение) исходим из системы уравнений [2], которую для сокращения письма запишем в матричной форме:

$$Uh = B, \quad (1)$$

где $U = \left\| \begin{array}{cccccc} a_{11} & a_{12} & 0 & \dots & 0 & a_{1n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ a_{n1} & 0 & 0 & \dots & a_{n(n+1)} & a_{nn} \end{array} \right\|$ — матрица — системы;

$h = \left\| \begin{array}{c} h_1 \\ \vdots \\ h_n \end{array} \right\|$ — матрица — столбец из неизвестных;

$B = \left\| \begin{array}{c} 1 + a_{вр 1} \\ \vdots \\ 1 + a_{вр n} \end{array} \right\|$ — матрица — столбец свободных членов;

$$a_{ii} = 1 + 3,4 \Phi \{k_{i\epsilon} + k [k_{i(i+1)} + k_{i(i-1)}]\};$$

$$a_{i(i\pm 1)} = -3,4 k \Phi k_{i(i\pm 1)}^3;$$

$$a_{вр i} = 40,8 \cdot \Phi \cdot k \cdot a_{вр} \cdot \epsilon \cdot \sin \frac{\pi}{n} \cdot \sin \varphi_i;$$

$$k_{i(i\pm 1)} = 1 + \epsilon \cos \varphi_{i(i\pm 1)};$$

$$k_{i\epsilon} = \frac{2\pi}{n} \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \epsilon^2\right) + 3\epsilon \left(2 + \frac{\epsilon^2}{2}\right) \sin \frac{\pi}{n} \cdot \cos \varphi_i + \\ + \frac{3}{2} \cdot \epsilon^2 \cdot \sin \frac{2\pi}{n} \cos 2\varphi_i + \frac{\epsilon^3}{6} \cdot \sin \frac{3\pi}{n} \cos 3\varphi_i.$$

Ниже рассматривается нагрузочная характеристика гидростатического подшипника, под которой понимается зависимость несущей способности от какого-либо параметра конструкции.

Для удобства анализа и обобщения имеющихся данных исследование ведется в безразмерных величинах.

Для проекции равнодействующей силы (несущей способности подшипника) на оси OX и OY имеем следующие выражения:

$$R_{OY} = D(m + l) \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n p_i \cos \varphi_i, \quad (2)$$

$$R_{OX} = D(m + l) \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n p_i \sin \varphi_i$$

откуда можно получить выражения для безразмерной несущей способности — коэффициента несущей способности:

$$\Theta = \sqrt{\Theta_{OY}^2 + \Theta_{OX}^2}, \quad (3)$$

где

$$\Theta_{OY} = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n h_i \cos \varphi_i; \quad (4)$$

$$\Theta_{OX} = \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n h_i \sin \varphi_i. \quad (5)$$

Зависимости (1)—(5) вполне удовлетворительно совпадают с результатами эксперимента [2].

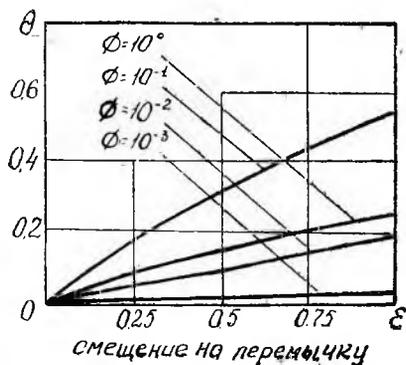
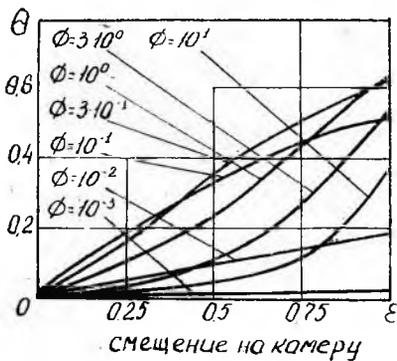
На основе соотношений (1)—(5) в вычислительном центре КуАИ им. академика С. П. Королева на ЭЦВМ «Урал-2» были просчитаны статические характеристики гидростатического подшипника при числе камер $n=4 \div 12$; параметре конструкции первого рода $\varnothing=10^{-3} \div 10^3$; параметре конструкции второго рода $\kappa=0 \div 2$; коэффициенте вращения $a_{вр}=0 \div 2$; эксцентриситете $\varepsilon=0 \div 1,0$; и при смещении вала на середину камеры или на перемычку между камерами.

Кроме того, ведутся расчеты для определения влияния режима течения жидкости в элементах гидравлического тракта подшипника на характеристики различных конструктивных видов подшипников.

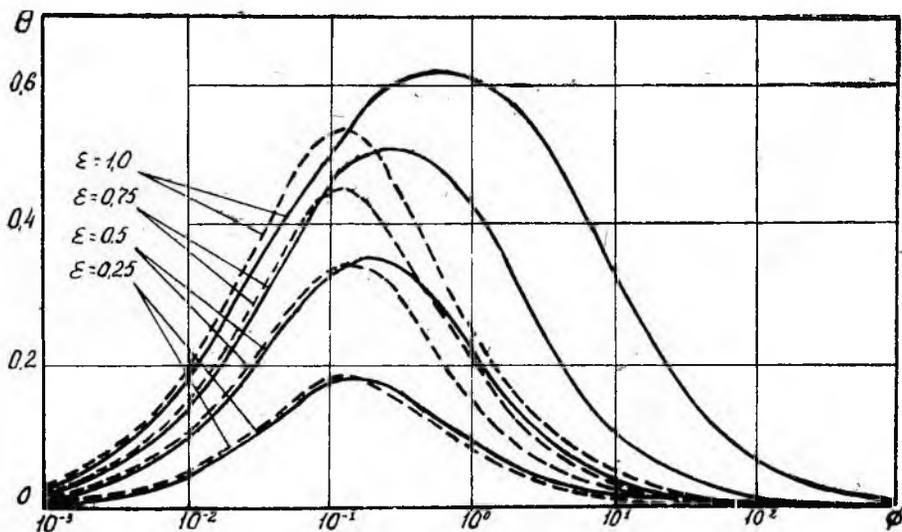
Теоретическая зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного подшипника с сообщающимися камерами при $\kappa=0,5$ от эксцентриситета ε представлена на фиг. 2.

На фиг. 3, 4 показаны зависимости коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника соответственно с сообщающимися и отдельными камерами от параметра конструкции \varnothing при $\kappa=0,5$ и разных эксцентриситетах при смещении вала на середину камеры или на перемычку между камерами.

Видно, что при определенных значениях параметра конструкции \varnothing , коэффициент нагруженности Θ достигает максимального значения.



Фиг. 2. Зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника с сообщающимися камерами от эксцентриситета ε при $\kappa = 0,5$ и разных параметрах конструкции Φ .



Фиг. 3. Зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника с сообщающимися камерами от параметра конструкции Φ при $\kappa = 0,5$ и разных эксцентриситетах ε :

— смещение на камеру;
 --- смещение на перемычку

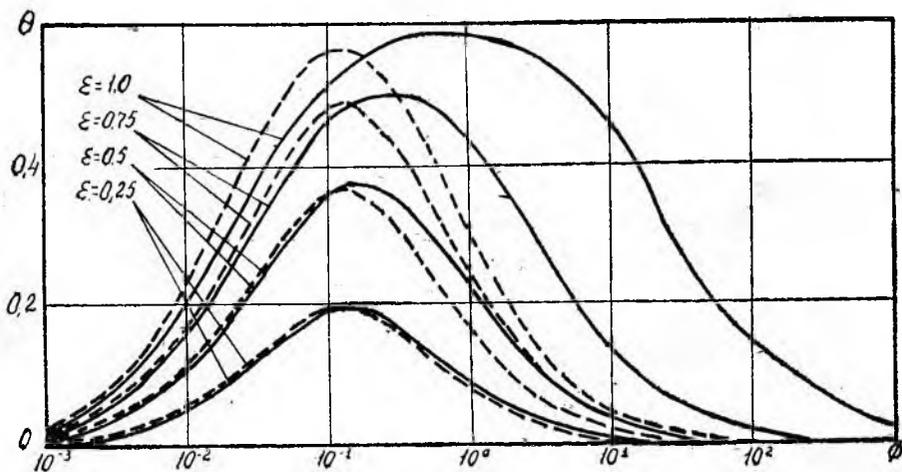
Причем, с ростом ε значение параметра конструкции Φ , обеспечивающее максимальный коэффициент нагруженности Θ , сдвигается в сторону больших Φ .

Во всех расчетных случаях существует оптимальное значение Φ , при котором несущая способность максимальна.

Наличие максимума на нагрузочной характеристике $\Theta = f(\varnothing)$ объясняется следующим.

При малых значениях параметра конструкции \varnothing давления в камерах гидростатического подшипника близки по значению к $p_{вх}$ даже при $\epsilon \rightarrow 1$ и примерно равны между собой (в этом случае d_k очень большой, а радиальный зазор очень мал). При увеличении параметра конструкции \varnothing разница давления в камерах гидростатического подшипника увеличивается, что ведет к увеличению несущей способности.

При очень больших параметрах конструкции \varnothing (d_k очень мал, зазор δ_0 — велик) давления в камерах малы.



Фиг. 4. Зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника с отдельными камерами от параметра конструкции \varnothing при $k = 0,5$ и разных эксцентриситетах ϵ :

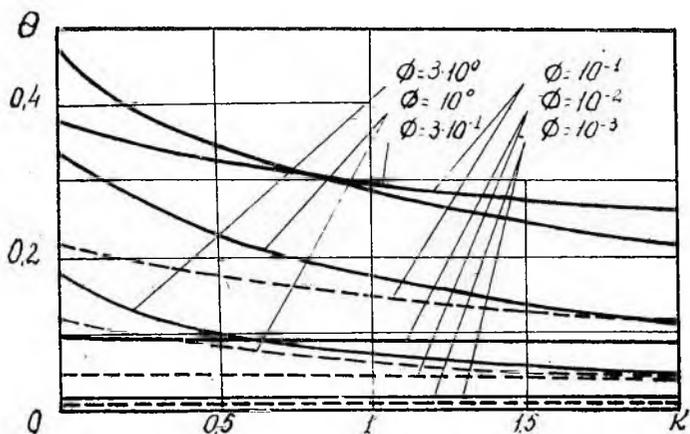
— смещение на камеру;
 --- смещение на перемычку

Таким образом при $\varnothing \rightarrow 0$ и $\varnothing \rightarrow \infty$ коэффициент нагруженности Θ стремится к 0.

Из фиг. 2 следует, что гидростатические подшипники при смещении вала на середину камеры подшипника при $\varnothing < \varnothing_{opt}$ имеют «мягкую» нагрузочную характеристику, то есть с ростом эксцентриситета жесткость, (тангенс угла наклона касательной кривой $\Theta = f(\epsilon)$ к оси абсцисс) уменьшается, а при $\varnothing > \varnothing_{opt}$ — «жесткую».

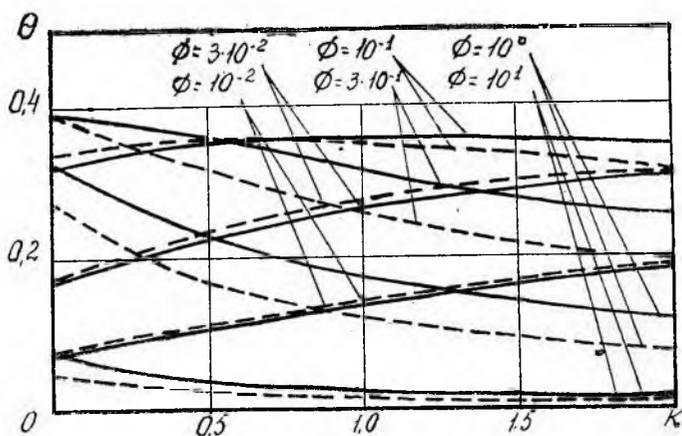
Важно отметить, что при некоторых значениях параметра конструкции \varnothing нагрузочная характеристика имеет примерно прямой характер (почти до $\epsilon = 0,5$).

Из зависимости коэффициента нагруженности Θ от параметра конструкции \varnothing (фиг. 3, 4) следует, что направление смещения вала на перемычку между камерами приводит к увеличению коэффици-



Фиг. 5. Зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника с сообщающимися камерами от параметра конструкции κ при $\varepsilon = 0,5$ и разных ϕ :

— смещение на камеру;
 --- смещение на перемычку



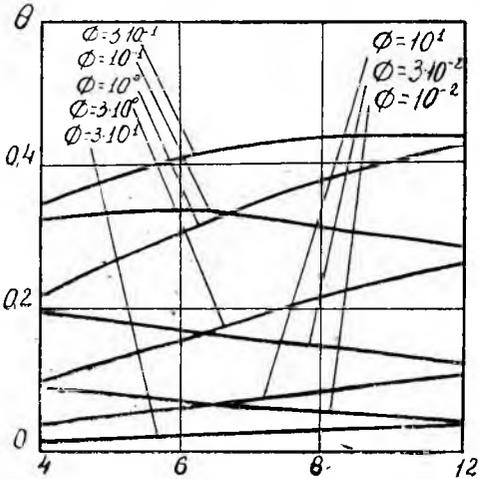
Фиг. 6. Зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника с отдельными камерами от параметра конструкции κ при $\varepsilon = 0,5$ и разных ϕ :

— смещение на камеру;
 --- смещение на перемычку.

ента нагруженности Θ при $\varnothing < \varnothing_{\text{opt}}$. Максимальные значения коэффициента нагруженности Θ выше при направлении смещения на камеру.

При других значениях числа камер n и параметре конструкции k характер нагрузочной характеристики не меняется. Интересно отметить, что с увеличением числа камер n разность несущей способности при смещении вала на середину камеры или на перемычку между камерами уменьшается.

На фиг 5, 6 приведены зависимости коэффициента нагруженности Θ от параметра конструкции k для 4-камерного гидростатического подшипника с сообщающимися и отдельными камерами. Из фиг. 5 следует, что при одном и том же эксцентриситете ϵ и параметре конструкции \varnothing гидростатические подшипники с сообщающимися камерами имеют большие коэффициенты нагруженности Θ при малых k .



Фиг. 7. Зависимость коэффициента нагруженности Θ от числа камер n гидростатического подшипника при $a_{вр} = 0$; $k = 0,5$; $\epsilon = 0,5$ и разных параметрах конструкции \varnothing .

Это объясняется тем, что при уменьшении параметра k увеличивается гидродинамическое сопротивление перетеканию жидкости по окружности (так как параметр k — это отношение гидродинамических сопротивлений торцовых щелей и щелей по перемычкам между камерами), т. е. уменьшаются «парзитные» перетечки между камерами.

При малых значениях параметра конструкции \varnothing любое мероприятие, ведущее к увеличению расхода жидкости из камер или к уменьшению гидродинамических сопротивлений на выходе из подшипника, эквивалентно увеличению значения параметра конструкции \varnothing , то есть должно привести к увеличению коэффициента нагруженности Θ .

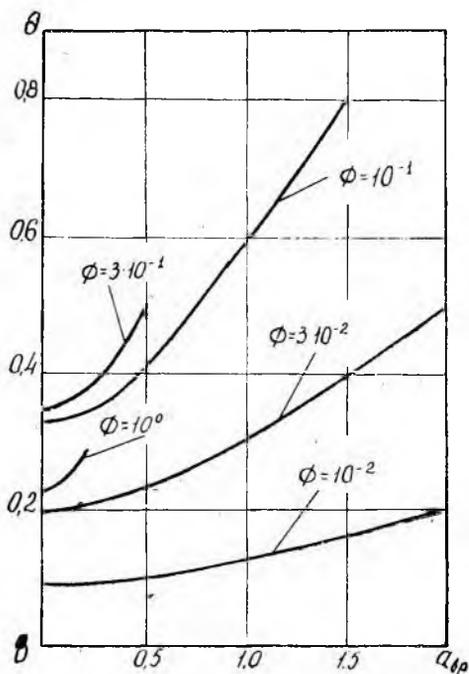
Поэтому для гидростатических подшипников с отдельными камерами при малых значениях параметра конструкции \varnothing рост значения параметра k ведет к увеличению коэффициента нагруженности, что подтверждает фиг. 6. При больших значениях параметра конструкции \varnothing гидродинамические сопротивления на выходе из подшипника малы. Увеличение параметра k для гидростатических подшипников с отдельными камерами еще более уменьшает гидродинамические сопротивления на выходе, что приводит к уменьшению Θ (фиг. 6). На фиг. 7 показана зависи-

мость несущей способности от числа камер гидростатического подшипника при разных параметрах конструкции \varnothing . При $\varnothing < \varnothing_{opt}$ несущая способность с увеличением числа камер n снижается, при $\varnothing > \varnothing_{opt}$ — возрастает. Этот рост имеет место до числа камер $n=8-10$.

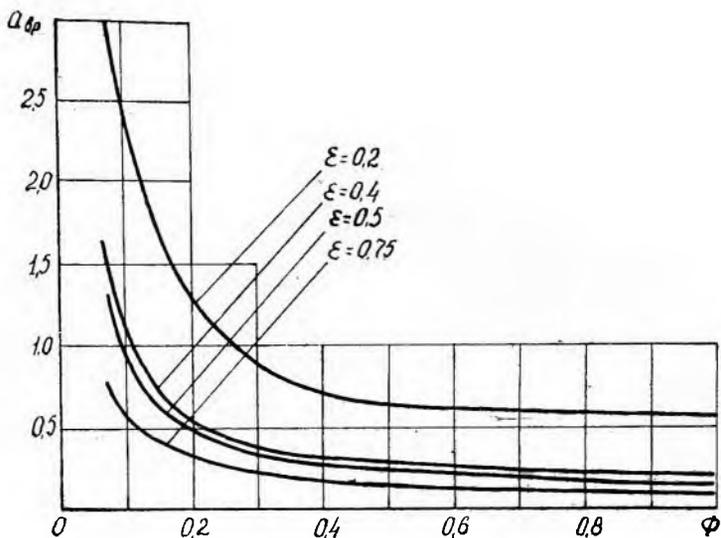
Представленные на фиг. 8 теоретические зависимости коэффициента нагруженности Θ от коэффициента $a_{вр}$, учитывающего вращение вала, для различных параметров конструкции \varnothing 4-камерного гидростатического подшипника показывают, что коэффициент нагруженности с ростом $a_{вр}$ растет тем сильнее, чем больше \varnothing . Вращение вала тем более увеличивает несущую способность, чем больше эксцентриситет. Так как при вращении вала давление в одних камерах увеличивается, а в других уменьшается, то естественно ожидать, что при некоторых оборотах в одной из камер избыточное давление будет равно нулю. Коэффициент, учитывающий вращение, соответствующий этому случаю, назовем предельным коэффициентом вращения $[a_{вр}]$. Зависимости предельного коэффициента $[a_{вр}]$ от параметра конструкции \varnothing для 8-камерного гидростатического подшипника представлены на фиг. 9. С ростом \varnothing относительные давления в камерах падают и вращение играет тем более существенную роль, чем больше \varnothing .

Из фиг. 9 видно, что с увеличением эксцентриситета значение предельного коэффициента $[a_{вр}]$ уменьшается, так как усиливается эффект откачки жидкости из диффузорной части подшипника. Это следует и из зависимости предельного коэффициента вращения $[a_{вр}]$ от эксцентриситета (фиг. 10).

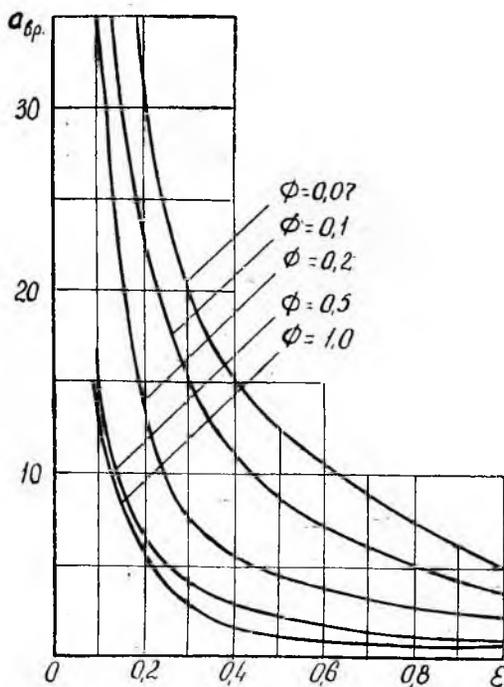
Полученные данные позволяют при проектировании обоснованно выбрать параметры гидростатических подшипников в зависимости от того, какую характеристику желательно иметь оптимальной.



Фиг. 8. Зависимость коэффициента нагруженности Θ 4-камерного гидростатического подшипника от коэффициента вращения $a_{вр}$ при $k=0,5$ и $\epsilon=0,5$ при разных параметрах конструкции \varnothing



Фиг. 9. Зависимость предельного значения коэффициента вращения $[a_{br}]$ от параметра конструкции ϕ 8-камерного подшипника при $\kappa = 1,875$ и разных эксцентриситетах.



Фиг. 10. Зависимость предельного значения коэффициента вращения 8-камерного подшипника от относительного эксцентриситета при $\kappa = 1,875$ и разных параметрах конструкции ϕ .

Расходная, жесткостная и демпфирующая характеристики гидростатических подшипников будут рассмотрены в последующих работах.

ЛИТЕРАТУРА

1. - А. А. Раймонди, Дж. Бойд. Исследование гидростатических подшипников скольжения с диафрагменной и капиллярной компенсациями. «Машиностроение». Сб. переводов и обзоров иностранной периодической литературы, № 7, 1957.

2. А. И. Белоусов. Влияние перекоса вала относительно обоймы гидростатического подшипника на его грузоподъемность. «Исследование конструкции вибрации и прочности деталей и узлов двигателей летательных аппаратов». Труды МАИ, 1967.

Сб. «Исследование вибраций, прочности и конструкции деталей авиадвигателей». Труды МАИ, вып. 180, «Машиностроение», М., 1968.
