

УДК 621.822

ИССЛЕДОВАНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЦИЛИНДРОВ ВИБРОСТЕНДОВ

А. С. ШАГИНЯН^{а+}, В. А. БУТЬКО^а

Изложены результаты экспериментальных исследований несущей способности гидростатических опор цилиндров двухстороннего действия, применяемых в электрогидравлических стендах в качестве исполнительных механизмов. Установлено влияние боковых нагрузок на величину радиального смещения оси поршня относительно оси втулок гидростатических опор при варьировании давления в камерах опор, зависимость жесткости опор от давления жидкости в камерах.

Ключевые слова: электрогидравлические вибростенды, гидростатические опоры, несущая способность, радиальное смещение.

Введение. При создании и отработке конструкций различных систем и устройств в настоящее время широко используются электрогидравлические стенды. Они применяются прежде всего для проведения испытаний на вибропрочность и виброустойчивость и обладают достаточно высокими эксплуатационными возможностями: диапазон возбуждаемых частот колебаний — от 0 до 500 Гц, тяговых (или толкающих) усилий — от 10 до 2000 кН, виброперемещений — от нескольких мкм до 1 м и более.

Реализация указанных возможностей требует преодоления и решения довольно сложных инженерных задач при проектировании надежных гидравлических исполнительных механизмов (ГИМ) и, конкретно, опор гидроцилиндров двухстороннего действия.

Уплотнение и центрирование штоков поршня гидроцилиндра конструктивно реализуется в зависимости от величины виброскорости стола стенда, возможных боковых нагрузок на опоры, а также требований, связанных со строгим нормированием величин боковых составляющих вибраций стола стенда: во многих стандартах на виброиспытания боковые вибрации стола не должны превышать 30%, а в отдельных случаях 10% значений осевых перемещений стола. Существенный рост нагрузочных характеристик на опоры потребовал от разработчиков гидравлической испытательной техники поиска новых решений. Например, фирма MTS (США) в качестве пары трения в конструкциях опор двухсторонних гидроцилиндров использует хромированные и полированные штоки и бронзовые втулки, на внутренней поверхности которых нанесен тонкий слой серебра. Фирма INSTRON (Англия) применяет для втулок опор трения специальные полимерные материалы.

Однако чаще всего при создании высокоскоростных и высоконагруженных гидравлических исполнительных механизмов испытательных машин и стендов с электрогидравлическим приводом применяются гидростатические опоры.

Известные из технической литературы теоретические и экспериментальные исследования, связанные с созданием гидростатических опор, основываются на конструкциях опор турбин, шпиндельных валов станков, центрифуг и других устройств, в которых опора удерживает вращающийся с большой скоростью высоконагруженный вал [1—4].

Применительно к гидроцилиндрам двухстороннего действия, у которых поршень со штоками совершает возвратно-поступательное движение с высокой частотой, работ, связанных с

а Гомельский политехнический институт. Беларусь, 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

+ Автор, с которым следует вести переписку.

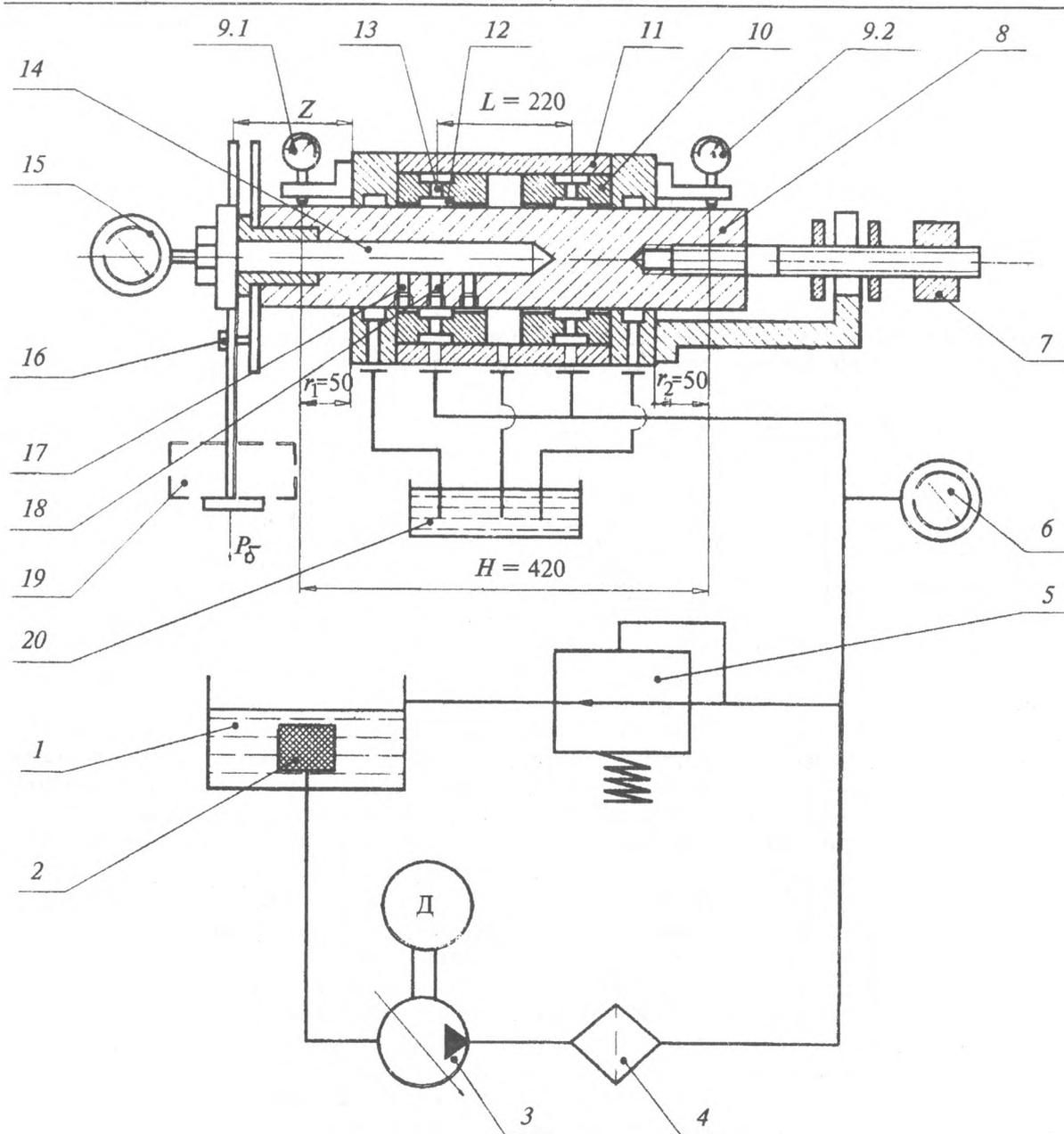


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

методикой проектирования гидростатических опор, как теоретических, так и экспериментальных, весьма мало [5–6].

Настоящие исследования, алгоритм которых был разработан еще в 1970 году в СКБ испытательных машин в г. Армавире, были развиты и углублены в СКБ сейсмической техники (ныне НПО “Сейсмотехника”) и в Гомельском политехническом институте.

Методика испытаний. В представленной работе экспериментальные исследования выполнены на специальной установке, схема которой приведена на рис. 1. В основе указанной установки находится устройство, имитирующее гидравлический цилиндр с двумя гидростатическими опорами, имеющими 4 камеры, размещенные через 90° .

Действительный размер диаметров поршня на длинах, сопрягаемых со втулками гидростатических опор, составлял: $59,852 \pm 0,001$ мм, а внутренний диаметр втулок опор $59,940 \pm 0,002$ мм. Таким образом, диаметральный зазор h между поршнем и втулками опор колебался от 0,086 до 0,090 мм. В качестве рабочей жидкости в исследованиях использовалось масло “Индустриальное-45” при температуре 50°C .

ИССЛЕДОВАНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР

В состав экспериментальной установки входят: рабочий бак 1, фильтр 2 на всасывающем трубопроводе, насос регулируемого расхода 3, фильтр 4, редукционный клапан 5, манометр 6, противовес 7, поршень 8, индикаторы 9.1 и 9.2 с ценой деления 0,001 мм, втулка 10 гидростатической опоры, цилиндр 11, камера опоры 12, дроссель (капилляр) 13, канал 14 для измерения давления в камерах опоры и в зазоре между поршнем 8 и втулкой 10, образцовый манометр 15 для измерения давления в камерах и в зазоре между поршнем и втулкой опоры, фиксатор 16 положения поршня 8 относительно втулок камер 10, каналы 17 и 18 для измерения давления в зазоре и давления в камере соответственно (при измерении давления в зазоре канал для измерения давления в камере закрывается пробкой и, наоборот, при измерении давления в камере два канала для измерения давления в зазоре закрываются пробками), подвеска со сменными грузами 19, имитирующими боковые нагрузки P_6 на опоры, мерный бак 20 для сбора и измерения утечек жидкости по зазорам между втулками опор и поршнем.

Установка работает следующим образом. При запуске насоса жидкость из рабочего бака через фильтр подается в гидростатические опоры 1 и 2. Через капилляры дросселей диаметром $d_k = 0,5$ мм и длиной $l_k = 12$ мм рабочая жидкость поступает в камеры опор и далее в кольцеобразный зазор между поршнем и втулками опор. Из зазоров центрирующих опор масло вытекает в направлении рабочей полости цилиндра и в отводные каналы фланцев, откуда поступает в мерный бак. Давление в системе регулируется за счет изменения расхода жидкости, подаваемого в камеры опор и задается редукционным клапаном.

Исследования проводились при изменении давления p_k в камерах опор от 6 до 20 МПа с шагом в 2 МПа. При каждом из приведенных значений p_k на поршне создавались боковые нагрузки P_6 с интервалом увеличения их в 0,2 кН от 0 до 2 кН. Нагрузка P_6 прилагалась к концу поршня со стороны опоры 1 с консолью $Z = 0,12$ м. При этом микронными индикаторами 9.1 и 9.2 фиксировались величины радиального смещения $e_{и1}$ и $e_{и2}$ (в дальнейшем $e_{и1}$ и $e_{и2}$ — эксцентриситеты, измеряемые индикаторами).

Результаты исследований и их обсуждение. Результаты испытаний при действии боковых нагрузок с консолью $Z = 0,12$ м сведены в таблицу. Из приведенных в ней данных следует,

Таблица. Зависимость смещений поршня относительно втулок гидростатических опор от боковых нагрузок на консоли при изменении давления в камерах.

Боковая нагрузка P_6 , Н	Давление в камерах p_k , МПа										
	6		8		10		12	14	16	18	20
	$e_{и1}$	$e_{и2}$	$e_{и1}$	$e_{и2}$	$e_{и1}$	$e_{и2}$	$e_{и1}$	$e_{и1}$	$e_{и1}$	$e_{и1}$	$e_{и1}$
200	8	-1	6	-1	5	0	4	4	3	3	3
400	16	-1	10	-1	9	0	9	8	6	6	6
600	22	-2	17	-1	14	0	13	11	10	10	9
800	27	-2	22	-1	19	0	17	15	14	15	11
1000	33	-3	27	-2	25	-1	22	21	17	18	15
1200	37	-3	33	-2	30	-1	27	25	22	21	18
1400	44	-4	37	-2	36	-1	32	29	25	24	23
1600	45	-5	43	-3	40	-2	36	32	30	28	26
1800	—	—	—	—	43	-2	40	37	34	32	30
2000	—	—	—	—	45	-2	45	42	38	35	33

Примечание. $Z = 0,12$; для $p_k = 12, 14, 16, 18, 20$ МПа $e_{и2} = 0$

что с увеличением давления в камерах величина эксцентриситета на опоре 1 уменьшается при одних и тех же боковых нагрузках, а на опоре 2 при давлениях $p_k = 6,0; 8,0; 10,0$ МПа ненагруженный конец поршня имеет отклонение вверх от положения центрирования. В таблице эти отклонения обозначены со знаком минус. С повышением давления масла в камерах опоры 2 свыше 12 МПа ненагруженный конец поршня в точке измерения индикатора 9.2 прекращает отклоняться (показания по индикатору 9.2 равны нулю).

Нагруженный поршень в установке при давлениях $p_k \geq 12$ МПа, боковых нагрузках 200—2000 Н и соответствующих изменениях эксцентриситетов на опорах и в плоскостях установки индикаторов 9.1 и 9.2 можно представить в виде схемы, изображенной на рис. 2.

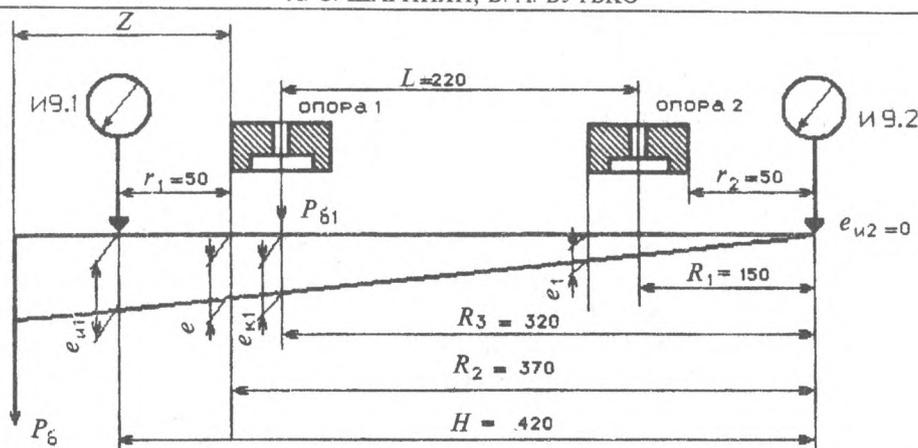


Рис. 2. Схема консольно нагруженного радиальной нагрузкой поршня цилиндра с гидростатическими опорами при давлении в камерах опор свыше 12 МПа

Из приведенной схемы видно, что наиболее опасным сечением, в котором возможен контакт поршня со втулкой опоры, является плоскость на расстоянии от индикатора 9.2 $R_2 = 370$ мм, а значения эксцентриситетов e_1 и e (мкм) при равных боковых нагрузках и давлениях в камерах легко могут быть получены из соотношений:

$$e_{u1}/H = e/R_2; \quad e/R_2 = e_1/R_1. \quad (1)$$

Подставив в выражения (1) значения R_1 , R_2 и H , получаем:

$$e = 0,88e_{u1}; \quad e_1 = 0,4e = 0,352e_{u1}.$$

По показаниям индикатора 9.1 e_{u1} были рассчитаны величины эксцентриситетов e и e_1 (мкм) нагруженного боковой нагрузкой (рис. 2) конца поршня для давлений в камерах опор $p_k = 12$; 14; 20 МПа.

Вычисленные результаты зависимости величин эксцентриситетов e от уровня боковых нагрузок P_6 при значении консоли $Z = 0,12$ м и варьируемых давлениях $p_k = 12$ МПа и $p_k = 20$ МПа приведены в виде графиков на рис. 3. Из них следует, что только при давлениях в камерах $p_k = 20$ МПа гидростатические опоры достаточно надежно центрируют поршень цилиндра. При этом боковые нагрузки могут достигать 20% величин осевых нагрузок на поршне, а выборка зазора e на опоре 1 при этом достигает только 64%.

Из этих же графиков следует, что при давлениях в камерах $p_k \leq 12$ МПа запуск вибростенда с нагрузкой может привести к полному выбору зазора e и при длительном контакте поверхностей втулки и поршня без смазки может произойти авария.

В ходе экспериментальных работ были определены уровни давлений в каждой камере нагруженной опоры и в зазорах между камерами.

Результаты исследований приведены на рис. 4 в виде эпюр давлений в камерах (p_{k1} , p_{k2} , p_{k3} и p_{k4}) и зазорах (p_{s1-2} , p_{s2-3} , p_{s3-4} и p_{s4-1}) между поршнем и втулкой.

При давлении в системе $p_c = 25$ МПа и боковой нагрузке $P_6 = 2000$ Н, когда последняя находится в плоскости с осью дросселя камеры 2, для четырехкамерной гидростатической опоры (рис. 4) получены следующие значения давлений в камерах: $p_{k1} = p_{k3} = 23,5$ МПа; $p_{k2} = 24$ МПа; $p_{k4} = 22$ МПа. В зазорах между поршнем и втулкой: $p_{s1-2} = p_{s2-3} \cong 22$ МПа; $p_{s2-4} = p_{s4-1} \cong 20$ МПа.

Ограничение боковых перемещений стола вибростенда требует достаточно точного определения жесткости опор. Это особенно важно при оценке частот боковых резонансов вибростола стенда и определении максимальной амплитуды боковых перемещений на резонансной частоте, т.к. безаварийная работа гидроопоры может быть обеспечена при выполнении условия, когда радиальный зазор $h/2$ будет больше максимальной амплитуды боковых вибраций стола вибростенда на резонансе.

Во время экспериментальных исследований при консоли $Z = 0,12$ м и при изменении давления жидкости в камерах были вычислены значения жесткости опоры 1. По схеме,

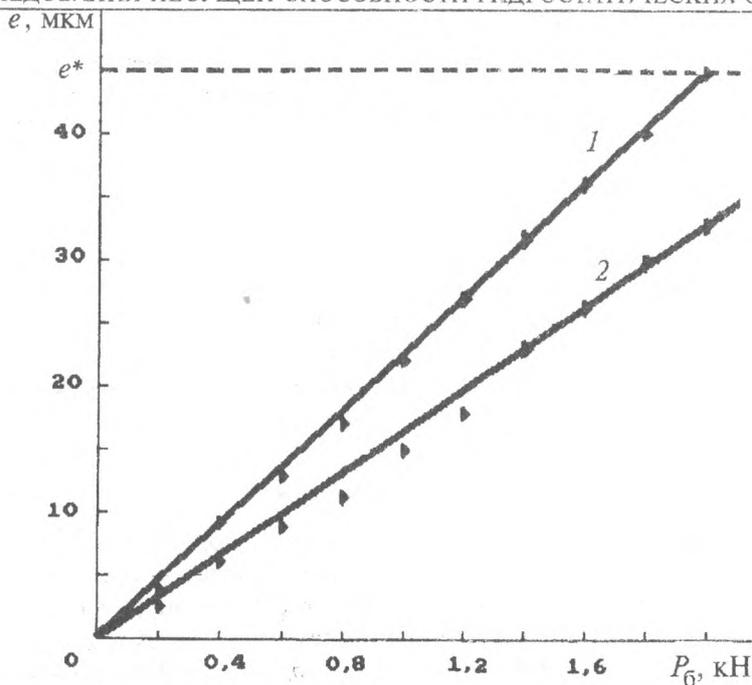


Рис. 3. Зависимость величины смещения оси поршня e относительно оси втулки опоры I от уровня боковых нагрузок P_6 при консоли $Z = 0,12$ м: 1 — $p_k = 12$ МПа; 2 — $p_k = 20$ МПа

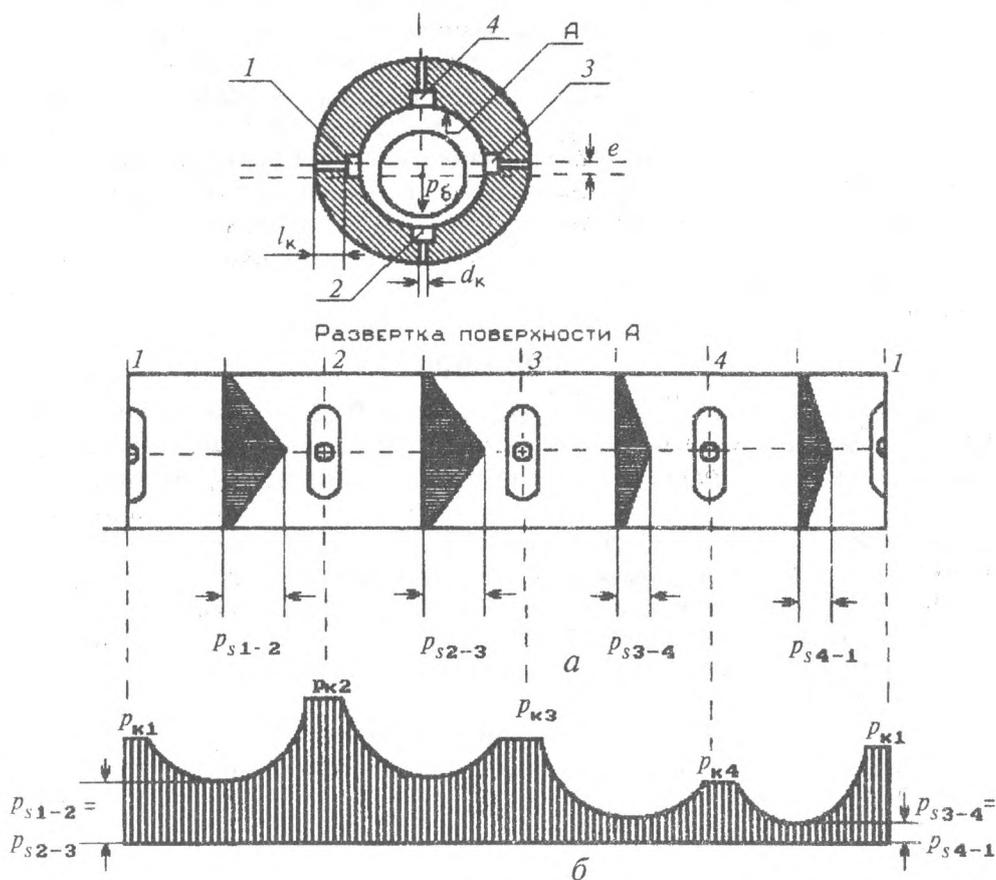


Рис. 4. Эпюры давлений в камерах и зазорах нагруженной гидростатической опоры I : a — по длине втулки; b — по ее поперечному сечению в плоскости дросселей

приведенной на рис. 2, были определены величины реакции боковой нагрузки на опоре I и смещение консольно нагруженного поршня $e_{к1}$ в сечении дросселя камеры:

$$P_{61} = P_6(Z + L)/L = 1,545P_6; e_{к1} = eR_3/R_2 = 0,865e. \quad (2)$$

Из графика зависимости величин эксцентриситетов поршня e от значений боковых нагрузок P_6 при величине консоли $Z = 0,12$ м (рис. 3) можно вычислить жесткость опоры 1 C_0 :
 при давлении $p_k = 20$ МПа $C_0 = P_{61}/e_{k1} = 1,545P_6/0,865e = 1,786P_6/e \cong 1,3 \cdot 10^8$ Н/м;
 при давлении в камере $p_k = 14$ МПа $C_0 \cong 1,1 \cdot 10^8$ Н/м;
 при давлении в камере $p_k = 12$ МПа $C_0 \cong 8,83 \cdot 10^7$ Н/м.

Заключение. В результате выполненных исследований установлена практически линейная зависимость между величиной боковых нагрузок на гидростатические опоры и величиной радиального смещения оси поршня относительно оси втулки опоры. Показано, что несущая способность четырехкамерной гидростатической опоры выбранных конструктивных размеров и ее жесткость в прямой степени зависят от величины давления жидкости в камерах, установлена нижняя граница величины давления в камерах ($p_k=12$ МПа), ниже которой происходит контакт поршня со втулкой опоры, когда боковая нагрузка достигает 20% осевой нагрузки на столе вибростенда.

Обозначения

h — диаметральный зазор между поршнем и втулками опор; P_6 — величина боковой нагрузки на консоли поршня; Z — величина консоли поршня, на которой приложена боковая нагрузка; d_k и l_k — диаметр и длина капилляров дросселей в камерах опор; p_c — давление жидкости в системе; p_k — давление жидкости в камерах опоры 1; $p_{k1}, p_{k2}, p_{k3}, p_{k4}$ — давление жидкости соответственно в камерах 1, 2, 3, и 4 в опоре 1; $e_{и1}, e_{и2}$ — величины радиальных смещений оси поршня относительно осей втулок, измеряемые индикаторами 9.1 и 9.2; r_1, r_2 — расстояния от осей ножек индикаторов 9.1 и 9.2 до торцов цилиндра; R_1 — расстояние от оси ножки индикатора 9.2 до внутреннего торца втулки опоры 2; R_2 — расстояние от оси ножки индикатора 9.2 до наружного торца втулки опоры 2; R_3 — расстояние от оси ножки индикатора 9.2 до оси дросселя камеры опоры 1; L — расстояние между осями дросселей опоры 1 и опоры 2; H — расстояние между осями ножек индикаторов 9.1 и 9.2; $p_{s1-2}, p_{s2-3}, p_{s3-4}, p_{s4-1}$ — давление жидкости в зазорах между поршнем и втулкой между камерами 1 и 2, 2 и 3, 3 и 4, 4 и 1; P_{61} — боковая нагрузка на опоре 1, приложенная к опоре по оси дросселей камер; e_{k1} — смещение оси поршня относительно оси втулки на опоре 1 в сечении дросселей камер; e — смещение оси поршня относительно оси втулки у торца цилиндра со стороны опоры 1; e_1 — смещение оси поршня относительно оси втулки у внутреннего торца втулки опоры 2; C_0 — радиальная жесткость опоры 1; e^* — уровень полного выбора радиального зазора.

Литература

1. **Кашеневский Л. Я., Менделевский Я. И., Эглитис В. Я.** Динамические характеристики радиальных гидростатических подшипников // *Машиноведение* (1981), № 1, 111—114
2. **Прокофьев В. Н.** О динамике гидростатического подшипника // *Вестник машиностроения* (1967), № 5, 11—15
3. **Raimondi A., Boyd I.** Fluid centering of pistons // *Lubrication Engineering* (1957), January, 28—37
4. **Кашеневский Л. Я., Менделевский Я. И., Эглитис В. Я.** Метод расчета радиальной жесткости замкнутых гидростатических опор с четырьмя и шестью карманами // *Станкостроение Литвы* (1976), № 9, 15—22
5. **Риппел Г.** Проектирование гидростатических подшипников. Москва: Машиностроение (1967), 101—132
6. **Шагинян А. С., Бутько В. А.** Исследование динамических нагрузочных характеристик опор цилиндров электрогидравлических вибростендов // *Трение и износ*, **15** (1995), № 3, 459—465

Поступила в редакцию 29.05.95.

Shaginyan A. S., Butko V. A. **Investigation of load-carrying capacity of hydrostatic supports in high-speed hydraulic actuators.**

The paper gives the data on the test of load-carrying hydrostatic supports as actuating mechanisms in vibration-testing machines. The lateral load influence on the piston axle radial displacement is determined as related to bush axles of hydrostatic supports when varying pressure in support chambers. It is also found the relationship between support stiffness and fluid pressure in chambers.