

## Литература

1. Памфилов Е.А., Пилюшина Г.А., Тяпин С.В. Обеспечение герметичности разъемных соединений гидравлических систем технологических машин // Изв. Самар. науч. центра РАН, 2011. Т. 13, № 4(3). С. 1170-1172.
2. Потеха В.Л. Трибодилатометрия. Гомель, 2000. 374 с.
3. Пилюшина Г.А., Тяпин С.В. Состояние и пути повышения работоспособности гидропривода лесозаготовительных машин // Автотракторостроение, 2009. № 1. С. 452-455.
4. Дёмкин Н.Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.

## References

1. Pamfilov E.A., Pilyushina G.A., Tyapin S.V. Tightness ensuring of detachable joints of technological machine hydraulic systems / Pamfilov, // Izv. Samar. nauch. tsentra RAN, 2011. T. 13, № 4(3). S.1170-1172.
2. Potekha V.L. Tribodilatometry. Gomel', 2000. 374 s.
3. Pilyushina G.A., Tyapin S.V. State and performance improvement of logging machines hydraulic actuator // Avtotraktorostroeniye, 2009. № 1. S. 452-455.
4. Dyomkin N.B., Ryzhov E.V. Surface quality and machine elements contact. M.: Mashinostroeniye, 1981. 244 s.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

## О критериях работоспособности и надежности гидроцилиндров

Д.Ю. Кобзов<sup>1\*</sup>, С.П. Ереско<sup>2</sup><sup>1</sup>Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия<sup>2</sup>Сибирский государственный аэрокосмический университет им. М.Ф. Решетнева, пр. им. газеты «Красноярский рабочий», 31, Красноярск, Россия

Статья поступила 19.12.2011, принята 15.01.2012

*Комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра по несущей способности представляет собой пространство в системе координат с осями, соответствующими основным параметрам гидроцилиндра, ограниченное шестью критериальными поверхностями. Комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности представляет собой пространство в той же системе координат, ограниченное двумя критериальными поверхностями. Комплексный критерий надежности гидроцилиндра по долговечности в своей основе должен быть ориентирован на реакции, возникающие в его подвижных герметизируемых сопряжениях, применительно к создаваемому гидроцилиндру. При этом реакции должны быть привязаны к таким основным триботехническим характеристикам, как интенсивность изнашивания и возникающие при этом температуры. Комплексный критерий надежности гидроцилиндра представляет собой пространство в системе координат основных параметров гидроцилиндра, ограниченное четырьмя критериальными поверхностями. Комплексный критерий работоспособности и надежности гидроцилиндра целесообразно представить комбинацией предложенных выше двух комплексных критериев работоспособности, а также комплексного критерия надежности, образующих в системе координат основных параметров гидроцилиндра соответственно двух-, шести- и четырехгранные критериальные поверхности.*

**Ключевые слова:** гидроцилиндр, надежность, работоспособность.

## About criteria of working capacity and reliability hydraulic cylinders

Kobzov D.<sup>1\*</sup>, Eresko S.<sup>2</sup><sup>1</sup>Bratsk State University, 40, Makarenko str., Bratsk, Russia<sup>2</sup>M. F. Reshetnev Siberian State Aerospace University, 31, Krasnoyarsky rabochy av., Krasnoyarsk, Russia

Received 19.12.2011; Accepted 15.01.2012

*The complex criterion of working capacity of an actuator on a carrying capacity represents space in axes with the axes matching to key parameters of an actuator, restricted to 6 criteria surfaces. The complex criterion of working capacity of an actuator on sealing in ability represents space in the same axes, restricted 2 criteria surfaces. The complex reliability index of an actuator on longevity in the fundamentals should be oriented on the responses originating in its mobile solen in matings, with reference to a created actuator. Thus responses should be tied up to such cores триботехническим in performances, as wear rate and temperatures originating thus. The complex reliability index of an actuator represents space in axes of key parameters of the actuator, restricted 4 criteria surfaces. Complex criterion of working capacity and reliability of an actuator it is expedient to present a combination offered above two complex criteria of working capacity, and also the complex reliability index, key parameters of an actuator organising in axes accordingly 2, 6 and 4 criteria surfaces.*

**Keywords:** hydrocylinder, reliability, working capacity.

\* E-mail address: interdep@brstu.ru

Основным документом, регламентирующим параметры гидроцилиндра, является ГОСТ 6540-68 (СТ СЭВ 3936-82) «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров» [1], совпадающий с ISO 2944, 3320, 3322 и 4393 и предполагающий возможность создания гидроцилиндров по основному и дополнительному рядам с номинальным давлением  $p = (0,63 \dots 63)$  МПа, с ходом поршня (штока)  $z = (4 \dots 10000)$  мм, с диаметрами поршня  $D_1 = (4 \dots 900)$  мм и штока  $D_2 = (4 \dots 900)$  мм, с соотношением площадей давления  $\phi = (1,06 \dots 5,26)$ . Применительно к гидроцилиндрам ДСМ эти параметры лежат в диапазонах:  $p = (2,5 \dots 40)$  МПа;  $z = (50 \dots 2000)$  мм;  $D_2 = (32 \dots 250)$  мм;  $\phi = (1,33 \dots 1,6)$  [2]. Скорость перемещения штока ГОСТом 6540-68 не оговаривается, но по данным [3] находится в диапазоне  $dz/dt = (0,1 \dots 1,0)$  м/с, а применительно к ДСМ не превышает 0,5 м/с [4].

Основным недостатком документа [1] является отсутствие каких-либо рекомендаций для выбора комплекса основных конструктивных параметров гидроцилиндра из всего массива представленной в нем информации при создании конкретного, что не гарантирует достижение ожидаемого положительного эффекта в итоге [5 – 9].

Для исключения упомянутого недостатка из всего перечня параметров  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $p$ ,  $z$  и  $\phi$ , оговариваемых документом [1], с целью минимизации их числа при максимальной суммарной информативной значимости целесообразно принять комплексную характеристику  $R_i$  основных параметров гидроцилиндра в виде

$$R_i = f_1[D_2(\phi); p; z] \quad (1)$$

и обозначить ее вектором

$$\vec{R}_i = [D_2(\phi); p; z] \quad (2)$$

применительно к декартовой системе координат с осями: абсцисса –  $D_2(\phi)$ , ордината –  $z$ , аппликата  $p$ . В записях (1), (2) параметр  $D_2(\phi)$  принят в качестве основного диаметрального размера гидроцилиндра, так как его шток является наиболее нагруженным элементом. Через известный, оговариваемый стандартом [1] коэффициент  $\phi$  диаметр  $D_2(\phi)$  связан с отсутствующим в векторе  $\vec{R}_i$  диаметром  $D_1$  поршня записью

$$D_1^2 = \frac{\phi D_2^2}{\phi - 1}, \quad (3)$$

что, несомненно, придает комплексной характеристике параметров гидроцилиндра законченную форму, отвечающую требованиям необходимости и достаточности для данного технического объекта.

Положения работы [10], основанной на результатах многочисленных отечественных и зарубежных исследований, позволяют заключить:

– условия эксплуатации гидроцилиндра описываются двумя группами факторов: внешними (давление, температура, влажность и запыленность окружающего воздуха) и внутренними (чистота рабочей жидкости в гидросистеме ДСМ, ее давление, температура, вязкость, плотность (удельный вес) и газонасыщенность);

– рабочий процесс гидроцилиндра характеризуется углом  $\Theta$  его наклона к поверхности тяготения (горизонту) и рабочим перемещением штока;

– режим работы включает в себя интенсивность работы гидроцилиндра во времени и скорость движения штока;

– к нагрузкам, действующим на гидроцилиндр в общем случае, следует отнести статические и динамические нагрузки, а также нагрузки, обусловленные эксплуатационной деформацией гидроцилиндра и кинематикой привода ДСМ.

Очевидно, что с позиции надежности гидроцилиндра все вышеперечисленные величины имеют значение при оценке показателей, главным образом, таких свойств надежности, как безотказность и долговечность.

С позиции работоспособности гидроцилиндра из перечисленных выше характеристик целесообразно выделить следующие:

– давление  $p$  рабочей жидкости, значения которого для гидроцилиндров оговариваются требованиями [1];

– угол  $\Theta$  наклона последнего к поверхности тяготения и рабочее перемещение поршня (штока), которое, в данном случае, для большей достоверности оценки работоспособности гидроцилиндра необходимо представить величиной полного хода поршня  $z$  [1];

– скорость движения поршня  $dz/dt$ , определяемая, главным образом, характеристиками насосной установки ДСМ, одновременно и непосредственно является функцией диаметров поршня  $D_1$  и штока  $D_2$ ;

– все поперечные нагрузки, действующие на гидроцилиндр, тем или иным образом через плотность (удельный вес) материалов элементов гидроцилиндра связаны с основными параметрами гидроцилиндра  $D_1$ ,  $D_2$  и  $z$ ; при этом все продольные нагрузки, кроме уже перечисленных величин, дополнительно определяются давлением  $p$  жидкости в полостях гидроцилиндра [10].

Отсюда, комплексная характеристика условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров ДСМ с учетом записи может быть представлена в виде

$$R_k = f_2[D_2(\phi); p; z; dz/dt; \Theta]. \quad (4)$$

Примечательно, что входящие в нее величины  $D_2(\phi)$ ,  $p$  и  $z$  являются основными параметрами гидроцилиндра и уже составляют его комплексную характеристику (1) и (2).

При этом, как показано в работах [11, 12], все входящие в запись (4), параметры определяют несущую и герметизирующую способности гидроцилиндра вне зависимости от его типоразмера и посему должны приниматься во внимание при создании критериев оценки таковых.

Несущая способность, под которой подразумевается способность гидроцилиндра выполнять возложенные на него по назначению функции без возникновения у него и его конструктивных элементов критических напряжений и деформаций, описывается [11] применительно к продольно-поперечно нагруженному гидроцилиндру для  $i$ -того текущего момента времени

по отношению к текущим  $\sigma_i(x)$ ,  $y_i(x)$  и допускаемым  $[\sigma]$ ,  $[y(x)]$  напряжениям и деформациям, соответственно, неравенствами

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]; \tag{5}$$

$$y_i(x) \leq [y(x)]. \tag{6}$$

С учетом этого комплексный критерий  $W_{ork(НС)}$  работоспособности гидроцилиндра по несущей способности можно представить следующим образом:

$$W_{ork(НС)} \equiv \begin{cases} \sigma_i(x) \equiv \begin{cases} \sigma_{\text{Ш}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_{-1}]_{\text{Ш}}; \\ \sigma_{\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_P]_{\Gamma}; \\ \sigma_{\text{max ПЭ}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_{CM}]_{\text{П}}; \\ \sigma_{\text{max НВН}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [\sigma_{CM}]_{\text{НВ}}; \end{cases} \\ y_i(x) \equiv \begin{cases} y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [y_{[\sigma_{-1}]}]_{\text{Ш}}; \\ y_{T_{\text{ШЧ}_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [y_{[\sigma_{-1}]}]_{\text{Ш}}. \end{cases} \end{cases} \tag{7}$$

В нем:  $[\sigma_{-1}]_{\text{Ш}}$ ,  $[\sigma_P]_{\Gamma}$ ,  $[\sigma_{CM}]_{\text{П}}$ ,  $[\sigma_{CM}]_{\text{НВ}}$  – предельные характеристики прочности материалов штока, гильзы (корпуса), поршня и направляющей втулки соответственно.

Величины:  $\sigma_{\text{Ш}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ ,  $\sigma_{\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ ,  $\sigma_{\text{max ПЭ}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$  и  $\sigma_{\text{max НВН}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$  соответственно их  $i$ -тые значения для проектируемого гидроцилиндра, рассчитанные с учетом характеристики условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндров.

При этом абсцисса  $x$  в первом неравенстве является координатой опасного сечения, которую для вновь проектируемого гидроцилиндра следует полагать равной  $(l_0 + z)$  [11].

Во втором случае координату  $x$  для наиболее опасного случая [11], опять-таки для вновь создаваемого гидроцилиндра, при наибольшем выдвигении штока, то есть при  $z = \text{max}$ , целесообразно назначать равной  $[l_3 + (l_0 + z) - l_6] / 2$ .

Применительно к поршню и направляющей втулке абсциссу  $x$  необходимо полагать равной координате приложения действующей в сопряжении нагрузке, то есть  $(l_0 + z)$  и  $(l_1 + l_2)$  соответственно [10].

Касательно полной деформации гидроцилиндра, другими словами, его прогиба  $y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$ , абсциссу  $x$ , как и в первом случае с напряжениями, следует принимать равной для вновь проектируемого гидроцилиндра величине  $(l_0 + z)$ , то есть координате опасного сечения, лежащей на участке штока [11].

Для гидроцилиндров исполнения 2 (б) – проушина на штоке, цапфа на корпусе [2] – критерий работоспособности штока целесообразно описывать собственной его деформацией  $y_{T_{\text{ШЧ}_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$  в точке ее максимального значения [11]. При этом и в том, и в другом случаях текущие прогибы  $y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$  и

$y_{T_{\text{ШЧ}_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]$  должны ограничиваться значением деформации  $[y_{[\sigma_{-1}]}]_{\text{Ш}}$ , соответствующим моменту появления у штока текущих напряжений  $\sigma_i(x)$ , равных предельным  $[\sigma_{-1}]_{\text{Ш}}$ .

Таким образом, комплексный критерий  $W_{ork(НС)}$  работоспособности гидроцилиндра по несущей способности, согласно записи (7), представляет собой пространство в системе координат с осями, соответствующими основным параметрам гидроцилиндра:  $D_2(\varphi)$  – абсцисса,  $z$  – ордината,  $p$  – аппликата), ограниченное шестью критериальными поверхностями:

$$\begin{cases} [\sigma_{-1}]_{\text{Ш}} - \sigma_{\text{Ш}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] = 0; \\ [\sigma_P]_{\Gamma} - \sigma_{\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] = 0; \\ [\sigma_{CM}]_{\text{П}} - \sigma_{\text{max ПЭ}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] = 0; \\ [\sigma_{CM}]_{\text{НВ}} - \sigma_{\text{max НВН}_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] = 0; \\ [y_{[\sigma_{-1}]}]_{\text{Ш}} - y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] = 0; \\ [y_{[\sigma_{-1}]}]_{\text{Ш}} - y_{T_{\text{ШЧ}_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] = 0. \end{cases} \tag{8}$$

Вершина вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра [1] при выполнении всех вышеперечисленных условий сканирует эту шестигранную критериальную поверхность, а близость ее к конкретной при планируемых характеристиках  $[D_2(\varphi); p; z]$  определяет возможность и целесообразность создания перспективного гидроцилиндра или модернизации существующего по критерию несущей способности.

Герметизирующая способность, под которой подразумевается способность уплотнительных (герметизируемых) узлов гидроцилиндра исключать наружные утечки и внутренние перетечки рабочей жидкости при выполнении возложенных на гидроцилиндр по назначению функций, описывается [12] применительно к продольно-поперечно нагруженному гидроцилиндру для  $i$ -того текущего момента времени по отношению к текущим  $Q_i$  и допускаемым  $[Q]$  утечкам (перетечкам) рабочей жидкости неравенством

$$Q_i \leq [Q]. \tag{9}$$

С учетом этого комплексный критерий  $W_{ork(ГС)}$  работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности целесообразно записать следующим образом:

$$W_{ork(ГС)} \equiv \begin{cases} Q_{\text{УПМ}_i} \equiv \sum \left\{ \begin{matrix} Q_{\text{УПМ}_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{\text{УПЭ}_i} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{\text{УПН}_i} [D_2(\varphi), p, dy_{\Gamma_{i\text{ш}}}/dx, dz/dt] \end{matrix} \right\} \leq [Q]_{\text{Ш}}; \\ Q_{\text{УП}_i} \equiv \sum \left\{ \begin{matrix} Q_{\text{УПМ}_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{\text{УПЭ}_i} [D_2(\varphi), p] \end{matrix} \right\} \leq [Q]_{\Gamma}. \end{cases} \tag{10}$$

В нем [12]:  $Q_{\text{УПМ}}$ ,  $Q_{\text{УПЭ}}$  и  $Q_{\text{УПН}}$  – утечки, учитывающие соответственно влияние состояния подвижной уплотняемой поверхности, а также влияние радиально-

го и углового смещений основных элементов уплотнительных узлов на их герметичность;  $[Q]_{III}$  и  $[Q]_{\Gamma}$  – соответственно предельные значения утечки через штоковый уплотнительный узел и внутренней перетечки через поршневой – оговариваются требованиями ГОСТ 18464-87 «Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний»;  $dy_{TIII}/dx$  – угол контакта штока с направляющей втулкой в точке  $x = (l_0+z)$ , равный

$$dy_{TIII}/dx = dy_{TIV}/dx - dy_{TIII}/dx. \quad (11)$$

Здесь:  $dy_{TIV}/dx$  и  $dy_{TIII}/dx$  – суммарные (полные) углы наклона сечений гильзы с направляющей втулкой и штока в точке их взаимного контакта [11]. При этом в поршневом сопряжении этот угол в силу малости следует принимать равным нулю.

Отсюда, комплексный критерий  $W_{ork(ГС)}$  работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности, согласно записи (10), представляет собой пространство в той же системе координат, ограниченное двумя критериальными поверхностями:

$$[Q]_{III} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМIII_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭIII_i} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{УПНIII_i} [D_2(\varphi), p, dy_{TIII}/dx, dz/dt] \end{array} \right\} = 0; \quad (12)$$

$$[Q]_{\Gamma} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ\Gamma_i} [D_2(\varphi), p] \end{array} \right\} = 0.$$

Вершина вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра [1] при выполнении всех вышеперечисленных условий сканирует эту двухгранную критериальную поверхность, а близость этой вершины к конкретной поверхности, как и в случае с несущей способностью, определяет возможность и целесообразность создания перспективного гидроцилиндра или модернизации существующего по критерию герметизирующей способности.

С позиции общей теории надежности гидроцилиндр следует рассматривать как технический объект с такими деградирующими в процессе эксплуатации свойствами надежности, как безотказность и долговечность.

Анализируя каждое из названных свойств надежности в отдельности, отметим, что безотказность гидроцилиндра непосредственно определяется герметизирующей способностью его уплотнительных узлов и несущей (нагрузочной) способностью длинномерных элементов и соответственно должна определяться предлагаемыми выше критериями  $W_{ork(ГС)}$  и  $W_{ork(НС)}$ .

Долговечность, применительно к гидроцилиндру, зависит от его ресурса по конкретной составляющей его способностей, а именно:

– по напряжениям в единицах измерения таковых:

$$t_{\sigma_{III}} = [\sigma_{-1}]_{III} - \sigma_{III_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (13)$$

$$t_{\sigma_{\Gamma}} = [\sigma_P]_{\Gamma} - \sigma_{\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (14)$$

$$t_{\sigma_{\max\PiЭ}} = [\sigma_{CM}]_{\Pi} - \sigma_{\max\PiЭ_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (15)$$

$$t_{\sigma_{\maxНВН}} = [\sigma_{CM}]_{НВ} - \sigma_{\maxНВН_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (16)$$

– по деформациям в единицах измерения прогиба:

$$t_{y_{T_i}} = [y_{[\sigma-1]}]_{III} - y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (17)$$

$$t_{y_{TIIIЧ_i}} = [y_{[\sigma-1]}]_{III} - y_{TIIIЧ_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]; \quad (18)$$

– по наружным утечкам:

$$t_{Q_{III}} = [Q]_{III} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМIII_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭIII_i} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{УПНIII_i} [D_2(\varphi), p, dy_{TIII}/dx, dz/dt] \end{array} \right\}; \quad (19)$$

– по внутренним перетечкам:

$$t_{Q_{\Gamma}} = [Q]_{\Gamma} - \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ\Gamma_i} [D_2(\varphi), p] \end{array} \right\}; \quad (20)$$

в единицах измерения течи, например, в соответствии с требованиями ГОСТ 18464-87 «Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний», а также от средней скорости роста составляющих их переменных в процессе функционирования гидроцилиндра по мере накопления его конструктивными элементами эксплуатационных повреждений:

$$\bar{V}_{\sigma_{III}} = d\{\sigma_{III_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (21)$$

$$\bar{V}_{\sigma_{\Gamma}} = d\{\sigma_{\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (22)$$

$$\bar{V}_{\sigma_{\max\PiЭ}} = d\{\sigma_{\max\PiЭ_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (23)$$

$$\bar{V}_{\sigma_{\maxНВН}} = d\{\sigma_{\maxНВН_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (24)$$

$$\bar{V}_{y_{T_i}} = d\{y_{T_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (25)$$

$$\bar{V}_{y_{TIIIЧ_i}} = d\{y_{TIIIЧ_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta]\} / dt; \quad (26)$$

$$\bar{V}_{Q_{III}} = d \left\langle \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМIII_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭIII_i} [D_2(\varphi), p]; \\ Q_{УПНIII_i} [D_2(\varphi), p, dy_{TIII}/dx, dz/dt] \end{array} \right\} \right\rangle / dt; \quad (27)$$

$$\bar{V}_{Q_{\Gamma}} = d \left\langle \sum \left\{ \begin{array}{l} Q_{УПМ\Gamma_i} [D_2(\varphi), p, dz/dt]; \\ Q_{УПЭ\Gamma_i} [D_2(\varphi), p] \end{array} \right\} \right\rangle / dt, \quad (28)$$

выраженной в единицах измерения конкретной составляющей, отнесенной ко времени, например, машино-часам

работы гидрофицированной ДСМ.

Отсюда, ресурс гидроцилиндра в требуемых единицах времени касательно конкретной составляющей критериев  $W_{ork(\Gamma C)}$  и  $W_{ork(HC)}$  принимает вид:

$$T_{\sigma_{III}} = t_{\sigma_{III}} / \bar{V}_{\sigma_{III}}; \quad (29)$$

$$T_{\sigma_{\Gamma}} = t_{\sigma_{\Gamma}} / \bar{V}_{\sigma_{\Gamma}}; \quad (30)$$

$$T_{\sigma_{\max\Pi\Pi}} = t_{\sigma_{\max\Pi\Pi}} / \bar{V}_{\sigma_{\max\Pi\Pi}}; \quad (31)$$

$$T_{\sigma_{\max HBH}} = t_{\sigma_{\max HBH}} / \bar{V}_{\sigma_{\max HBH}}; \quad (32)$$

$$T_{y_{T_i}} = t_{y_{T_i}} / \bar{V}_{y_{T_i}}; \quad (33)$$

$$T_{y_{T_{III CH_i}}} = t_{y_{T_{III CH_i}}} / \bar{V}_{y_{T_{III CH_i}}}; \quad (34)$$

$$T_{Q_{III}} = t_{Q_{III}} / \bar{V}_{Q_{III}}; \quad (35)$$

$$T_{Q_{\Gamma}} = t_{Q_{\Gamma}} / \bar{V}_{Q_{\Gamma}}. \quad (36)$$

Анализ выражений (29) – (36) показывает, что ресурс гидроцилиндра определяется не только удаленностью вершины вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра от конкретной критериальной поверхности – выражения (13) – (20), но и от скорости уменьшения этого расстояния с течением времени вследствие накопления конструктивными элементами гидроцилиндра эксплуатационных повреждений – выражения (21) – (28).

Очевидно [13], что основной причиной возникновения последних является изнашивание трущихся элементов направляющих сопряжений гидроцилиндра, главным образом, его направляющей втулки и поршня в силу малости контактной поверхности при значительном пути  $z$  трения соответственно по штоку и гильзе.

Как следует из основных положений трибологии, долговечность узла трения определяется интенсивностью изнашивания составляющих его элементов, основной причиной которого, в соответствии с основным уравнением изнашивания при имеющем место упругом контакте, справедливо полагается действующая в узле нагрузка  $p_a$ , связанная с линейной (безразмерной) интенсивностью изнашивания записью (32) работы [14]

$$I_h \sim p_a^{1+\beta t}. \quad (37)$$

Показатель степени  $\alpha = 1 + \beta t$  без особого труда может быть определен по рекомендациям [15] с учетом данных источника [16] для элементов ДСМ, например, как это сделано в работе [13].

Понятно, что в случае с гидроцилиндром в качестве нагрузки  $p_a$  выступают составляющие ее реакции, возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях

гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» [10, 13].

С учетом этого комплексный критерий надежности гидроцилиндра по долговечности в своей основе должен быть ориентирован на реакции, возникающие в его подвижных герметизируемых сопряжениях, применительно к создаваемому гидроцилиндру. При этом реакции должны быть привязаны к таким основным триботехническим характеристикам, как интенсивность изнашивания и возникающие при этом температуры.

Отсюда, комплексный критерий надежности гидроцилиндра целесообразно представлять в виде

$$R_{el(\Gamma\Pi)} \equiv \begin{cases} R_{III_i} \equiv \begin{cases} R_{III_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{III_i}; \\ R_{III_{T_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{III_{T_i}}; \end{cases} \\ R_{\Gamma_i} \equiv \begin{cases} R_{\Gamma_{I_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{\Gamma_{I_i}}; \\ R_{\Gamma_{T_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] \leq [R]_{\Gamma_{T_i}}. \end{cases} \end{cases} \quad (38)$$

В нем:  $R_{III_i}, R_{\Gamma_{I_i}}, R_{III_{T_i}}, R_{\Gamma_{T_i}}$  – текущие значения реакций в подвижных сопряжениях гидроцилиндра, а реакции  $[R]_{III_i}, [R]_{\Gamma_{I_i}}, [R]_{III_{T_i}}, [R]_{\Gamma_{T_i}}$  – допускаемые либо предельные их значения соответственно по отношению к предельной интенсивности изнашивания и возникающей при этом температуре [14 – 16].

С учетом этого, комплексный критерий  $R_{el(\Gamma\Pi)}$  надежности гидроцилиндра способности, согласно записи (38), представляет собой пространство в системе координат  $[D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра, ограниченное четырьмя критериальными поверхностями:

$$\begin{aligned} [R]_{III_i} - R_{III_i} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [R]_{III_{T_i}} - R_{III_{T_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [R]_{\Gamma_{I_i}} - R_{\Gamma_{I_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0; \\ [R]_{\Gamma_{T_i}} - R_{\Gamma_{T_i}} [D_2(\varphi), p, z, \Theta] &= 0. \end{aligned} \quad (39)$$

Вершина вектора  $\vec{R}_j = [D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра [1] при выполнении всех вышеперечисленных условий сканирует эту четырехгранную поверхность, а близость ее к конкретной при планируемых характеристиках  $[D_2(\varphi); p; z]$  определяет возможность и целесообразность создания перспективного гидроцилиндра или модернизации существующего по критерию надежности.

Принимая во внимание все вышесказанное, комплексный критерий  $K_{work}^{rel}$  надежности и работоспособности гидроцилиндра целесообразно представить комбинацией предложенных выше двух комплексных критериев работоспособности  $W_{ork(\Gamma C)}$  и  $W_{ork(HC)}$ , а также комплексного критерия

$R_{el(\Gamma\Pi)}$  надежности, образующих в системе координат  $[D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра соответственно двух-, шести- и четырехгранные критериальные поверхности, соответственно

$$K_{work}^{rel} \equiv \begin{cases} W_{ork(HC)}; \\ W_{ork(ГC)}; \\ R_{el(ГЦ)}. \end{cases} \quad (40)$$

Примечательно, что в зависимости от комбинации основных параметров гидроцилиндра  $D_2(\varphi)$ ,  $z$ ,  $p$  и совокупности условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения конкретного субъективного намерения, эти многогранные критериальные поверхности в системе координат  $[D_2(\varphi); p; z]$  по отношению к вершине вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  могут соприкасаться, разнообразно пересекаться либо не пересекаться вообще, находясь при этом по разные стороны друг от друга по отношению к центру принятой координатной системы.

Перечисленные выше субъективные варианты означают следующее (рис. 1):

- если в направлении либо вблизи вершины вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  эти поверхности соприкасаются, то в этом случае возможно создание изначально неработоспособного гидроцилиндра с соответствующим отрицательным уровнем надежности;

- если в направлении либо вблизи вершины вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  эти поверхности не пересекаются, либо пересекаются, но в обоих случаях с

- доминированием поверхностей одного из критериев работоспособности, то в этом случае возможно создание изначально неработоспособного гидроцилиндра, и с целью недопущения этого необходимо обратить большее внимание на причины нарушения герметизирующей или несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндра;

- если в направлении либо вблизи вершины вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  эти поверхности не пересекаются, либо пересекаются, но в обоих случаях с доминированием поверхностей критерия надежности, то в этом случае на первый взгляд работоспособный гидроцилиндр является ненадежным по какой-либо из вышеперечисленных причин и способен потерять работоспособность в любой момент.

Заключая, отметим следующее:

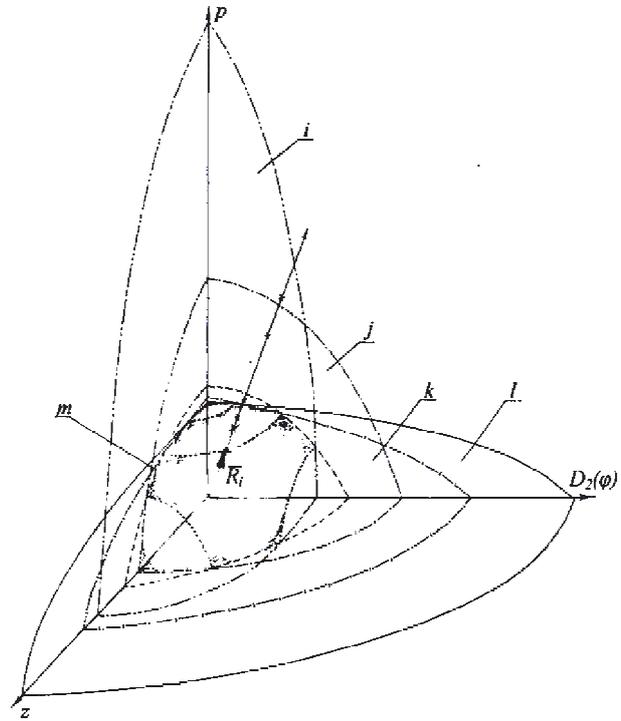
- основные параметры гидроцилиндра  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $p$ ,  $z$  и  $\varphi$ , оговариваемые ГОСТ 6540-68, полностью учитываются характеристикой  $R_i = f_1[D_2(\varphi); p; z]$  и могут быть представлены вектором  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  в декартовой системе координат  $[D_2(\varphi); z; p]$

- из известных характеристик условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения необходимо выделить: давление  $p$  рабочей жидкости, пространственное расположение  $\Theta$  гидроцилиндра, скорость движения поршня  $dz/dt$ , геометрические параметры  $D_1$  и  $D_2$ , а также величину выдвигения  $z$  штока гидроцилиндра;

- поперечные нагрузки, действующие на гидроцилиндр через плотность или удельный вес материалов элементов гидроцилиндра, связаны с основными пара-

метрами гидроцилиндра  $D_1$ ,  $D_2$  и  $z$ ;

- продольные нагрузки, кроме уже перечисленных выше величин, дополнительно определяются давлением  $p$  жидкости в полостях гидроцилиндра;



**Рис. 1.** Пространство гарантированной работоспособности технического объекта в системе координат  $[D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра.

- комплексная характеристика  $R_k = f_2[D_2(\varphi); p; z; dz/dt]$  условий эксплуатации, рабочего процесса, режима работы и параметров нагружения гидроцилиндра может быть привязана к принятой системе координат  $[D_2(\varphi); z; p]$  его основных параметров с учетом дополнительных величин;

- комплексный критерий  $W_{ork(HC)}$  работоспособности гидроцилиндра по несущей способности образует шестигранную критериальную поверхность, каждая грань которой отражает разность, соответственно, допускаемых либо предельных значений прочности материалов штока, гильзы (корпуса), поршня, направляющей втулки и текущих напряжений, а также разность допускаемых (предельных) деформаций и, по аналогии выше, их текущих величин, соответствующих комплексу параметров  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $p$ ,  $z$  и  $\varphi$  создаваемого гидроцилиндра;

- комплексный критерий  $W_{ork(ГC)}$  работоспособности гидроцилиндра по герметизирующей способности образует двухгранную критериальную поверхность, каждая грань из которых отражает разность предельных значений утечки через штоковый уплотнительный узел и внутренние перетечки – через поршневой, соответственно, с текущим значением таковых применительно к комплексу основных параметров  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $p$ ,  $z$  и  $\varphi$  создаваемого гидроцилиндра;

- комплексный критерий  $R_{el(ГЦ)}$  надежности гидроцилиндра ориентирован на его долговечность

и образует четырехгранную критериальную поверхность, каждая грань из которых отражает разность между допускаемыми (предельными) величинами реакций в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра, соответствующих предельной интенсивности изнашивания и возникающей при этом температуре, и их текущими значениями;

– комплексный критерий  $K_{work}^{rel}$  надежности и работоспособности гидроцилиндра ориентирован на его работоспособность, безотказность и долговечность и образует совокупность трех многогранных критериальных поверхностей, привязанных к декартовой системе координат основных параметров гидроцилиндра  $D_1$ ,  $D_2$  и  $z$  и создающих пространство, внутри которого данный технический объект гарантированно работоспособен для принятого уровня надежности;

– каждая из граней является мерой, пределом эволюции данного технического объекта;

– контакт вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  основных пара-

метров гидроцилиндра с одной из восьми граней критериев работоспособности гидроцилиндра по его несущей либо герметизирующей способности означает невозможность создания данного технического объекта из-за нарушения какой-либо из названных способностей;

– контакт вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра с одной из четырех граней надежности означает невозможность создания данного технического объекта из-за нарушения требований по интенсивности изнашивания либо по возникающей при этом температуре;

– близость вектора  $\vec{R}_i = [D_2(\varphi); p; z]$  основных параметров гидроцилиндра к одной из двенадцати граней указывает на перспективность и, следовательно, целесообразность создания и/или развития данного технического объекта в будущем

### Литература

- ГОСТ 6540-68. Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров. М.: Изд-во стандартов, 1991. 20 с.
- Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск, 1998. 59 с. Деп. в МАШМИР № 2-сд 98
- Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции: каталог / Коллектив сост. М., Машиностроение, 1992. 232 с.
- Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
- Кобзов Д.Ю., Свиридо И.В. Диалектическое описание эволюции технических объектов. Братск, 1994.12 с. Деп. в МАШМИР №9-сд94
- Кобзов Д.Ю. Некоторые закономерности совершенствования технических объектов // Строительные и дорожные машины и их использование в современных условиях: сб. тр. СПбГТУ. СПб., 1995. С. 71-73.
- Кобзов Д.Ю., Кобзова С.В. Some development generalities of the real and perspective technical objects // Hydraulics Pneumatics & Seals, Shanghai [China]. 1997. № 1. С. 35-36. на кит. яз.
- Кобзов Д.Ю., Пleshivtseva С.В., Жмуров В.В. Анализ конструкции и перспективы развития гидропривода возвратно-поступательного действия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 4 (16). С. 39-44.
- Kobzov D. Yu., Dorligsuren L., Dorjbjol D. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye. 2008. № 1 (17). С. 93-99.
- Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Братск, 1999. 108 с. Деп. В ВИНТИ № 3552-1399.
- Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3: Несущая способность / Д.Ю. Кобзов, В.Л. Лапшин, В.А. Тарасов, В.В. Жмуров. Братск, 2011. 88 с. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-B2011.
- Сергеев А.П., Кобзов Д.Ю., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 4: Герметизирующая способность. Братск, 2003. 44 с. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, №27-B2011.
- Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. Л., 1987. 345 с.
- Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В.С. Основы расчётов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
- Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
- Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.

### References

- GOST (the State Standard) 6540-68. Hydrocylinders and pneumatic actuators. Set of basic parameters. M.: Izd-vo standartov, 1991. 20 s.
- Kobzov D.Yu. Hydrocylinders for road-making and building machines. P. 1. Design. Reliability. Development prospects. Bratsk, 1998. 59 s. Dep. v MASHMIR № 2-sd 98.
- Hydraulic and pneumatic actuator and its components. Products market: catalogue / Kollektiv sost. M.: Mashinostroeniye, 1992. 232 s.
- Vasil'chenko V.A. Hydraulic equipment of mobile machines. M.: Mashinostroeniye, 1983. 301 s.
- Kobzov D.Yu., Svirido I.V. Dialectical description of technical objects evolution. Bratsk, 1994. 12 s. Dep. v MASHMIR № 9-sd 94.
- Kobzov D.Yu. Some development generalities of technical objects // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny i ikh ispol'zovaniye v sovremennykh usloviyakh: sb. tr. SPbGTU. Spb., 1995. S. 71-73.
- Kobzov D.Yu., Kobzova S.V. Some development generalities of the real and perspective technical objects // Hydraulics Pneumatics & Seals, Shanghai [China]. 1997. № 1. S. 35-36. на кит. яз.
- Kobzov D.Yu., Pleshivtseva S.V., Zhmurov V.V. Design analysis and improvement prospects for hydraulic actuator of reciprocating motion // Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye. 2007. № 4 (16). S. 39-44.
- Kobzov D. Yu., Dorligsuren L., Dorjbjol D. Dialectical approach to the insight into engineering objects evolution // Sovremennye tekhnologii. Sistemyy analiz. Modelirovaniye. 2008. № 1 (17). S. 93-99.
- Kobzov D. Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydrocylinders for road-making and building machines. P. 2. Application environment, operation, operating mode and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 s. Dep. V VINITI № 3552-1399.
- Hydrocylinders for road-making and building machines. P.3. Load-carrying capability / D.Yu. Kobzov, V.L. Lapshin, V.A. Tarasov, V.V. Zhmurov. Bratsk, 2011. 88 s. Dep. V VINITI RAN 27.01.2011, № 27-B2011.
- Sergeev A.P., Kobzov D. Yu., Lkhanag D. Hydrocylinders for road-making and building machines. P. 4. Sealing property. Bratsk, 2003. 44 s. Dep. V VINITI RAN27.01.2011, №27-B2011.
- Kobzov D. Yu. Diagnosing of working equipment of single-bucket excavator hydrocylinders: diss. ... kand. tekhn. nauk. L., 1987. 345 s.
- Kragel'sky I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. Basics for friction and wear calculation. M.: Mashinostroeniye, 1977. 526 s.
- Kragel'sky I.V., Mikhin N.M. Machinery frictional units. M.: Mashinostroeniye, 1984. 280 s.
- Zorin V.A. Basics of road-building machines operating life. M.: Mashinostroeniye, 1986. 248 s.