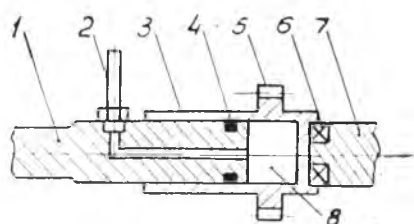


В. Т. Анискин, А. И. Белоусов

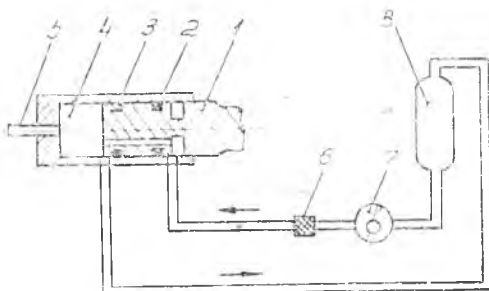
ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ДИНАМОМЕТР ДЛЯ ЗАМЕРА СИЛЫ ТЯГИ

При непосредственном способе замера силы тяги двигателя используются гидравлические динамометры, среди которых особое место занимают поршневые мессдозы (фиг. 1 и 2).



Фиг. 1. Гидравлический динамометр:

1—поршень, 2—трубка к датчику давления, 3—вращающийся цилиндр, 4—уплотнение, 5—шестерня для вращения с целью предупреждения заедания цилиндра, 6—упорный подшипник, 7—тяга, связанная со стендом, 8—камера динамометра.



Фиг. 2. Гидравлический проточный динамометр:

1—поршень, 2—уплотнение, 3—цилиндр, 4—камера динамометра, 5—трубка к датчику давления, 6—фильтр, 7—насос, 8—бачок.

Принцип действия гидравлических мессдоз основан на преобразовании реактивной силы в давление жидкости, которое регистрируется приборами. Сила тяги, действуя на поршень, создает давление в цилиндре, пропорциональное прилагаемому усилию.

Показанная на фиг. 1 мессдоза [1], обладает существенными недостатками:

1) большие потери на трение в уплотнении поршня (а, следовательно, пониженная чувствительность к замеру силы тяги);

2) вращение цилиндра с целью предупреждения заедания и уменьшения коэффициента трения;

ступает в дренажную полость 2, выполненную в цилиндре 3. На поверхности поршня 1 выполнены два ряда небольших камер 4, в которые через центральное сверление и дросселирующие отверстия 5 поступает рабочая жидкость. Давление жидкости в камерах 4 воспринимает радиальную нагрузку, действующую на поршень, препятствует перекосу, заклиниванию и заеданию поршня в цилиндре. Замер величины и колебаний тяги осуществляется прибором, как и в предыдущих схемах мессдоз.

Рассматриваемый гидравлический динамометр обладает следующими преимуществами:

1) трение при трогании с места и в процессе работы ничтожно мало и соответствует чисто жидкостному трению, чем достигается повышенная чувствительность динамометра;

2) при обеспечении одинаковых режимов течения жидкости на входе через дросселирующий элемент и на выходе через кольцевую щель характеристики динамометра не зависят от внешних условий и рода рабочей жидкости [2];

3) в качестве рабочего тела можно использовать практически любую жидкость (воду, керосин, минеральные масла, воздух и т. д.);

4) пониженные требования к материалам и механической обработке поршня и цилиндра (класс точности и чистота практически будут определяться только радиальным зазором, который значительно влияет на расход жидкости).

Основным недостатком данного устройства является сравнительно большой расход жидкости, что приводит к некоторому усложнению гидравлической системы. Но в стационарных условиях это вполне допустимо.

Давление жидкости в рабочей камере 6 будет изменяться в зависимости от длины щели l , которая в свою очередь определяется действующей нагрузкой

$$W = p_k \cdot F,$$

где W — действующая нагрузка,

p_k — давление в рабочей камере 6,

F — площадь поршня.

Давление в рабочей камере 6 можно определить, составив уравнение баланса расходов

$$Q_{\text{вх}} = Q_{\text{вых}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{вх}}$ — расход жидкости, входящей в камеру через дросселирующий элемент,

$Q_{\text{вых}}$ — расход жидкости, выходящей из динамометра через кольцевую щель.

Для простоты расчета примем следующие допущения:

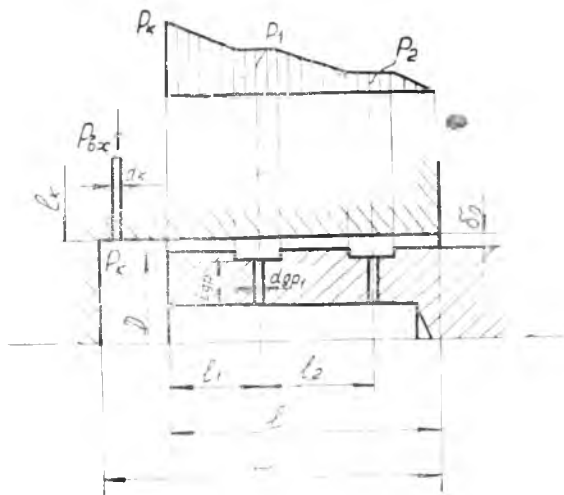
рабочая жидкость несжимаемая;

режим течения во всех каналах ламинарный;

радиальный зазор по длине щели динамометра постоянный;

перетечки по окружности поршня отсутствуют;
 глубина центрирующих камер 4 велика по сравнению с величиной радиального зазора, поэтому давление в камерах 4 постоянно;
 ширина камер 4 мала по сравнению с длиной поршня;
 перекос оси поршня относительно оси цилиндра отсутствует;
 оси поршня и цилиндра совпадают;
 давление слива равно нулю.

На фиг. 4 показана расчетная схема гидростатического динамометра.



Фиг. 4. Расчетная схема гидростатического динамометра.

Расход жидкости, входящей в рабочую камеру через дросселирующий элемент, можно записать по известной формуле

$$Q_{вх} = \frac{\pi d_k^4 (p_{вх} - p_k)}{128 \rho \nu l_k}, \quad (2)$$

где $p_{вх}$ — давление жидкости в подводящем трубопроводе,

p_k — давление жидкости в камере динамометра,

d_k и l_k — диаметр и длина дросселирующего элемента δ ,

ρ и ν — плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости.

Рассматривая последовательно движение жидкости по кольцевой щели, можно определить количество жидкости, втекающей в первый ряд камер

$$Q_{вх1} = \frac{\pi D \delta_0^3 (p_k - p_1)}{12 \rho \nu l_1}, \quad (3)$$

где p_1 — давление в камерах 4 первого ряда,

D — диаметр поршня;

l_1 — расстояние от конца поршня до первого ряда камер;
 $2\delta_0$ — диаметральный зазор между поршнем и цилиндром.

Количество жидкости, вытекающей из первого ряда камер:

$$Q_{\text{вых1}} = \frac{\pi D \delta_0^3 (p_k - p_1)}{12 \rho \nu l_1} + \frac{\pi n_1 d_{\text{др1}}^4 (p_k - p_1)}{128 \rho \nu l_{\text{др1}}}, \quad (4)$$

где n_1 — число камер 4 в первом ряду,

$d_{\text{др1}}$ и $l_{\text{др1}}$ — диаметр и длина дросселирующих отверстий в первом ряду.

Количество жидкости, втекающей во второй ряд камер, можно записать:

$$Q_{\text{вх2}} = \frac{\pi D \delta_0^3 (p_1 - p_2)}{12 \rho \nu l_2}, \quad (5)$$

где p_2 — давление в камерах 4 второго ряда;

l_2 — расстояние между первым и вторым рядами камер 4.

Аналогично, количество жидкости вытекающее из второго ряда камер, определится:

$$Q_{\text{вых2}} = \frac{\pi D \delta_0^3 (p_1 - p_2)}{12 \rho \nu l_2} + \frac{\pi n_2 d_{\text{др2}}^4 (p_k - p_2)}{128 \rho \nu l_{\text{др2}}}, \quad (6)$$

где n_2 — количество камер 4 во втором ряду;

$d_{\text{др2}}$ и $l_{\text{др2}}$ — диаметр и длина дросселирующих отверстий второго ряда.

Количество вытекающей из динамометра жидкости тогда запишется:

$$Q_{\text{вых}} = \frac{\pi D \delta_0^3 p_2}{12 \rho \nu (l - l_1 - l_2)}, \quad (7)$$

где l — расстояние от конца поршня до дренажной полости 2.

Приравняв между собой уравнения (2) и (7), (4) и (5), (6) и (7), получим систему уравнений для определения неизвестных давлений p_1 , p_2 и p_k .

Тогда

$$p_k = \frac{p_{\text{вх}}}{1 + 10,67 \frac{\Phi \cdot A}{\chi - \bar{l}_1 - \bar{l}_2}}, \quad (8)$$

где $\chi = \frac{l}{L}$ — относительный ход поршня, причем $\chi_{\text{min}} = \frac{l_1 + l_2}{L}$;

L — полный ход поршня;

$\Phi = \frac{D \delta_0^3 l_k}{d_k^4 L}$ — параметр конструкции динамометра, характеризующий отношение гидравлических сопротивлений на входе и выходе гидростатического динамометра;

$$\bar{l}_1 = \frac{l_1}{L} \text{ и } \bar{l}_2 = \frac{l_2}{L};$$

$$A = \frac{1}{\frac{1}{\bar{l}_2} (\chi - \bar{l}_1 - \bar{l}_2) + \left(1 + \frac{\bar{l}_2}{\bar{l}_1} + \frac{\bar{l}_2}{10,67\Phi_1}\right)} \cdot \frac{1}{(\chi - \bar{l}_1 - \bar{l}_2) \left[\frac{1}{\bar{l}_1} + \frac{1}{10,67\Phi_1} + \left(1 + \frac{\bar{l}_2}{\bar{l}_1} + \frac{\bar{l}_2}{10,67\Phi_1}\right) \frac{1}{10,67\Phi_2} \right]} + 1$$

— безразмерный коэффициент, учитывающий наличие центрирующих камер 4;

$$\Phi_{1(2)} = \frac{D \delta_0^3 l_{\text{др } 1(2)}}{n_{1(2)} d_{\text{др } 1(2)}^4 L} \text{ — параметр конструкции, характеризующий отношение гидродинамических сопротивлений дросселирующих отверстий 5 и выходной щели динамометра.}$$

Расход жидкости через динамометр определяется по уравнению (2).

Для приближенных расчетов можно принять линейный закон распределения давления по длине щели, т. е. считать, что расход через дросселирующие отверстия 5 незначителен. Тогда давления в камерах 4 определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_k \left(1 - \frac{l_1}{l}\right), \\ p_2 &= p_k \left(1 - \frac{l_1 + l_2}{l}\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Решая совместно уравнения (2) и (7), получаем:

$$p_k = \frac{p_{\text{вх}}}{1 + 10,67 \frac{\Phi}{\chi}}. \quad (11)$$

Из уравнений (8) и (11) следует, что давление в рабочей камере динамометра при постоянном давлении подачи жидкости $p_{\text{вх}}$ определяется перемещением поршня и его геометрическими параметрами и не зависит от рода и температуры жидкости.

Таким образом, на основании полученных зависимостей можно рассчитать оптимальные характеристики динамометра. Замер прикладываемого усилия осуществляется после проведения тарировки динамометра.

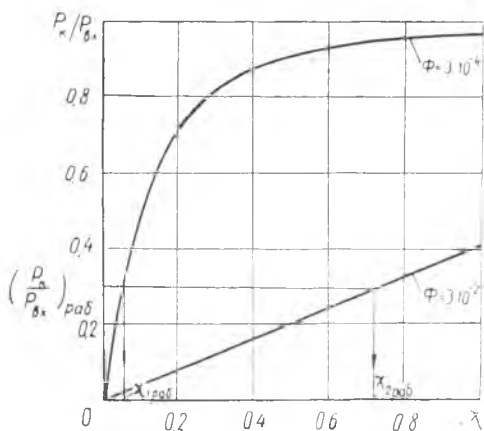
На фиг. 5, 6 и 7 показаны зависимости давления в рабочей камере и относительного расхода от перемещения поршня при различных значениях параметра конструкции Φ и постоянных параметрах Φ_1 и Φ_2 , а на фиг. 8 — зависимость давления в камере и относительного расхода от параметра конструкции Φ при различных χ и постоянных параметрах Φ_1 и Φ_2 .

Относительный расход в данном случае определяется 2

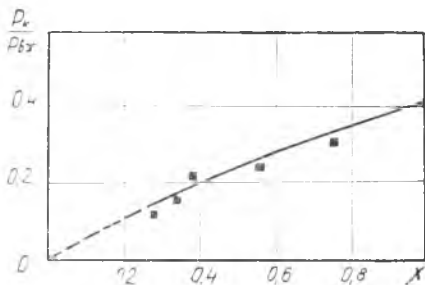
$$Q = 1 - \frac{p_k}{p_{\text{вх}}} \quad (12)$$

и представляет собой отношение расхода жидкости через динамометр к расходу жидкости через дросселирующий элемент 8, когда давление в камере равно нулю.

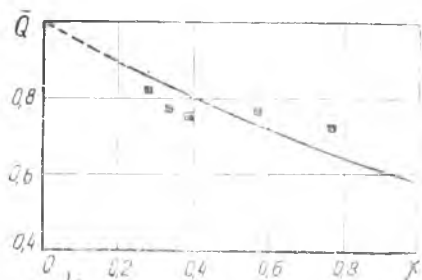
Фиг. 5 иллюстрирует вывод о том, что одно и то же значение относительного давления можно получить при различных параметрах конструкции Φ в зависимости от допустимого перемещения поршня динамометра.



Фиг. 5. Зависимость давления в рабочей камере динамометра от относительного хода поршня при различных Φ .



Фиг. 6. Зависимость давления в рабочей камере динамометра от относительного хода поршня при $\Phi = 2,5 \cdot 10^{-2}$, $\Phi_1 = 0,14$, $\chi_{\min} = 0,25$
 — теория, ■ эксперимент.



Фиг. 7. Зависимость относительного расхода от относительного хода поршня при $\Phi = 2,5 \cdot 10^{-2}$, $\Phi_1 = 0,14$, $\chi_{\min} = 0,25$
 — теория, ■ эксперимент.

теоретическими результатами в пределах точности эксперимента.

Таким образом, полученные теоретические зависимости позволяют выбирать конструктивные параметры, обеспечивающие требуемые характеристики динамометра.

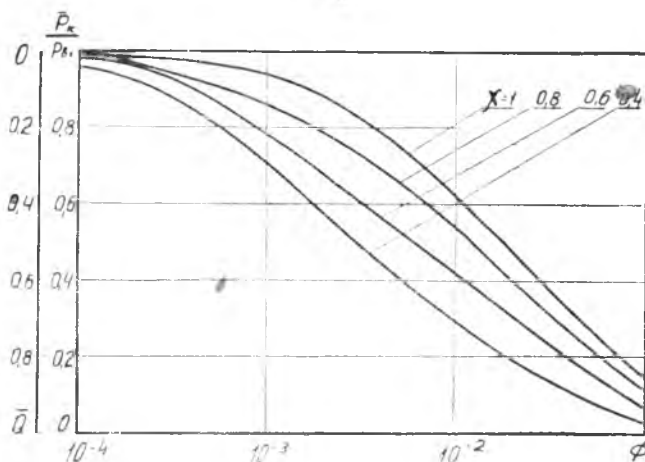
Если по условиям эксплуатации недопустим большой ход, то необходимо выбирать параметр конструкции Φ по возможности наименьшим. Длина поршня при этом резко возрастает. Мессдозы при $\Phi > 10^{-3}$ менее чувствительны к случайным смещениям поршня, но требуют удлиненного хода.

Из рассмотрения фиг. 6 и 7 следует, что экспериментальные данные вполне удовлетворительно согласуются с

Оценим точность гидростатического динамометра рассматриваемой схемы (фиг. 4).

При истечении жидкости из кольцевой щели возникают касательные напряжения τ , вызывающие силу трения

$$T = \tau \pi D l. \quad (13)$$



Фиг. 8. Зависимость давления в рабочей камере и относительного расхода от параметра конструкций при различных χ и $\Phi_1 = \Phi_2 = 0,14$.

Известно, что

$$\tau = \rho \nu \left. \frac{dv}{dy} \right|_{y=0}, \quad (14)$$

а скорость течения жидкости в щели

$$v = \frac{1}{2\rho\nu} \frac{dp}{d\chi} (y\delta_0 - y^2). \quad (15)$$

В уравнениях (14) и (15) x и y — осевая и радиальная координаты.

Тогда при $\frac{dp}{d\chi} = \frac{p_k}{l}$

$$T = \frac{\pi}{2} D \delta_0 \rho_k = 2 \frac{\delta_0}{D} W. \quad (16)$$

Точность измерения действующей силы

$$R = \pm \frac{\delta_0}{D} 100\%, \quad (17)$$

а класс динамометра

$$k = 100 \frac{\delta_0}{D}. \quad (18)$$

Так, при $\delta_0=0,01$ мм и $D=50$ мм гидростатический динамометр имеет класс 0,02, а при $\delta_0=0,01$ мм и $D=200$ мм — класс 0,005.

Из (18) следует, что класс динамометра не зависит от перемещения поршня и рода рабочей жидкости. Поэтому для уменьшения расхода целесообразно использовать жидкость повышенной вязкости.

Точность динамометра повышается с увеличением диаметра поршня. Поэтому гидростатические мессдозы могут найти наиболее широкое применение при измерении тяги мощных двигателей.

Для повышения точности гидростатической мессдозы можно рекомендовать встречное направление потоков жидкости в кольцевой щели.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. М. Дорофеев, В. Я. Левин. Испытания воздушно-реактивных двигателей. Оборонгиз, 1961.

2. А. И. Белоусов, В. Т. Анискин. Исследования статических характеристик гидростатических амортизаторов. Труды КуАИ, сб. «Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов», вып. 36, Куйбышев 1969.

3. Раймонди, Бойд. Гидростатическое центрирование поршней «Труды американского общества инженеров-механиков», серия E, № 3, 1964.