

ngsverhalten von polyuretan-nutringen // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland 1991 Nr.8 (35). С. 620-625. (на нем. яз.)

15. Schmausser G., Pittner K. J. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Там же. 1991. Nr.10 (35). С. 767-775.

16. Кобзов Д. Ю., Сергеев А. П., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 4. Герметизирующая способность. Братск, 2003. 38 с. Деп. в ВИНТИ. № 1376-В203.

17. О рабочем процессе уплотнителей гидроцилиндров /А. П. Сергеев, Д. Ю. Кобзов, В.В. Жмуров, С. А.Черезов // Механика XXI века : тез. докл. межрегион. науч.-техн. конф. с междунар. участием. Братск : БрГУ, 2008. С. 286-289.

18. Кобзов Д. Ю., Жмуров В. В. О расчёте экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ // Со-

временные технологии. Системный анализ. Моделирование / Иркут. гос. ун-т путей сообщения. 2008. № 3 (19). С. 31-37.

19. Кобзов Д. Ю., Усова С. В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Там же. 2009. № 3 (23). С. 175-179.

20. Современные направления развития технологии, организации обслуживания и ремонта строительных машин / П. Д. Алексеенко, Д. Ю. Кобзов, А. П. Сергеев, А. Н. Краснов. Л., 1988. С. 6- 8.

21. Кобзов Д. Ю., Войткевич В. Б. Диагностическое приспособление для контроля нагрузочной способности гидроцилиндров строительных машин : информ. лист № 980-88 / ЦНТИ. Л., 1988. 4 с.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

Д.Ю. Кобзов, В.В. Жмуров, И.О. Кобзова*

ПРОГИБ ГИДРОЦИЛИНДРА В РЕЗУЛЬТАТЕ РАДИАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПОД ДАВЛЕНИЕМ ЕГО КОРПУСА

Предлагается методика определения прогиба гидроцилиндра в результате радиальной деформации под давлением его корпуса, учитывающая наличие и расположение в нем штока с поршнем.

Ключевые слова: гидроцилиндр, давление, деформация, прогиб.

Доказано [1-3], что в результате расширения под давлением рабочей жидкости корпуса гидроцилиндра у него появляется дополнительный прогиб $y_{\delta}(x)$, являющийся следствием увеличения зазоров в сопряжении «поршень-гильза», оценка которого представляет определенный интерес с позиций надежности [1].

Проведенная с учетом соответствующих положений работы [4] оценка длины гильзы гидроцилиндра по параметру оболочки

$$z_{\delta} = 2,4 \left[(D_5^2 - D_1^2) / 8 \right]^{1/2}, \quad (1)$$

а также результаты определения величины рабочего хода штока и ее распределения по длине максимального его выдвижения [5-7] для гидроцилиндров существующих ДСМ [8-10], позволили заключить, что в нашем случае необходимо оперировать методом расчета параметров деформации толстостенных длинных оболочек. Под характеристикой z_{δ} подразумевается граничное по параметру оболочки [4] положение поршня относительно днища или направляющей втулки

гидроцилиндра, соответственно, при движении или выдвигании его штока. При этом видно, что с ростом типоразмера гидроцилиндра величина z_δ остается незначительной.

Выше D_1, D_5 – внутренний и наружный диаметры корпуса гидроцилиндра соответственно.

Согласно положениям работы [11], радиальную деформацию δ внутренней поверхности гильзы гидроцилиндра можно описать выражением

$$\begin{aligned} \delta &= \\ &= p_{1,2} D \times \\ &\times_1 \left[D_5^2 + \mu_{\Gamma} (D_5^2 - D_1^2) \right] / 2 E_{\Gamma} (D_5^2 - D_1^2), \end{aligned} \quad (2)$$

где: E_{Γ} и μ_{Γ} соответственно модуль (Юнга) нормальной (продольной) упругости и коэффициент Пуассона для материала гильзы [5, 12-14]; p_1 или p_2 – давление жидкости соответственно в поршневой или штоковой полости гидроцилиндра [7].

К сожалению, эта и ей подобные [15-17] зависимости позволяют оценить лишь наибольшую деформацию по длине оболочки при максимальном выдвигании (вдвигании) штока гидроцилиндра, а не в точке контакта поршня с гильзой, что зачастую необходимо [18, 19]. Кроме того, выражение (2) не учитывает длину оболочки, ограниченную текущим положением поршня, а следовательно, не дает возможность выявить характер распреде-

ления параметров деформации оболочки по ее длине в каждом конкретном случае. И, наконец, данная зависимость непригодна для оценки деформированного состояния сочлененной оболочки, полости которой, разделенные поршнем с уплотнителями, нагружены различным по величине давлением рабочей среды (рис. 1).

Для исключения перечисленных недостатков можно воспользоваться нижеприведенной методикой расчета радиальной деформации корпуса гидроцилиндра под давлением.

Итак, доказано [4], что основное отличие длинных оболочек заключается в том, что можно пренебречь влиянием нагрузок, приложенных к одному краю, на напряженно-деформированное состояние возле другого. В этих условиях интерес представляют величина и характер расширения корпуса гидроцилиндра в точке контакта поршня с гильзой (рис. 1) при величине x вблизи $(l_1 / 2 + l_2)$.

В соответствии с тем же источником [4], радиальное перемещение δ точек средней поверхности оболочки описывается дифференциальным уравнением вида

$$\begin{aligned} &\left[E_{\Gamma} = (D_5 - D_1)^3 / 96 (1 - \mu_{\Gamma}^2) \right] d^4 \delta / dx^4 + \\ &+ \left[8 E_{\Gamma} (D_5 - D_1) / (D_5 + D_1)^2 \right] \delta = p_{1,2}. \end{aligned} \quad (3)$$

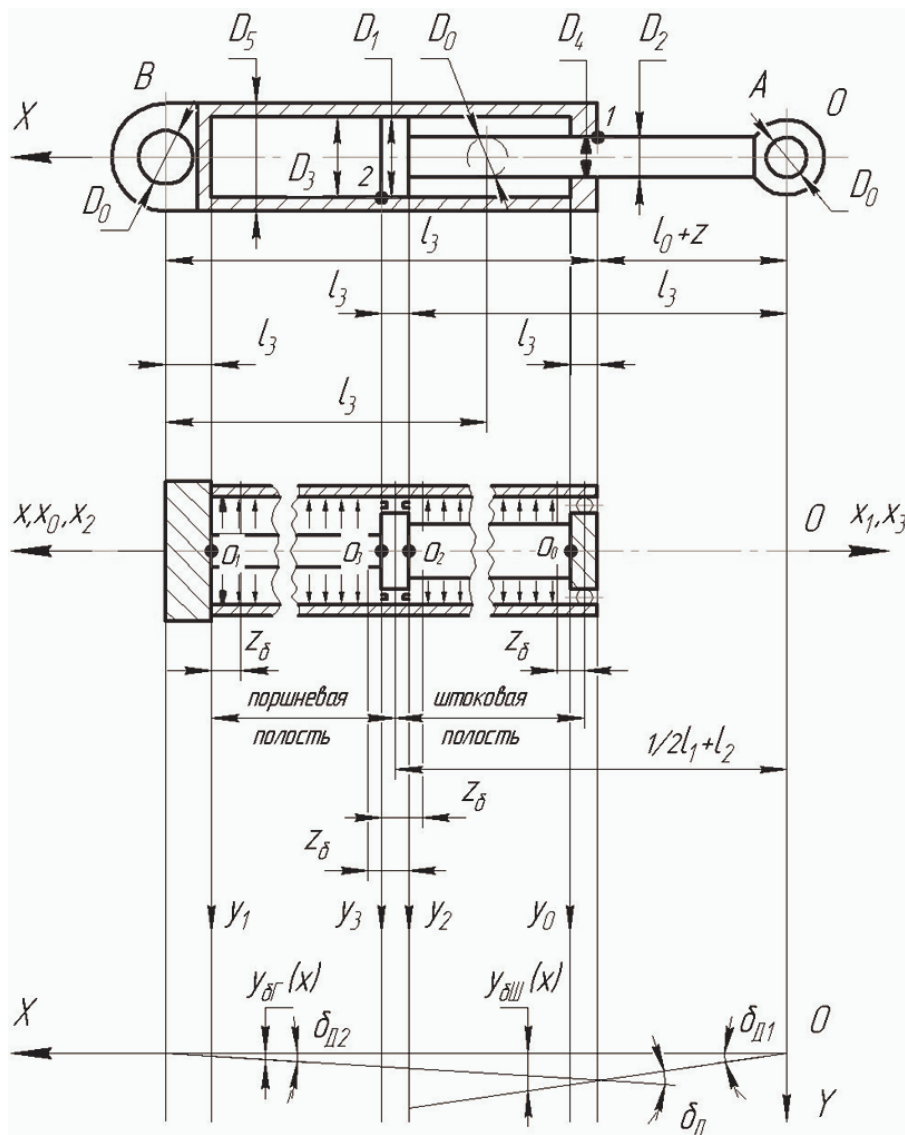


Рис. 1. Расчетная схема для определения прогиба гидроцилиндра в результате радиальной деформации под давлением его корпуса.

Структура полного его решения выглядит следующим образом:

$$\delta(x) = \delta^\circ(x) + \delta^*(x),$$

где: $\delta^\circ(x)$ – общий интеграл однородного уравнения, равный

$$\delta^\circ(x) = e^{-\lambda x} (C_{\delta 1} \cos \lambda x + C_{\delta 2} \sin \lambda x);$$

$\delta^*(x)$ – частное решение неоднородного дифференциального уравнения, записанное [4] в виде

$$\delta^*(x) = p_{1,2} (D_5 + D_1)^2 / 8E_T (D_5 - D_1).$$

Постоянные $C_{\delta 1}$, $C_{\delta 2}$ интегрирования обычно определяются из граничных условий, а коэффициент λ затухания составляет [1, 5, 20]

$$\lambda = \sqrt[4]{3(1 - \mu_r^2) / \sqrt{(D_5^2 - D_1^2) / 8}}.$$

С учетом всего сказанного радиальную деформацию $\delta(x)$ корпуса гидроцилиндра можно описать следующими зависимостями (рис. 1):

– для штоковой полости в системе координат $X_0 O_0 Y_0$

$$\delta_{\text{ш}}(x_0) = e^{-\lambda x_0} (C_{\delta 1} \cos \lambda x_0 + C_{\delta 2} \sin \lambda x_0) + p_2 (D_5 + D_1)^2 / 8E_T (D_5 - D_1); \quad (4)$$

– для поршневой полости в системе координат $X_1 O_1 Y_1$

$$\delta_{\text{Г}}(x_1) = e^{-\lambda x_1} (C_{\delta 3} \cos \lambda x_1 + C_{\delta 4} \sin \lambda x_1) +$$

$$+ p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_\Gamma(D_5 - D_1); \quad (5)$$

– для сопряженного с поршнем участка оболочки со стороны штоковой полости в системе координат $X_2O_2Y_2$

$$\delta_{\text{III}}(x_2) = e^{-\lambda x_2} (C_{\delta 5} \cos \lambda x_2 + C_{\delta 6} \sin \lambda x_2); \quad (6)$$

– для сопряженного с поршнем участка оболочки со стороны поршневой полости в системе координат $X_3O_3Y_3$

$$\delta_{\text{IV}}(x_3) = e^{-\lambda x_3} (C_{\delta 7} \cos \lambda x_3 + C_{\delta 8} \sin \lambda x_3). \quad (7)$$

При этом надо помнить, что положительному значению $\delta(x)$ соответствует перемещение точек на окружность большего радиуса.

Не трудно видеть, что в последних двух записях отсутствуют слагаемые, характеризующие частное решение $\delta^*(x)$ неоднородного дифференциального уравнения (3). Это объясняется отсутствием непосредственного влияния на деформированное состояние корпуса гидроцилиндра давления $p_{1,2}$ жидкости в местах непосредственного контакта поршня с гильзой. То есть, считается, что $p_1=p_2=0$ для $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$ (рис. 1).

Отсюда, уравнения для нахождения тангенса угла $\delta'(x)$ наклона кривой деформации корпуса гидроцилиндра к его продольной оси для оговоренных выше участков в соответствующих системах координат имеют вид:

$$\delta_{\text{III}}'(x_0) = -\lambda e^{-\lambda x_0} C_{\delta 1} (\cos \lambda x_0 + \sin \lambda x_0) + \lambda e^{-\lambda x_0} C_{\delta 2} (\cos \lambda x_0 - \sin \lambda x_0); \quad (8)$$

$$\delta_{\text{IV}}'(x_1) = -\lambda e^{-\lambda x_1} C_{\delta 3} (\cos \lambda x_1 + \sin \lambda x_1) + \lambda e^{-\lambda x_1} C_{\delta 4} (\cos \lambda x_1 - \sin \lambda x_1); \quad (9)$$

$$\delta_{\text{III}}'(x_2) = -\lambda e^{-\lambda x_2} C_{\delta 5} (\cos \lambda x_2 + \sin \lambda x_2) + \lambda e^{-\lambda x_2} C_{\delta 6} (\cos \lambda x_2 - \sin \lambda x_2); \quad (10)$$

$$\delta_{\text{IV}}'(x_3) = -\lambda e^{-\lambda x_3} C_{\delta 7} (\cos \lambda x_3 + \sin \lambda x_3) + \lambda e^{-\lambda x_3} C_{\delta 8} (\cos \lambda x_3 - \sin \lambda x_3); \quad (11)$$

Константы $C_{\delta 1} \dots C_{\delta 4}$ интегрирования для гидроцилиндров с односторонним штоком [11] определяются из систем уравнений (4), (8) и (5), (9) с соблюдением комплекса условий [4]:

– при $x_0 = 0$ деформация $\delta_{\text{III}}(x_0) = 0$ и вторая ее производная $\delta_{\text{III}}''(x_0) = 0$;

– при $x_1 = 0$ деформация $\delta_{\text{IV}}(x_1) = 0$ и первая ее производная $\delta_{\text{IV}}'(x_1) = 0$.

Тогда упомянутые здесь уравнения окончательно могут быть записаны следующим образом:

$$\delta_{\text{III}}(x_0) = (1 - e^{-\lambda x_0} \cos \lambda x_0) \times \quad (12)$$

$$\times p_2(D_5 + D_1)^2 / 8E_\Gamma(D_5 - D_1);$$

$$\delta_{\text{IV}}(x_1) = [1 - e^{-\lambda x_1} (\cos \lambda x_1 + \sin \lambda x_1)] \times$$

$$\times p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_\Gamma(D_5 - D_1); \quad (13)$$

$$\delta_{\text{III}}'(x_0) = \lambda e^{-\lambda x_0} (\cos \lambda x_0 + \sin \lambda x_0) \times$$

$$\times p_2(D_5 + D_1)^2 / 8E_\Gamma(D_5 - D_1); \quad (14)$$

$$\delta_{\text{IV}}'(x_1) = \lambda e^{-\lambda x_1} (\sin \lambda x_1) \times \quad (15)$$

$$\times p_1(D_5 + D_1)^2 / 4E_\Gamma(D_5 - D_1).$$

Важно отметить, что для гидроцилиндров с двусторонним штоком [11] выражения (18) и (20) должны быть заменены формулами:

$$\delta_{\text{IV}}(x_1) = (1 - e^{-\lambda x_1} \cos \lambda x_1) \times \quad (16)$$

$$\times p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_\Gamma(D_5 - D_1);$$

$$\delta_{\text{IV}}'(x_1) = \lambda e^{-\lambda x_1} (\cos \lambda x_1 + \sin \lambda x_1) \times$$

$$\times p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_\Gamma(D_5 - D_1) \quad (17)$$

Очевидно, что параметры $e^{-\lambda x_0}$ и $e^{-\lambda x_1}$ в записях (12)-(17) при увеличении абсцисс x_0 и x_1 стремятся к нулю. Это наглядно иллюстрируется кривыми соответственно в системах координат $X_0O_0Y_0$ и $X_1O_1Y_1$ (рис. 2), из анализа которых следует, что затухание волны радиальной деформации корпуса гидроцилиндра происходит на длине, близкой к уже упо-

минавшейся z_δ . Это указывает на то, что в точках O_2 и O_3 (рис. 1, 2) наибольшая деформация корпуса в штоковой и поршневой полостях может характеризоваться, соответственно, величинами:

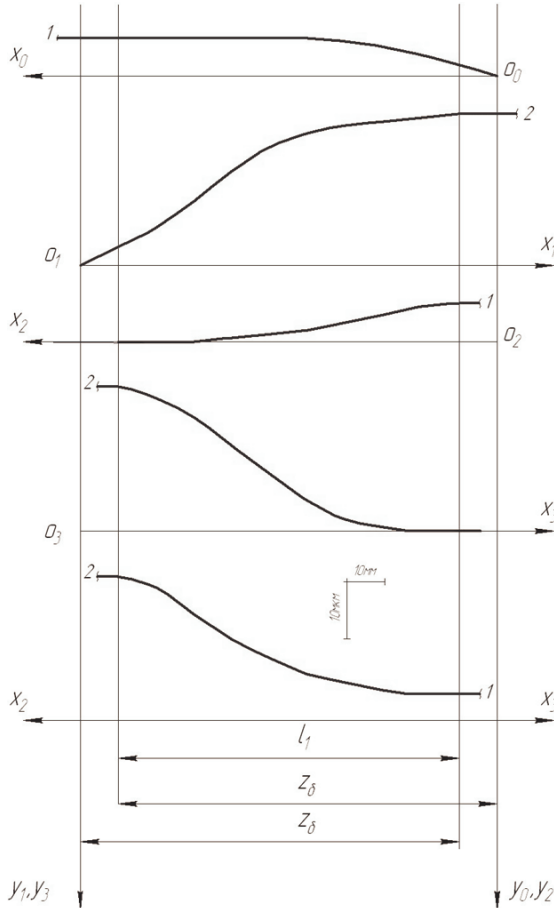


Рис. 2. Расчетная схема для определения радиальной деформации корпуса гидроцилиндра.

– для штоковой полости в системе координат $X_2O_2Y_2$:

$$\delta_{\text{Ш}}(O_2) = p_2(D_5 + D_1)^2 / 8E_{\Gamma}(D_5 - D_1);$$

– для поршневой полости в системе координат $X_3O_3Y_3$:

$$\delta_{\Gamma}(O_3) = p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_{\Gamma}(D_5 - D_1),$$

параметры $\delta_{\text{Ш}}'(O_2)$ и $\delta_{\Gamma}'(O_3)$ составляют

$$\delta_{\text{Ш}}'(O_2) = \delta_{\Gamma}'(O_3) = 0.$$

Постоянные $C_{85} \dots C_{88}$ интегрирования для сопряжения «поршень-гильза» находятся из систем уравнений (6), (10) и (7), (11) с соблюдением нижеследующего

комплекса условий [4]:

– при $x_2 = 0$ деформация

$$\delta_{\text{ШШ}}(x_2) = \delta_{\text{Ш}}(O_2) = p_2(D_5 + D_1)^2 / 8E_{\Gamma}(D_5 - D_1)$$

и угол $\delta_{\text{ШШ}}'(x_2) = \delta_{\text{Ш}}'(O_2) = 0$;

– при $x_3 = 0$ деформация

$$\delta_{\Gamma\Gamma}(x_3) = \delta_{\Gamma}(O_3) = p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_{\Gamma}(D_5 - D_1)$$

и угол $\delta_{\Gamma\Gamma}'(x_3) = \delta_{\Gamma}'(O_3) = 0$.

Причем, как видно (рис. 2), названные условия реально отвечают требованиям геометрической целостности корпуса гидроцилиндра. Это, во-первых, абсолютное радиальное совмещение кривых деформации, соответственно, в системах координат $X_0O_0Y_0$, $X_2O_2Y_2$ и $X_1O_1Y_1$, $X_3O_3Y_3$, а во-вторых, отсутствие их перелома в точках O_2 и O_3 , что явно отражает физику процесса упругой деформации оболочки.

Отсюда, упомянутые выше записи окончательно принимают вид:

$$\delta_{\text{ШШ}}(x_2) = e^{-\lambda x_2} (\cos \lambda x_2 + \sin \lambda x_2) \times p_2(D_5 + D_1)^2 / 8E_{\Gamma}(D_5 - D_1); \quad (18)$$

$$\delta_{\Gamma\Gamma}(x_3) = e^{-\lambda x_3} (\cos \lambda x_3 + \sin \lambda x_3) \times p_1(D_5 + D_1)^2 / 8E_{\Gamma}(D_5 - D_1); \quad (19)$$

$$\delta_{\text{ШШ}}'(x_2) = -\lambda e^{-\lambda x_2} (\sin \lambda x_2) \times p_2(D_5 + D_1)^2 / 4E_{\Gamma}(D_5 - D_1); \quad (20)$$

$$\delta_{\Gamma\Gamma}'(x_3) = -\lambda e^{-\lambda x_3} (\sin \lambda x_3) \times p_1(D_5 + D_1)^2 / 4E_{\Gamma}(D_5 - D_1). \quad (21)$$

Развивая последние положения, отметим, что формулы (18), (20) и (19), (21) описывают в системах координат $X_2O_2Y_2$ и $X_3O_3Y_3$ (рис. 2) радиальную деформацию сопряженного с поршнем участка корпуса гидроцилиндра со стороны находящейся под внутренним давлением полости при отсутствии такового в другой.

Для окончательного же аналитического представления деформации этого участка оболочки при наличии рабочей жидкости в обеих полостях гидроцилиндра под давлением $0 \neq p_1 \leq p_2 \neq 0$ необходимо сложить зависимости (6), (7) и вычесть из формулы (9), предварительно увязав их системы координат, например, как сделано ниже – со стороны полости высокого давления при $p_1 \gg p_2$ в системе координат $X_3O_3Y_3$ (рис. 2):

$$\delta_{\text{ГШ}}(x_3) = (D_5 + D_1)^2 [8E_G(D_5 - D_1)]^{-1} \times \\ \times \left\{ p_2 e^{-\lambda(l_1 - x_3)} [\cos \lambda(l_1 - x_3) + \sin \lambda(l_1 - x_3)] + \right. \\ \left. + p_1 e^{-\lambda x_3} (\cos \lambda x_3 + \sin \lambda x_3) \right\}; \quad (22)$$

$$\delta'_{\text{ГШ}}(x) = \\ = \lambda \left[p_2 e^{-\lambda(l_1 - x_3)} \sin \lambda(l_1 - x_3) - p_1 e^{-\lambda x_3} \sin \lambda x_3 \right] \times \\ \times (D_5 + D_1)^2 / 4E_G(D_5 - D_1).$$

при изменении абсциссы x_3 в пределах $0 \leq x_3 \leq l_1$.

Примечательно, что при равенстве давлений $p_1 = p_2$ и стремлении ширины поршня $l_1 \rightarrow 0$ итоговая кривая стремится к прямой, уравнивая значения функций $\delta_{\text{ГШ}}(x)$ и $\delta'_{\text{ГШ}}(x)$ в точках O_2 и O_3 . Напротив, увеличение длины поршня l_1 до значения $l_1 \gg z_\delta$ практически исключает радиальную деформацию корпуса гидроцилиндра на сопряженном с поршнем участке. Таким образом, ее характеристики особенно значимы при выборе и оптимизации конструктивных параметров сопряжения «поршень-гильза» гидроцилиндра, в частности, по триботехническим характеристикам.

Понятно, что результатом наличия зазора $\delta_{\text{ГШ}}(x_3)$ в названном сопряжении, опять-таки, является угловая несоосность его длинномерных элементов (рис. 1), которая описывается углом $\delta_{\text{Д}}$ несоосности и, в свою очередь, является причиной

возникновения у гидроцилиндра прогиба $y_\delta(x)$ вследствие радиальной деформации его корпуса под давлением рабочей жидкости.

Аналитически величину угла $\delta_{\text{Д}}$ целесообразно представлять для принятых выше условий выражением, аналогичным известному [18], с той лишь разницей, что слагаемое $(D_4/2 - D_2/2)$ в числителе равно нулю

$$\delta_{\text{Д}} = (D_3/2 - D_1/2) / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] = \\ = \delta_{\text{ГШ}}(x_3) / [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]$$

Выше D_2, D_3, D_4 – диаметры штока, поршня и направляющей втулки соответственно (рис. 1).

В нем параметр

$$\delta_{\text{ГШ}}(x_3) = (D_3/2 - D_1/2)$$

характеризует максимальный зазор в сопряжении «поршень-гильза» гидроцилиндра.

Тогда прогиб $y_\delta(x)$ гидроцилиндра (рис. 1) соответственно для штока и гильзы описывается формулами:

$$y_{\delta\text{Ш}}(x) = x \sin \delta_{\text{Д1}} \approx x \delta_{\text{Д1}}; \quad (23)$$

$$y_{\delta\text{Г}}(x) = \{[l_3 + (l_0 + z) - l_6] - x\} \sin \delta_{\text{Д2}} \approx \\ \approx \{[l_3 + (l_0 + z) - l_6] - x\} \delta_{\text{Д2}}. \quad (24)$$

Здесь: x – расположение исследуемого сечения в системе координат XOY , а $\delta_{\text{Д1}}$ и $\delta_{\text{Д2}}$ – углы (рис. 1), равные

$$\delta_{\text{Д1}} = \{(l_3 - l_6) / [l_3 + (l_0 + z) - l_6]\} \delta_{\text{Д}};$$

$$\delta_{\text{Д2}} = \{(l_0 + z) / [l_3 + (l_0 + z) - l_6]\} \delta_{\text{Д}};$$

и характеризующие соотношение длин гильзы и выдвинутой из нее части штока (1).

Как и ранее, следует помнить, что формулы (23) и (24) справедливы для гидроцилиндров исполнением 1 (а) [5], у которых параметр $l_6 = 0$ и исполнением 2 (б), для которых характерны неравенство $l_6 \neq 0$ и положительная реакция в опоре штока $R_{\text{As}} > 0$ [6]. В том случае, когда у гидроцилиндров исполнения 2 (б)

реакция отрицательна $R_{As} < 0$, следует менять знак перед прогибами $y_{\delta_{ш}}(x)$ и $y_{\delta_{г}}(x)$ на обратный.

Количественный анализ прогиба $y_{\delta}(x)$, проведенный согласно данным о возможных параметрах гидроцилиндров по ГОСТ 6540-68, показывает, что его роль в их напряженно-деформированном состоянии возрастает с ростом типоразмера.

Литература

1. Hunt R.E. Hydraulic cylinder maintenance // *Hydraulics & Pneumatics, Mechanical Power, GB*, 1978. October. P. 452-455. (на англ. яз.)

2. Никулин К.К., Устименко А.Ю. Оценка деформаций гидроцилиндров при динамическом нагружении. Тула, 1987. 7 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №80-сд89.

3. Григорьев С.М., Овандер В.Б. Повышение эксплуатационной надёжности гидроцилиндров // *Приводная техника*. 1997. № 6. С. 18-19.

4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчёт на прочность деталей машин. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

5. Провести исследование и разработать предложения по повышению надёжности и эксплуатационных качеств одноковшовых экскаваторов. Ч. 2. Экскаваторы с гидравлическим приводом ЭО-3322А, ЭО-4121, ЭО-4123, ЭО-5122, ЭО-6121, ЭО-4121А: Отчёт о НИР / ВНИИСДМ. М. 1977. 248 с.

6. 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.

7. 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.

8. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.

9. Справочник молодого машиниста экскаватора / В. М.Донской [и др.]. М.: Высшая школа, 1988. 320 с.

10. Колесниченко В. В. Справочник молодого машиниста бульдозера, скрепера, грейдера. М.: Высшая школа, 1988. 224 с.

11. Абрамов Е. И., Колесниченко К. И, Маслов В. Т. Элементы гидропривода : справочник. Изд. 2-е, перераб. и доп. Киев: Техніка, 1977. 320 с.

12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Изд. 5-е, перераб. и доп.М.: Машиностроение, 1980. Т. 1. 728 с.

13. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев : Наукова думка, 1988. 736 с.

14. Кузьмичёв В.Е. Законы и формулы физики. Киев : Наукова думка, 1989. 864 с.

15. John F. Harvey, P.E. Theory and design of pressure vessels /Van Nostrand Reinhold Company. New York, USA, 1985. P. 623. (на англ. яз.)

16. Wang Guang Da. Справочник машиностроителя. Пекин : Машиностроение, 1989. 3500 с. (на кит. яз.)

17. Gu Pei Qi. Гидроагрегаты. Пекин, 1987. 371 с. (на кит.яз.)

18. Кобзов Д. Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов : дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.

19. Schmausser G, Pittner K. P. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder//*Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland*, 1991. Nr. 10 (35). С. 767-775. (на нем. яз.)

20. Искрицкий Д. Е. Строительная механика элементов машин. Л.: Судостроение, 1971. 448 с.