

10. Елисеев С.В., Елисеев А.В. Режимы подбрасывания материальной частицы на вибрирующей поверхности в модельной задаче с неустойчивыми связями // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 3 (35). С. 86 - 96.

11. Елисеев С.В., Ситов И.С., Елисеев А.В. Характеристики взаимодействия материальной частицы и поверхности колебания в зависимости от постоянной силы с учетом неустойчивой связи // Техника и технологии новые перспективы развития: материалы VII междунар. науч.-практ. конф. (26 нояб. 2012). М., 2012. 248 с.

12. Белокобыльский С.В. Динамические эффекты взаимодействия рабочего органа горной машины с разрушаемой породой // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2004. № 3. С. 27.

13. Белокобыльский С.В., Кашуба В.Б. Особенности контактного взаимодействия вибрирующих рабочих органов с бетонной поверхностью в технологиях заглаживания // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 13. С. 31-37.

14. Белокобыльский С.В., Мамаев Л.А., Кашуба В.Б., Ситов И.С. Статистическая линеаризация нелинейных свойств контакта вибрационного рабочего органа бетоноотделочных машин с обрабатываемой средой // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. 2009. Т.2. С. 57-61.

### References

1. Loitsyansky L.G. Course of Theoretical Mechanics: 2V. V2 Dynamics. Moscow: Nauka. 1983. 640 p.

2. Lurie A.I. Analytical Mechanics. Moscow: Nauka. 1986. 516 p.

3. Vibration in engineering. Handbook. Т 4. Vibration processes and machines / Ed. E.E. Lavendel. М.: Mechanical Engineering. 1981. 509 p.

4. Eliseev S.V., Lotkin O.I. Conditions of existence and breach of contact for systems with unilateral constraints // Proceedings ОМИТА. Issue. 69. Omsk. ОМИТ. 1966. P. 93-99.

5. Selvinsky V.V. Dynamics of contact interaction of solids. Blagoveshchensk: Publishing House of Amur State University. 2009. 164 p.

6. Shvedov I.A. Compact course in mathematical analysis, part 1. Function of one variable: the manual // Novosibirsk. State. Univ. Novosibirsk, 2001. 112 p.

7. Dubinov A.E., Dubinova I.D., Saikov S.K. Lambert W-function and its application in mathematical physics problems: a manual for schools. -Saratov: FSUE VNIIEF, 2006. 160 p

8. Sorokin V.S. Effect of vibration on the motion of deformable inclusions in the liquid. Abstract. ... Dis. to the one-Sci. Science. St. Petersburg. 2011. 22 p.

9. Eliseev S.V., Sotov I.S., Eliseev A.V. The motion of a particle with tossing on an example of the problem with unilateral constraints // Scientific journal "Engineering and life safety." Moorum: Issue number 3/2012. S. 53-59.

10. Eliseev S.V., A.V. Eliseev. Modes flip of a particle on a vibrating surface in the model problem with unilateral constraints. // Modern technologies. Systems analysis. Modeling. Irkutsk IrGUPS, 2012. № 3 (35). P. 86-96.

11. Eliseev S.V., Sotov I.S., Eliseev A.V. Characteristics of the interaction of a particle and surface variations depending on a constant force with the unilateral constraints // Technology New Perspectives: Proceedings of the VII International Scientific Conference (26/11/2012). М.: Sputnik. 2012. 248 p.

12. S.V. Belokobilskiy. The dynamic effects of interaction of the working body of the mining machines to break down the breed // Modern technologies. System analysis. The simulation. 2004. № 3. P. 27.

13. S.V. Belokobilskiy, Kashuba V.B. Peculiarities of contact interaction of vibrating working bodies with the concrete surface in mitigation technologies // Modern technologies. System analysis. The simulation. 2007. № 13. P.31-37.

14. S.V. Belokobilskiy, Mamaev L.A., Kashuba V.B., Sotov I.S. Statistical linearization of nonlinear properties of a contact vibration working body of the concrete finishing machines with the environment // Proceedings of the Bratsk state University. Series: Natural Sciences and engineering - development of the regions of Siberia. 2009. Т.2. P. 57-61.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

## Диагностирование гидроцилиндра по параметрам герметизирующей способности его уплотнительных узлов

Д.Ю. Кобзов<sup>а</sup>, И.О. Кобзова<sup>б</sup>, А.Ю. Кулаков<sup>в</sup>, В.И. Липецкий<sup>д</sup>, А.А. Трофимов<sup>е</sup>

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

<sup>а</sup>interdep@brstu.ru, <sup>б</sup>kobzova.inna@mail.ru, <sup>в</sup>akul333@yandex.ru, <sup>д</sup>Lipetskivi@yandex.ru, <sup>е</sup>t42ww@mail.ru

Статья поступила 20.11.2012, принята 16.02.2013

*Предложены метод и средство диагностирования гидроцилиндра по параметрам герметизирующей способности его уплотнительных узлов, с использованием разряженного воздуха, в динамическом и статическом режимах. Данный метод, с использованием в качестве контролируемой среды обычного атмосферного воздуха, имеет целый ряд преимуществ по сравнению с диагностированием с применением жидкости: высокую точность, которая обеспечена высокой проницаемостью и незначительной зависимостью вязкости воздуха от температуры; высокую достоверность диагноза в динамическом режиме для цилиндров, работающих циклически, и в статическом режиме – для цилиндров поддержки; возможность локализации повреждений уплотняемых поверхностей; низкую потребляемую мощность (так как перепад давлений создается движением штока и перекрытием полости); безопасность (пожаробезопасность); простоту конструкции и управления диагностическим средством; исключение потерь рабочей жидкости; экологичность и экономичность процесса диагностирования. Кроме этого, диагностирование гидроцилиндров по параметрам герметизирующей и несущей способности в комплексе позволяет распознать и описать их техническое состояние в текущий момент времени по всему спектру накопленных повреждений.*

**Ключевые слова:** герметичность, гидроцилиндр, диагностика, утечки.

# Hydraulic cylinder diagnosis by the parameters of its sealing units pressurizing ability

D.Yu. Kobzov<sup>a</sup>, I.O. Kobzova<sup>b</sup>, A.Yu. Kulakov<sup>c</sup>, V.I. Lipetsky<sup>d</sup>, A.A. Trofimov<sup>e</sup>

<sup>1</sup>Bratsk State University, 40, Makarenko str., Bratsk, Russia

<sup>a</sup>interdep@brstu.ru, <sup>b</sup>kobzova.inna@mail.ru, <sup>c</sup>akul333@yandex.ru, <sup>d</sup>Lipetski@yandex.ru, <sup>e</sup>t42ww@mail.ru

Received 20.11.2012, accepted 16.02.2013

The procedure and the actuator diagnostic device taking into consideration the parameters of its sealing units pressurizing ability using rarefied air under the dynamic and static conditions have been proposed. The actuator diagnosis by the mentioned parameters using free air as a controlled medium has a number of advantages as compared to the fluid-based one, some of them being high precision of diagnosis due to the insignificant air viscosity-temperature dependence and its high permeability; high reliability of the diagnosis under the dynamic conditions for cyclically operating cylinders, and under the static conditions - for supporting cylinders; the capability of localization of the sealing surfaces faults; low power consumption as the pressure differential is made up by the rod movement and cavity overlapping; safety (fire safety); the diagnostic device simple design and operation; hydraulic fluid loss elimination; ecological compatibility and profitability of the diagnosis process. Besides, the hydraulic actuators diagnosis by the parameters of pressurizing and bearing ability allows identifying and describing their present operating conditions over the whole range of the stated faults.

**Key words:** pressurizing ability, hydraulic actuator, diagnosis, leaks.

Диагностирование гидроцилиндра по параметрам герметизирующей способности его уплотнительных узлов с использованием в качестве контролируемой среды обычного атмосферного воздуха имеет целый ряд преимуществ по сравнению с диагностированием с применением жидкости. Среди них – точность и достоверность диагноза вследствие более высокой проницаемости газа, нежели жидкости, низкая энергоёмкость, экономичность, экологичность и высокая культура производства работ по техническому обслуживанию и ремонту гидроцилиндров [1 – 3]. При этом запатентованная технология [2], обеспечивающая диагностирование уплотнительных узлов гидроцилиндра в динамическом режиме, предпочтительнее метода [1], поскольку имеет целый ряд преимуществ [3] и основана на применении переносного диагностического устройства (рис. 1). Устройство состоит из вентилялей 1 ... 4, мановакуумметров 5, 6, газовых расходомеров 7, 8, соединительных магистралей 9, 10, выпускного 11 и впускного 12 патрубков.

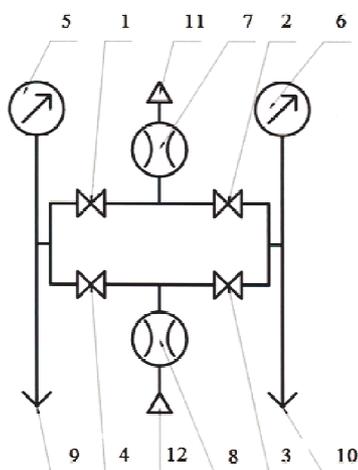


Рис. 1. Устройство для диагностирования гидроцилиндров

Диагностирование осуществляется в несколько этапов.

На *первом этапе* диагностическое устройство присоединяется к испытываемому цилиндру.

*Второй этап:* вентиль 2 открыт, вентили 1, 3, 4 закрыты, шток выдвигается тяговым приспособлением на длину  $z_i$  со скоростью  $dz_i/dt$ , по окончании движения измеряются давление воздуха  $P_{5i}$  в поршневой полости (мановакуумметр 5) и объем воздуха  $V_{7i}$ , вытесненного из штоковой полости в атмосферу через патрубок 11 (расходомер 7).

*Третий этап:* вентиль 3 открыт, вентили 1, 2, 4 закрыты, шток неподвижен, измеряются: падение давления газа в поршневой полости за произвольное время  $t_i$  до значения давления  $P_{5j}$  (мановакуумметр 5) и объем воздуха  $V_{8i}$ , поступившего из атмосферы через патрубок 12 в штоковую полость за время  $t_i$  (расходомер 8).

*Четвертый этап:* вентили 2, 4 открыты, вентили 1, 3 закрыты, шток тяговым приспособлением вытягивается в крайнее положение.

*Пятый этап:* вентиль 1 открыт, вентили 2, 3, 4 закрыты, шток тяговым приспособлением задвигается в корпус цилиндра на длину  $z_j$  со скоростью  $dz_j/dt$ , по окончании движения измеряются: давление воздуха  $P_{6i}$  в штоковой полости (мановакуумметр 6) и объем газа  $V_{7j}$ , вытесненного из поршневой полости в атмосферу через патрубок 11 (расходомер 7).

*Шестой этап:* вентиль 4 открыт, вентили 1, 2, 3 закрыты, шток неподвижен. Измеряются: падение давления воздуха в штоковой полости за время  $t_i$  до значения давления  $P_{6j}$  (мановакуумметр 6) и объем газа  $V_{8j}$ , поступившего из атмосферы через патрубок 12 в поршневую полость за время  $t_i$  (расходомер 8).

*Седьмой этап:* количественно оценивается объем газа, пропущенный поршневыми уплотнителями, расположенными:

– со стороны штоковой полости цилиндра:

$$V_{P1} = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)z_i - \frac{\left[ V_{O1} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right]}{P_0} \times; \quad (1)$$

$$\times (P_{5j} - P_{5i}) + V_{8i} - V_{7i}$$

– со стороны поршневой полости цилиндра:

$$V_{P2} = \frac{\pi}{4} D_1^2 z_j - V_{7j};$$

– в динамическом режиме и статическом режиме теми же уплотнителями, соответственно:

$$V'_{P1} = \frac{\left[ V_{O1} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right]}{P_0} (P_{5j} - P_{5i})$$

и

$$V'_{P2} = V_{8j}.$$

*Восьмой этап:* количественно оценивается объем газа, пропущенный штоковыми уплотнителями:

– в статическом режиме:

$$V'_{R2} = \frac{\left[ V_{O2} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right]}{P_0} (P_{6j} - P_{6i}) - V_{8j};$$

– в динамическом режиме:

$$V_{R2} = V_{O2} \left\{ \frac{P_{6i} \left[ V_{O2} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right]}{P_0 V_{O2}} - 1 \right\} -$$

$$- V_{O1} \left\{ \frac{P_{6i} \left[ V_{O1} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_j \right]}{P_0 V_{O1}} - \frac{P_{6i}}{P_{5i}} \right\} - \frac{\pi D_1^2}{4} z_j + V_{7j} + V_{P1} \frac{P_{6i}}{P_{5i}}$$

Здесь:  $P_0$  – атмосферное давление;  $V_{O1}$  – не вытесняемый объем поршневой полости,  $m^3$ ;  $V_{O2}$  – не вытесняемый объем штоковой полости;  $P_{5i}$ ,  $P_{5j}$ ,  $P_{6i}$ ,  $P_{6j}$ ,  $V_{7i}$ ,  $V_{7j}$ ,  $V_{8i}$ ,  $V_{8j}$  – параметры, измеряемые на 1 ... 6 этапах диагностирования.

*Девятый этап:* количественно оцениваются удельные объемные и массовые утечки воздуха через диагностируемые уплотнители.

Удельная объемная утечка газа в динамическом режиме составляет:

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны штоковой полости цилиндра:

$$\Delta \bar{V}'_{P1Q} = \frac{V_{P1}}{\pi D_1 z_i} \dot{z}_i;$$

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны поршневой полости цилиндра:

$$\Delta \bar{V}'_{P2Q} = \frac{V_{P2}}{\pi D_1 z_j} \dot{z}_j;$$

– для штоковых уплотнителей:

$$\Delta \bar{V}'_{R2Q} = \frac{V_{R2}}{\pi D_2 z_j} \dot{z}_i.$$

Удельная объемная утечка газа в статическом режиме составляет:

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны штоковой полости:

$$\Delta \bar{V}'_{P1Q} = \frac{V'_{P1}}{\pi D_1 t_i};$$

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны поршневой полости:

$$\Delta \bar{V}'_{P2Q} = \frac{V'_{P2}}{\pi D_1 t_i};$$

$$\Delta \bar{V}'_{R2Q} = \frac{V'_{R2}}{\pi D_2 t_i}.$$

Однако установление эквивалента сравнения удельных объемных утечек газа и жидкости через одинаковые микрозоры при диагностировании гидроцилиндров всегда вызывает затруднения [1]. Массовые удельные утечки различаются значительно меньше.

Отсюда, удельная массовая утечка газа в динамическом режиме составляет:

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны штоковой полости,

$$\Delta \bar{V}'_{P1M} = \Delta \bar{V}'_{P1Q} \times \rho;$$

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны поршневой полости,

$$\Delta \bar{V}'_{P2M} = \Delta \bar{V}'_{P2Q} \times \rho;$$

– для штоковых уплотнителей

$$\Delta \bar{V}'_{R2M} = \Delta \bar{V}'_{R2Q} \times \rho.$$

Удельная массовая утечка газа в статическом режиме составляет:

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны штоковой полости,

$$\Delta \bar{V}'_{P1M} = \Delta \bar{V}'_{P1Q} \times \rho;$$

– для поршневых уплотнителей, расположенных со стороны поршневой полости,

$$\Delta \bar{V}'_{P2M} = \Delta \bar{V}'_{P2Q} \times \rho;$$

– для штоковых уплотнителей –

$$\Delta \bar{V}'_{R2M} = \Delta \bar{V}'_{R2Q} \times \rho,$$

здесь  $\rho$  – плотность воздуха.

*Десятый этап:* удельные утечки воздуха сопоставляются с экспериментально полученной зависимостью утечек воздуха и конкретной рабочей жидкости, на основании чего ставится диагноз о состоянии уплотнителей гидроцилиндра.

Следует отметить, что возможные резкие колебания показаний мановакуумметров 7, 8 при движении штока указывают на наличие таких повреждений уплотняемых поверхностей штока и корпуса гидроцилиндра, как царапины, вмятины и задиры. Соотнесение показателей мановакуумметров 7, 8 с расположением штока позволяет локализовать эти повреждения без разборки гидроцилиндра и своевременно отправить его в ремонт, сократив тем самым время на дефектовку.

К основным преимуществам данного способа можно отнести:

- достоверность диагноза в силу возможности наблюдения в динамическом и статическом режиме;
- возможность локализации повреждений уплотняемых поверхностей;
- простоту конструкции и управления.

Кроме того, так как для большинства гидравлических жидкостей  $\rho_F = 0,7 \dots 1,2 \text{ г/см}^3$ , удельные массовые утечки жидкости примерно равны их удельным объемным утечкам. Это позволяет применять единую шкалу для удельных объемных утечек жидкости [мм<sup>3</sup>/(м×с)] и удельных массовых утечек газа [мг/(м×с)].

Теоретические предпосылки метода заключаются в следующем.

При отсутствии газовой выделению и натекания воздуха в поршневую полость цилиндра при выдвигании его штока (рис. 2) изменение величины давления в поршневой полости происходит по линии 1 до значения, согласно закону Бойля-Мариотта,

$$P_1 = \frac{V_{01} P_0}{\left[ V_{01} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right]}.$$

В результате газовой выделению и натекания воздуха через поршневые уплотнители изменение величины давления происходит по линии 2 (рис. 2) до значения  $P_{5i}$ . При этом в обоих случаях для точки  $z_i$  и времени замера  $t_j \rightarrow 0$  справедливы равенства в соответствии с законом Менделеева-Клапейрона:

$$P_1 \left[ V_{01} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right] = \frac{V_{01} \rho}{\mu} RT$$

$$P_{5i} \left[ V_{01} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right] = \frac{(V_{01} + V_{g1} + V_{P1}) \rho}{\mu} RT, \quad (2)$$

где  $\mu$  – масса одного моля газа;  $R$  – постоянная Ридберга;  $T$  – температура.

Отсюда, при прочих равных условиях, имеем соотношение:

$$\frac{P_{5i}}{P_1} = \frac{V_{01} (V_{g1} + V_{P1})}{V_{01}} = k. \quad (3)$$

Преобразовав выражение (1), получим:

$$V_{g1} + V_{P1} = V_{01} (k - 1), \quad (4)$$

здесь  $V_{g1}$  – объем газобразования в поршневой полости.

При выдвигании штока из штоковой полости цилиндра вытесняется объем воздуха

$$V_{7i} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_i - V_{P1} - V_{R1}, \quad (5)$$

где  $V_{R1}$  – объем газа, который покидает штоковую полость через штоковые уплотнители.

После окончания движения штока в точке  $z_i$ , в результате натекания воздуха в поршневую полость через уплотнители в объеме

$$V'_{P1} = V_{g1} + V_{R1}, \quad (6)$$

давление в ней изменяется до значения  $P_{5j}$  (рис. 2), вследствие чего также справедливы равенства:

$$P_{5i} \left[ V_{01} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right] = \frac{(V_{01} + V_{g1} + V_{P1}) \rho}{\mu} RT; \quad (7)$$

$$P_{5j} \left[ V_{01} + \frac{\pi}{4} D_1^2 z_i \right] = \frac{(V_{01} + V_{g1} + V_{P1} + V'_{P1}) \rho}{\mu} RT.$$

По аналогии с (3) можно записать соотношение

$$\frac{P_{5j}}{P_{5i}} = \frac{V_{01} + (V_{g1} + V_{P1}) + V'_{P1}}{V_{01} + (V_{g1} + V_{P1})} = l, \quad (8)$$

и после преобразования с учетом (7) и (8) имеем

$$V_{R1} = V_{01} k (l - 1) - V_{8i}, \quad (9)$$

что, совместно с (5), дает искомую величину объема газа, поступившего в поршневую полость через поршневые уплотнители в динамическом режиме:

$$V_{P1} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_i - V_{01} k (l - 1) + V_{8i} - V_{7i}.$$

Выражение (6) совместно с (9) дает искомую величину объема воздуха, поступившего в поршневую полость цилиндра через поршневые уплотнители в статическом режиме:

$$V'_{P1} = V_{01} k (l - 1).$$

При отсутствии газовой выделению и натекания воздуха в штоковую полость цилиндра при задвигании его штока изменение величины давления происходит по линии 1 (рис. 2) до значения, согласно закону Бойля-Мариотта,

$$P_2 = \frac{V_{02} P_0}{\left[ V_{02} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right]}.$$

В результате газовой выделению и натекания воздуха через поршневые и штоковые уплотнители изменение величины давления происходит по линии 2 (рис. 2) до значения  $P_{6i}$ . При этом в обоих случаях для точки  $z_j$  и времени замера  $t_j \rightarrow 0$  справедливы равенства в соответствии с законом Менделеева-Клапейрона:

$$P_2 \left[ V_{02} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right] = \frac{V_{02} \rho}{\mu} RT;$$

$$P_{6i} \left[ V_{02} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right] = \frac{(V_{02} + V_{g2} + V_{P2} + V_{R2}) \rho}{\mu} RT \quad (10)$$

Отсюда, при прочих равных условиях, имеем соотношение

$$\frac{P_{6i}}{P_2} = \frac{V_{02} + (V_{g2} + V_{P2} + V_{R2})}{V_{02}} = m \quad (11)$$

и, преобразовав последнее, получили

$$V_{g2} + V_{P2} + V_{R2} = V_{02} (m - 1). \quad (12)$$

Здесь  $V_{g2}$  – объем газовой выделения в штоковой полости;  $V_{P2}$  – объем воздуха, натекающего в штоковую полость через поршневые уплотнители.

При задвижении штока из поршневой полости вытесняется объем воздуха:

$$V_{7j} = \frac{\pi}{4} D_1^2 z_j - V_{P2}. \quad (13)$$

После окончания задвижения штока в точке  $z_j$  в результате натекания воздуха в штоковую полость через поршневые уплотнители в объеме

$$V'_{P2} = V_{8j}, \quad (14)$$

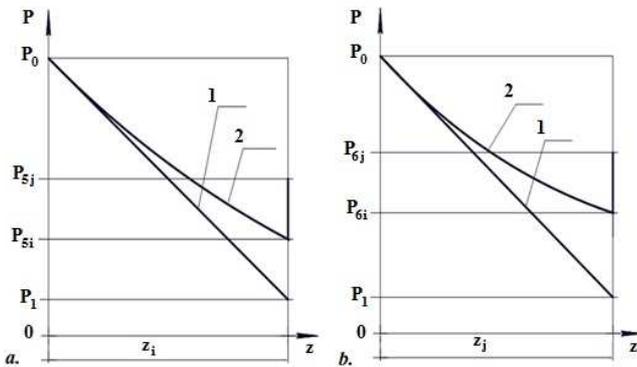
а также поступления воздуха в объеме  $V'_{R2}$  через штоковые уплотнители, давление в ней изменяется до величины  $P_{6j}$  (рис. 2). В данном случае справедливы равенства:

$$P_{6i} \left[ V_{02} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right] = \frac{(V_{02} + V_{P2} + V_{g2} + V_{R2}) \rho}{\mu} RT; \quad (15)$$

$$P_{6j} \left[ V_{02} + \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) z_j \right] = \frac{(V_{02} + V_{P2} + V_{g2} + V_{R2} + V'_{P2} + V'_{R2}) \rho}{\mu} RT.$$

По аналогии с (11) получим

$$\frac{P_{6j}}{P_{6i}} = \frac{V_{02} + V_{g2} + V_{P2} + V_{R2} + V'_{P2} + V'_{R2}}{V_{02} + V_{g2} + V_{P2} + V_{R2}} = n.$$



**Рис. 2.** Изменение давления в поршневой (а) и штоковой (b) полостях гидроцилиндра: 1 – при отсутствии газовой выделения и натекания воздуха; 2 – при наличии газовой выделения и натекания воздуха

Отсюда, после преобразования с учетом (12) и (14), получаем искомую величину объема воздуха, поступившего в штоковую полость через штоковые уплотнители в статическом режиме

$$V'_{R2} = V_{02} m (n - 1) - V_{8j}.$$

Принимая во внимание, что газовой выделение в обоих случаях пропорционально давлению воздуха в полостях гидроцилиндра, при прочих равных условиях, можно применить соотношение

$$\frac{V_{g1}}{V_{g2}} \approx \frac{P_{5i}}{P_{6i}} = q.$$

Тогда, с учетом выражений (4) и (13), получаем исходную величину объема воздуха, поступившего в штоковую полость через штоковые уплотнители в динамическом режиме:

$$V_{R2} = V_{02} (m - 1) - \frac{\pi}{4} D_1^2 z_j - \frac{1}{q} V_{01} (k - 1) + \frac{1}{q} V_{P1} + V_{7j}.$$

Применительно к вышесказанному следует учесть, что параметры  $V_{P1}$  и  $V'_{P1}$  характеризуют состояние поршневых уплотнителей со стороны штоковой полости, в которой давление на 2-3 этапа диагностирования выше, чем в поршневой полости. Для оценки технического состояния поршневых уплотнителей, расположенных со стороны поршневой полости, необходимо использовать величины  $V_{P2}$ ,  $V'_{P2}$  и выражения (13) и (14).

К рекомендациям по использованию данного метода можно отнести следующее: реальные газы с хорошим приближением подчиняются объединенному закону газового состояния Менделеева-Клапейрона при значениях давления и температуры вблизи 100 кПа и 273 °K.

Кроме того, в реальных условиях при диагностировании гидроцилиндров с применением данного способа необходимо учесть ряд факторов, оказывающих влияние на точность оценки утечки воздуха.

К ним можно отнести газопроницаемость элементов гидроцилиндров, газотеплопроводность их поверхности, газовой выделение остаточной гидравлической жидкости. Проявление двух первых возможно только при довольно высоких температурах, последний эффект, так называемое «холодное кипение», появляется при давлениях воздуха ниже атмосферного.

Удаление остаточной гидравлической жидкости, в том числе остаточной пленки с рабочих поверхностей и полостей гидроцилиндра, в условиях ремонта гидроцилиндров вызывает определенные трудности.

Влияние остаточной рабочей жидкости в гидроцилиндре при диагностировании воздухом проявляется в следующем:

- при давлении воздуха в полости гидроцилиндра 0,015 МПа и ниже утечка воздуха через уплотнитель прекращается, поскольку остаточная пленка рабочей жидкости не выдавливается из микроканалов и герметизирует их;

- при испытательных давлениях ниже атмосферного выделившийся из остаточной пленки воздух может

влиять на качество оценки герметичности уплотнительных узлов гидроцилиндра, снижая достоверность диагноза.

Вследствие того, что величина микронеровностей поверхности внутренних полостей гидроцилиндра и рабочей поверхности его штока как самых больших по площади элементов довольно низка (шероховатость данных поверхностей лежит в пределах 0,160 ... 0,320 мкм), объем жидкости в пленке, удержанной этими поверхностями, будет незначителен. В данном случае необходимо учитывать объем воздуха, находящийся в удаленном объеме рабочей жидкости, при демонтаже и подготовке гидроцилиндра к диагностированию.

В объеме остаточной жидкости воздух содержится в растворенном виде. В соответствии с законом Генри величина объема растворенного в жидкости воздуха при атмосферном давлении определяется из соотношения

$$V_{pg} = k_p v,$$

где  $V_{pg}$  – объем воздуха, находящийся в масле в виде дисперсии, при атмосферном давлении, отнесенный к нормальным условиям;  $v$  – объем масла, содержащего воздух;  $k_p$  – коэффициент растворимости, зависящий от свойств масла и температуры и характеризующийся эмпирическим выражением

$$k_p = 0,451 - \gamma \frac{0,416 \times 10^{-4}}{1 + \beta(T - T_0)},$$

где  $\gamma$  – плотность рабочей жидкости при исходной температуре;  $\beta$  – коэффициент объемного расширения масла;  $T$  – температура внутренней поверхности корпуса гидроцилиндра;  $T_0 = 273$  °K.

При падении давления от атмосферного ( $P_a$ ) до вакуумметрического ( $P_B$ ) из жидкости выделится часть растворенного воздуха объемом  $V'_p$ :

$$V'_p = k_p v - k_p v \frac{P_B}{P_a}$$

или, с учетом выражений (2 – 4), (6), (10 – 12) и (13):

$$V_{g1} = k_p V_{m1} - k_p V_{m1} \frac{P_{s1}}{P_0};$$

$$V_{g2} = k_p V_{m2} - k_p V_{m1} \frac{P_{s2}}{P_0},$$

где  $V_{m1}$  – объем удаленной жидкости из поршневой полости;  $V_{m2}$  – объем удаленной жидкости из штоковой полости.

В зависимости от конструктивных параметров гидроцилиндра, перед проведением диагностирования задаются начальные условия:

– соотношение ходов поршня для гидроцилиндра с односторонним штоком при его выдвигании  $z_i$  и задвигании  $z_j$  равно:

$$z_i = z_j \phi^{-1};$$

– соотношение скоростей движения штока в том и другом случаях равно:

$$\dot{z}_i = \dot{z}_j \phi^{-1},$$

где  $\phi$  – параметр гидроцилиндра.

При этом скорость  $dz/dt$  выбирается из условия, что давление в полостях цилиндра не превышает 0,09 ... 0,1 МПа, при котором возможно «захлопывание» уплотнителя. Перемещение  $z_j$  выбирается произвольно, в зависимости от интересующего участка уплотняемой поверхности.

Метод диагностирования гидроцилиндра по параметрам герметичности его уплотнительных узлов с использованием воздуха обеспечивает:

- высокую точность диагностирования ввиду высокой проницаемости и незначительной зависимости вязкости воздуха от температуры;
- достоверность диагноза в динамическом режиме для цилиндров, работающих циклически, и в статическом режиме – для цилиндров поддержки, возможной локализации повреждений уплотняемых поверхностей;
- низкую потребляемую мощность, так как перепад давлений создается движением штока и перекрытием полости;
- безопасность (пожаробезопасность);
- простоту конструкции и управления диагностическим средством;
- исключение потерь рабочей жидкости;
- экологичность и экономичность процесса диагностирования.

Кроме этого, диагностирование гидроцилиндров по параметрам герметизирующей и несущей [5 – 8] способности в комплексе позволяет распознать и описать их техническое состояние в текущий момент времени по всему спектру накопленных повреждений [5].

## Литература

1. Ереско С.П. Исследование влияния нагрузочного режима одноковшовых экскаваторов на надёжность гидроцилиндров рабочего оборудования и их уплотнительных устройств: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1981. 260 с.
2. Кобзов Д.Ю., Трофимов А.А. Способ испытания гидроцилиндров на герметичность: пат.: 2139510 Рос. Федерация. № 97121659; заявл. 22.12.97; опубл. 10.10.99, Бюл. № 28. 3 с.
3. Кобзов Д.Ю., Трофимов А.А., Лханаг Д. Hydraulic cylinder troubleshooting by the air // Механика XXI века: межрег. науч.-техн. конф. с междунар. участием: сб. докл. Братск, 2005. С. 316.
4. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 5. Техническое диагностирование. Братск: Брат. гос. ун-т, 2011. 119 с. Деп. в ВИНТИ РАН 21.07.2011, № 360-В 2011.
5. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3 (23). С. 174-179.
6. Кобзов Д.Ю., Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность. Братск: Брат. гос. ун-т. 2010.88 с. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-В 2011.
7. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчёте экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 3 (19). С. 26-30.

## References

1. Eresko S.P. Research into the stress effect of a single-bucket excavator on the hydraulic actuators' reliability of the operational equipment

and their sealing devices: diss. ... kand. tekhn. nauk. L., 1981. 260 s.

2. Kobzov D.Yu., Trofimov A.A. Test technique for hydraulic actuators' tightness: patent №2139510 Ros. Federatsiya. № заявки 97121659 от 22.12.97, заявл.; opubl. 10.10.99. Byul. № 28, 3 s.

3. Dmitriy Yu. Kobzov, Alexei A. Trofimov, D. Lkhanag. Hydraulic cylinder troubleshooting by the air. Mekhaniki XXI veku. Mezhtional'naya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodnym uchastiem: Sbornik dokladov. Bratsk: BrGU, 2005. 316 s.

4. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Trofimov A.A., Kulakov A.Yu., Zhmurov V.V. Hydrocylinders for road-making and building machines. Chast' 5. Technical diagnosis. Bratsk, 2011. 119 s. Dep. v VINITI RAN 21.07.2011, № 360-B 2011.

5. Kobzov D.Yu., Usova S.V. Quick diagnosis of the hydrocylinders' bearing capacity// Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovanie. 2009. №3 (23). S. 174-179.

6. Kobzov D.Yu., Lapshin V.L., Tarasov V.A., Zhmurov V.V. Hydrocylinders for road-making and building machines. Chast' 3. Bearing capacity. Bratsk, 2010. 88 s. Dep. v VINITI 27.01.2011, № 27-B 2011.

7. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Zhmurov V.V. On the economic efficiency calculation to modernize road-building machines hydrocylinders// Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye. 2008. №3 (19). S. 26-30.

УДК 621.878

## Оценка эффективности виброизоляции землеройных машин при наличии упругой связи

Ю.А. Геллер

Забайкальский государственный университет, ул. Александрo-Заводская 30, Чита, Россия

YanchukNA@yandex.ru

Статья получена 25.11.2012, принята 16.02.2013

*В статье рассматривается вопрос о возможности влияния скоростного режима движения на качество виброизоляции основного объекта технической системы – базовой машины. Проведена оценка эффективности виброизоляции объекта как системы с одной степенью свободы при гармоническом воздействии внешних нагрузок. В качестве критерия количественной оценки эффективности виброизоляции предложен безразмерный коэффициент передачи, устанавливающий взаимосвязь со скоростным режимом движения основного объекта, представленным безразмерным коэффициентом расстройки, и коэффициентом механических потерь. Для установления влияния угла сдвига фаз на перемещение основного объекта и источника вибрации составлена фазовая картина сил, действующих на систему, и определена зависимость угла  $\varphi$  от коэффициента расстройки. Проведенные исследования позволяют сделать вывод о возможности эксплуатации землеройных машин при вибрационной нагруженности в области синфазных и антифазных колебаний основного объекта и источника вибраций. При этом отмечено, что эксплуатация землеройной техники в области антифазных колебаний является предпочтительной, поскольку именно в этой области может быть достигнут максимальный эффект.*

**Ключевые слова:** рыхлительное оборудование, базовая машина, динамические нагрузки, согласование частот, энергоёмкость процесса, скоростной режим, аккумуляирование энергии, фазовая картина, коэффициент передачи, коэффициент расстройки, коэффициент механических потерь, антифазные колебания, синфазные колебания, дорезонансная и зарезонансная области.

## Assessment of digging equipment vibration insulation efficiency in the presence of spring linkage

Yu.A. Geller

Transbaikal State University, 30, Alexandro-Zavodskaya str., Chita, Russia

YanchukNA@yandex.ru

Received 25.11.2012, accepted 16.02.2013

*The article considers the issue of the possibility of influence of a high-speed mode movement on the quality of vibration insulation of the engineering system base object - the base machine. The assessment of the object's vibration insulation effectiveness as a one-degree-of-freedom system under the external loads harmonious action has been carried out. The nondimensional transfer factor establishing the interrelation with the base object's high-speed mode of movement has been proposed as a criterion for the effectiveness quantitative assessment of vibration insulation. This mode of movement is presented by the nondimensional mismatching factor and the mechanical losses factor. To determine the phase-shift angle impact on the base object movement and the vibration source, the phase pattern of the forces acting on the system has been made, and the dependence of angle  $\varphi$  on the mismatching factor has been determined. The conducted researches make it possible to conclude that there is the possibility to operate digging machines under the vibration loading in*