

**ВЛИЯНИЕ УГЛОВОГО СМЕЩЕНИЯ ДЛИННОМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ГИДРОЦИЛИНДРА НА ЕГО
ГЕРМЕТИЗИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ**

Предлагается методика учета величины утечки (перетечки) рабочей жидкости через уплотнительные узлы гидроцилиндров дорожных и строительных машин при изменении контактного давления по периметру и ширине уплотнителя вследствие угловой несоосности длинномерных элементов гидроцилиндра из-за наличия зазоров в его подвижных сопряжениях.

Ключевые слова: гидроцилиндр, несоосность, утечки.

Известно [1-6], что результатом углового смещения (перекоса) основных элементов уплотнительных узлов гидроцилиндра является наличие угловой несоосности, а также упругая и пластическая деформации его длинномерных элементов, причины появления, характер проявления, закономерности для определения и основные параметры которых, применительно к гидроцилиндрам ДСМ, широко представлены в отечественных и зарубежных источниках [7-15].

Поскольку одной из причин углового перекоса элементов уплотнительных узлов гидроцилиндра является наличие в них зазоров, то и влияние его на герметичность проявляется совместно с воздействием радиального смещения контртела. Другими словами, следствием углового смещения элементов герметизируемых сопряжений гидроцилиндра опять-таки является перераспределение контактного давления, когда одна сторона уплотнителя оказывается перегруженной, контактное давление на ней увеличивается, а противоположная сторона – недогруженной, контактное давление на ней уменьшается от монтажного вплоть до давления, вызывающего полную разгерметизацию узла [6-8, 15-17].

Отсюда, влияние углового смещения элементов подвижных сопряжений гидроцилиндра на его герметичность

проявляется прежде всего через неравномерное по периметру и ширине нагружение уплотнителей [6, 16, 17], которое дополнительно способствует их интенсивному одностороннему изнашиванию [4-6, 17].

В результате этого в герметизирующем узле возникают две зоны взаимодействия рабочей кромки уплотнителя с поверхностью контртела [16, 17], характеризующиеся различной величиной ее деформации, а следовательно и различной величиной натяга $\Delta_{\alpha \max}$ и $\Delta_{\alpha \min}$, зависимости для расчета которых, применительно к штоковому и поршневому узлам, соответственно, имеют вид:

$$\Delta_{\alpha \max} = (D_2 - D_6) / 2 + \Delta_{\alpha}; \quad (1)$$

$$\Delta_{\alpha \min} = (D_2 - D_6) / 2 - \Delta_{\alpha}; \quad (2)$$

$$\Delta_{\alpha \max} = (D_6 - D_3) / 2 + \Delta_{\alpha}; \quad (3)$$

$$\Delta_{\alpha \min} = (D_6 - D_3) / 2 - \Delta_{\alpha}. \quad (4)$$

В них: D_2 , D_3 , D_6 – диаметральные размеры штока, гильзы и уплотнителя (охватываемый размер для поршневого сопряжения и охватывающий – для штокового), соответственно; параметр Δ_{α} , характеризующий радиальное смещение контртела относительно рабочей кромки уплотнителя в результате углового перекоса длинномерных

* - автор, с которым следует вести переписку.

элементов гидроцилиндра, на начальной стадии его эксплуатации равен

$$\begin{aligned} \Delta_{\alpha} &= \\ &= (l_{2,4} + l_9) \times \\ &\times \sin [\alpha_H + \beta_K + \delta_D + dy_{Q,R,P}(x)/dx] \approx \\ &\approx (l_{2,4} + l_9) \times \\ &\times [\alpha_H + \beta_K + \delta_D + dy_{Q,R,P}(x)/dx], \end{aligned}$$

а в текущий момент использования из-за накопленных повреждений составляет

$$\begin{aligned} \Delta_{\alpha} &= \\ &= (l_{2,4} + l_9) \times \\ &\times \sin [\alpha_H + \beta_K + \gamma_K + \delta_D + dy_{Q,R,P}(x)/dx] \approx \\ &\approx (l_{2,4} + l_9) [dy_T(x)/dx]. \end{aligned}$$

В них: l_2, l_4, l_9 – линейные размеры поршня, втулки и уплотнителя, соответственно; $dy_{Q,R,P}(x)/dx$ – угловая несоосность штока и корпуса гидроцилиндра в результате его поперечного, продольного и кинематического нагружения; α_H – угол несоосности из-за наличия зазоров в герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра; β_K, γ_K – углы несоосности в результате наличия начального возможного и приобретенного эксплуатационного искривлений длинномерных элементов гидроцилиндра; δ_D – угловая несоосность вследствие увеличения зазоров герметизируемых сопряжений при деформации корпуса гидроцилиндра; $dy_T(x)/dx$ – суммарная угловая несоосность штока и гильзы гидроцилиндра [18, 19].

Вычислив по формулам (1)-(4) значения максимального $\Delta_{\alpha \max}$ и минимального $\Delta_{\alpha \min}$ натягов, по выражениям (5) и (6) определяются соответствующие им величины максимального и минимального контактного давлений на рабочей кромке уплотнителя

$$\begin{aligned} p_{k \max} &= 2\Delta_{\max} \{E_p / (A_3 + \mu_p) + \\ &+ C_3 / [8l_9^2 (l_9^2 / 3E_p + H_9^2 / 8G_p)]\} / D_{2,3} + k_p p; \quad (5) \\ p_{k \min} &= 2\Delta_{\min} \{E_p / (A_3 + \mu_p) + \\ &+ C_3 / [8l_9^2 (l_9^2 / 3E_p + H_9^2 / 8G_p)]\} / D_{2,3} + k_p p. \quad (6) \end{aligned}$$

В них: E_p, G_p и μ_p – соответственно, модуль упругости, модуль сдвига и коэффициент Пуассона для материала уплотнителей; H_9 – толщина рабочей кромки U-образного уплотнителя, например, по ГОСТ 14896-84; k_p – коэффициент передачи давления, равный единице при $\mu_p = 0,5$ [16].

Далее по зависимостям (7)-(8) [16]

$$\begin{aligned} Q_{\ominus \min} &= \\ &= \langle z_w \pi \alpha_M \lambda_{Ж} \lambda_{Ж1} D_{2,3} l_8 \times \\ &\times [1 - (\alpha_H / \alpha_M) (\lambda_{Ж2} \varphi_V) / (1 + \beta_p)]^{1/2} \rangle \times \\ &\times [\mu_{ДЖ} (dz_w / dt)_M / p_{k \max} l_8]^{1/2} \rangle / 2, \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\ominus \max} &= \\ &= \langle z_w \pi \alpha_M \lambda_{Ж} \lambda_{Ж1} D_{2,3} l_8 \times \\ &\times [1 - (\alpha_H / \alpha_M) (\lambda_{Ж2} \varphi_V) / (1 + \beta_p)]^{1/2} \rangle \times \\ &\times [\mu_{ДЖ} (dz_w / dt)_M / p_{k \min} l_8]^{1/2} \rangle / 2. \quad (8) \end{aligned}$$

находятся утечки $Q_{H \min}$ и $Q_{H \max}$ соответственно через зоны повышенного и пониженного контактных давлений, а по формуле

$$Q_{УПН} = Q_{H \min} + Q_{H \max}.$$

определяется суммарная утечка (перетечка), пропущенная уплотнителем из-за углового перекоса элементов герметизируемого сопряжения [6, 16].

Отсюда, предельная величина перекоса основных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра должна определяться [6, 16] требованием сохранения монтажного натяга $\Delta_{\alpha \min}$, возможного лишь при условии, что параметр Δ_{α} , характеризующий радиальное смещение контртела относительно рабочей кромки уплотнителя, возрастая в процессе эксплуатации, не будет превышать:

$$\begin{aligned} &\text{– для штокового уплотнительного узла} \\ \Delta_{\alpha} &= \\ &= (l_4 + l_9) [dy_T(x)/dx] \leq (D_2 - D_6) / 2; \quad (9) \end{aligned}$$

– для поршневого уплотнительного узла

$$\begin{aligned} \Delta_{\alpha} &= \\ &= (l_2 + l_9) [dy_T(x)/dx] \leq (D_6 - D_3) / 2. \quad (10) \end{aligned}$$

Аналитическое исследование зависимостей (9)-(10) применительно к гидроцилиндрам стрелы, рукояти и ковша экскаватора ЭО-4121А позволили выявить предельные значения углового перекоса $dy_T(x)/dx$ их длинномерных элементов при отсутствии других свойственных им повреждений. Полученные величины не должны превышать $1,9 \cdot 10^{-2} \dots 2,3 \cdot 10^{-2}$ радиан соответственно для штокового и поршневого уплотнительных узлов, но, к сожалению, зачастую превосходят эти значения в процессе эксплуатации, что сопровождается на практике полной утратой сопряжением герметичности, а гидроцилиндром – работоспособности [16].

Отсюда, учитывая вариантность перекоса $dy_T(x)/dx$, главным образом из-за угла $(\alpha_H + \gamma_K)$, а также принимая во внимание его информативность, однозначность, широту поля изменения и универсальность [5, 16, 18, 19], целесообразно использовать параметр Δ_α в качестве диагностического параметра герметизирующей способности гидроцилиндра, а входящую в него величину $dy_T(x)/dx$ считать его контролируемой составляющей, измеряемой, в частности, средствами [5, 19-21].

Исследования [6, 16] позволили охарактеризовать изменение параметра Δ_α и утечки $Q_{упн}$ через штоковый уплотнитель гидроцилиндра рукояти экскаватора ЭО-4121 в зависимости от углового перекоса его длинномерных элементов.

Литература

1. Абрамов Е. И., Колеснеченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода : справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Киев : Техніка, 1977. 320 с.
2. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры М.: Машиностроение, 1966. 171 с.

3. Бедрин С. Ф. Расчёты гидроцилиндров на устойчивость и прочность // Вестн. машиностроения. 1981. № 7. С. 32.

4. Фролов И. О. Влияние эксплуатационных повреждений на работоспособность гидроцилиндров и способы повышения их надёжности, применительно к одноковшовым строительным экскаваторам : дис. ... канд. техн. наук. Л., 1984. 221 с.

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

6. Сергеев А. П. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов по параметрам герметичности : дис. ... канд. техн. наук. Л., 1989. 351 с.

7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика : справ. пособие. М. : Машиностроение, 1971. 425 с.

8. Башта Т. М. Объёмные насосы и гидродвигатели. М. : Машиностроение, 1974. 606 с.

9. Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков [и др.] ; под ред. В. Н. Прокофьева. М. : Машиностроение, 1978. 495 с.

10. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. М. : Машиностроение, 1986. 463 с.

11. Li Tian Jue. Hydraulic engineering handbook. Beijing : Mechanics Industry Press, 1990. 2230 p. (на кит. яз.)

12. Schuszter M., Röhrich M. Theoretische untersuchungen zur schadensfrunerkennung on hydraulischen arbeitszylinder // Hebezeuge und Fördermittel. Berlin, 1984. № 11 (24). С. 332-334. (на нем. яз.)

13. Naska R. A. Testing fluid power components // Industrial Press Inc. New York, 1990. P. 56-59. (на англ. яз.)

Там же. P. 266-275.

14. Tao J., Timmermann H.-J., Plog J. Untersuchungen über das reibu-

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