

УДК 69.002.51:621.225.2

О реакциях в сопряжениях гидроцилиндра

Д.Ю. Кобзов^{1а}, В.Г. Губанов^{2б}, В.В. Жмуров^{1с}, И.О. Кобзова^{1д}, Д.С. Корякина^{1е},
А.А. Трофимов^{1ф}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²ООО НТЦ «Гидротранс», Мебельный пр. 10а, Санкт-Петербург, Россия

^аkobzov7159@mail.ru, ^бinfo@hydrotrans.ru, ^сwzhmurov@mail.ru, ^дinna_kobzova@mail.ru, ^еdarja.koryakina@yandex.ru,

^фtrofimov@brstu.ru

Статья поступила 16.09.2015, принята 24.10.2015

Негативным проявлением роста единичных мощностей дорожных и строительных машин применительно к гидроцилиндрам привода их рабочего оборудования является увеличение уровня давления рабочей жидкости гидросистем, повышение скорости перемещения штока и его хода, а, следовательно, рост размеров гидроцилиндров и зачастую интенсивность их использования во времени. Основной возникновению зазоров и создаваемых ими перекосов длинномерных элементов является изнашивание трущихся элементов подвижных герметизируемых сопряжений гидроцилиндра, главным образом его направляющей втулки и поршня в силу малости их контактной поверхности, при значительном пути трения соответственно по штоку и гильзе. Из основных положений науки о трении и износе следует, что 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. Понятно, что в случае с гидроцилиндром в качестве такой нагрузки выступают составляющие ее реакции, возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» и определяющие интенсивность изнашивания и возникающие при трении повышенные температуры. При этом полные реакции являются результатом эксплуатационного воздействия на гидроцилиндр всего комплекса нагрузок, которые должны определяться для конкретной машины и условий ее функционирования.

Ключевые слова: гидроцилиндр; нагрузка; реакция; сопряжение трения.

About reactions in hydraulic cylinder couplings

D.Yu. Kobzov^{1а}, V.G. Gubanov^{2б}, V.V. Zhmurov^{1с}, I.O. Kobzova^{1д}, D.S. Koryakina^{1е},
A.A. Trofimov^{1ф}

¹Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

²HydroTrans LLC.; 10A, Mebelny proezd, Saint-Petersburg, Russia

^аkobzov7159@mail.ru, ^бinfo@hydrotrans.ru, ^сwzhmurov@mail.ru, ^дinna_kobzova@mail.ru,

^еdarja.koryakina@yandex.ru, ^фtrofimov@brstu.ru

Received 16.09.2015, accepted 24.10.2015

Negative trait of the growth of individual capacity of road and building machines, concerning drive hydraulic cylinders of their work equipment, is increase in the level of the working fluid pressure of hydraulic systems, increase in the speed of movement of the rod and, consequently, growth in the size of hydraulic cylinders and, often, the intensity of their use in time. The main occurrence of gaps and imbalances of long elements created by the gaps is wearing movable elements of hermetic couplings of a hydraulic cylinder, mainly its guide sleeve and the piston, due to their small contact area, while having considerable slip distance on rod and sleeve. According to the main provisions of the science of friction and wear, it follows that the durability of the friction unit is determined by wear intensity, the main reason for which is node load. It is clear that in a hydraulic cylinder load reactions in the moving hermetic couplings of a hydraulic cylinder «piston-liner» and «rod-pilot bush» act as a load and determine wear intensity and friction high temperatures. This reactions are the result of a full operational impact on the hydraulic cylinder of the whole complex loads, which should be defined for a particular machine and the conditions of its operation.

Key words: hydraulic cylinder; load; reaction; couplings of friction.

Введение. Наиболее точная оценка реакций, возникающих в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра в процессе его функционального нагружения всем комплексом нагрузок, позволяет верно определить интенсивность изнашивания элементов трущихся пар и описать возникающие в них температуры трения [1–3]. В конечном итоге это позволяет повысить

достоверность описания во времени изменения технического состояния гидроцилиндра, более точно рассчитать межремонтные сроки, уточнить значения диагностических параметров и тем самым способствует совершенствованию системы технического обслуживания и ремонта в плане назначения уточненных сроков их проведения и объема требуемых ремонтных воздействий [4–9].

Исходная информация. Для достоверного описания реакций в сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» следует принять во внимание следующие положения.

Параметрами рабочего процесса гидроцилиндров дорожных и строительных машин (ДСМ) являются эксплуатационное перемещение штока z и угол Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения, которые определены с учетом алгоритма функционирования многосθενного рабочего оборудования, а также рабочего (моторного и насосного) хода штока как под нагрузкой, так и без таковой в динамическом и статическом режимах работы конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования ДСМ [3; 5; 10–13].

Полная нагрузка, действующая на гидроцилиндр повышенного типоразмера, является результатом действия статической нагрузки; нагрузки, обусловленной кинематикой гидрофицированного привода ДСМ; динамической нагрузки; дополнительной нагрузки. При этом задача определения параметров наибольшего комплексного нагружения гидроцилиндра должна проводиться в отношении конкретного рабочего процесса [8; 10; 14; 15].

В качестве структурной расчетной схемы гидроцилиндра рекомендуется использовать известную (рис. 1) из источников [3; 16; 17]. При этом он нагружается в опорах A и B эксцентрично приложенным продольным сжимающим усилием P_s (рис. 2), а несущие длинномерные элементы гидроцилиндра нагружены статической распределенной нагрузкой по схемам (рис. 3) [3; 10].

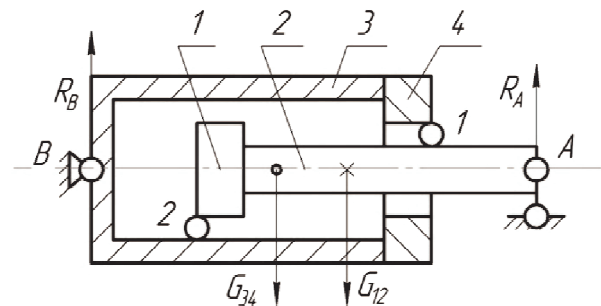


Рис. 1. Структурная расчетная схема гидроцилиндра: 1 — поршень; 2 — шток; 3 — гильза (корпус); 4 — направляющая втулка



Рис. 2. Расчетная схема эксцентричного нагружения гидроцилиндра продольным сжимающим усилием P_s

Показателями режима работы гидроцилиндров являются интенсивность использования ДСМ и ее гидропривода во времени [3; 10].

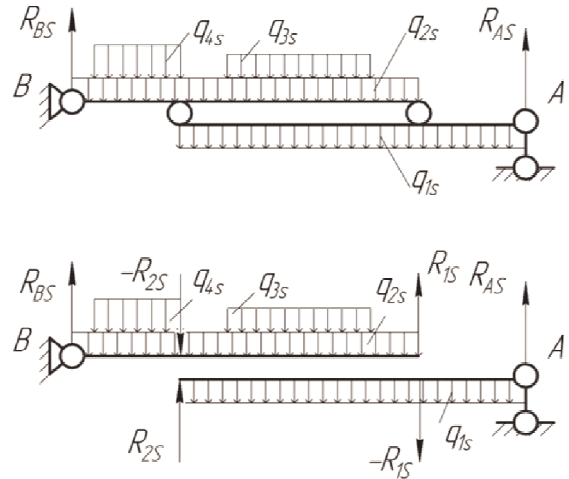


Рис. 3. Расчетные схемы нагружения гидроцилиндра и его длинномерных элементов

Основные положения. Полные реакции, возникающие в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», принято описывать [5; 17] выражением (1):

$$R_{1,2} = R_{1,2s} + R_{1,2e} + R_{1,2y}, \quad (1)$$

в котором индексы соответственно обозначают: s — статическое нагружение (вес гидроцилиндра) [5; 17; 18]; e — нагружение в результате эксцентричного приложения продольного сжимающего усилия в опорных проушинах (цапфах) [10; 11; 19; 20]; y — нагружение гидроцилиндра в результате наличия у него полного прогиба в продольной вертикальной плоскости из-за его продольно-поперечного нагружения [8; 14; 15; 17; 18; 21; 22].

В качестве примера принят один из наиболее нагруженных и наименее надежных гидроцилиндров ДСМ, получивший распространение в качестве привода рукояти на одноковшовых экскаваторах IV-V размерных групп со следующими параметрами: диаметр поршня (гильзы) $D_{1,3} = 0,14$ м, диаметр штока (направляющей втулки) $D_{2,4} = 0,09$ м, ход штока (поршня) $z = 1,4$ м, давление в гидросистеме ДСМ $p = 25$ МПа. Для этого примера представлены зависимости изменения составляющих формулы (1) от величины выдвигания штока z и угла Θ наклона к поверхности тяготения (рис. 4, 5 и 6).

Из последнего рисунка видно, каких значений достигают реакции в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра, а с учетом теоретических положений работ [1; 2] несложно предположить, какую интенсивность изнашивания и какие температуры трения в сопряжении они могут вызывать.

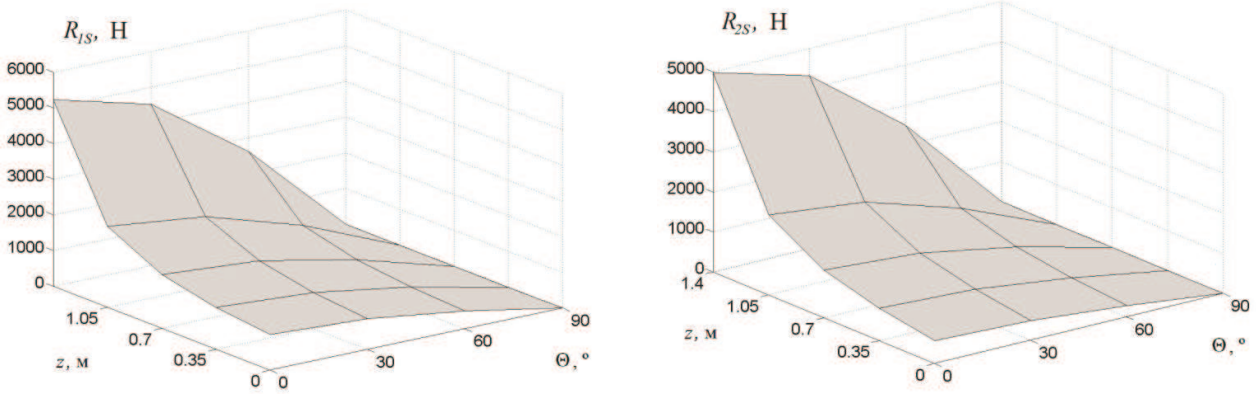


Рис. 4. Зависимость изменения реакций R_{1s} и R_{2s} в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвижения его штока z и угла Θ наклона к поверхности тяготения

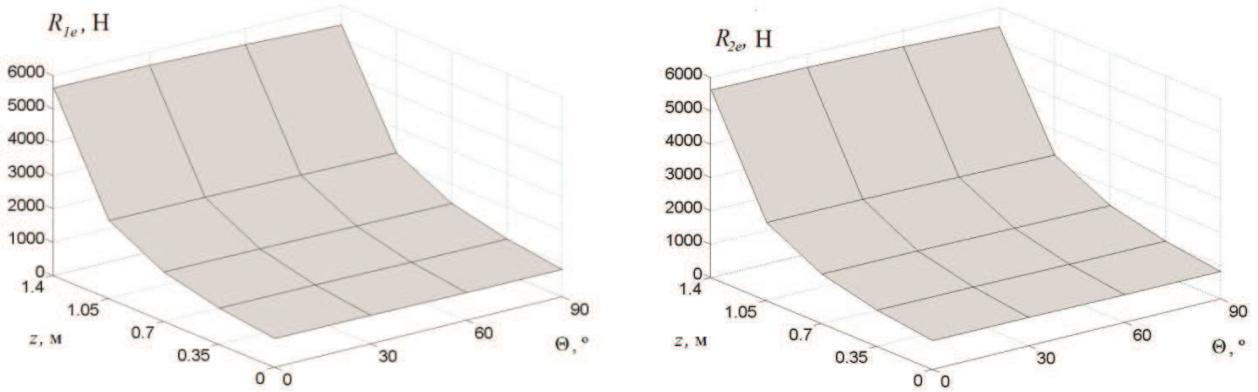


Рис. 5. Зависимость изменения реакций R_{1e} и R_{2e} в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвижения его штока z и угла Θ наклона к поверхности тяготения

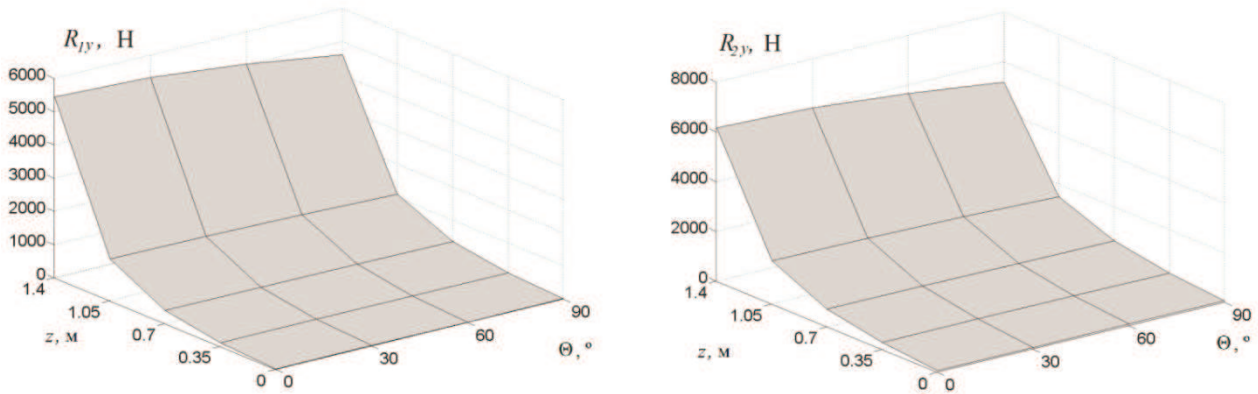


Рис. 6. Зависимость изменения реакций R_{1y} и R_{2y} в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвижения его штока z и угла Θ наклона к поверхности тяготения

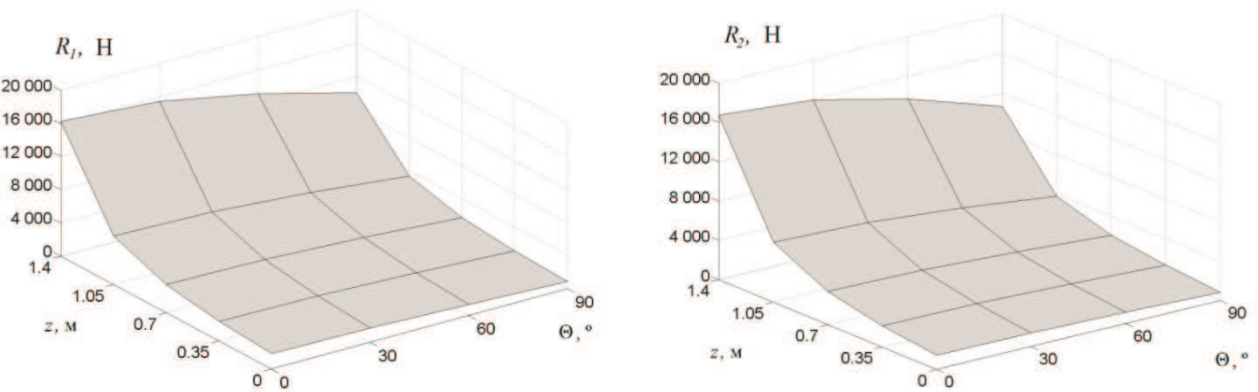


Рис. 7. Зависимость изменения реакций R_1 и R_2 в сопряжениях гидроцилиндра от величины выдвижения его штока z и угла Θ наклона к поверхности тяготения

Однако запись (1) согласно, в частности, работе [23] не полна, так как не учитывает приращение полных реакций в сопряжениях гидроцилиндра из-за кинематических особенностей рабочего оборудования конкретной ДСМ, например, вследствие возникновения момента $\pm M_{A,Bk}$ трения в опорах *A* и *B* (индекс «*m*») и

(или) изменения полного эксцентриситета $e_{A,B}$ приложения в этих опорах продольного сжимающего усилия P_S за счет наличия кинематического эксцентриситета (индекс «*k*») при взаимном повороте элементов привода (рис. 8).

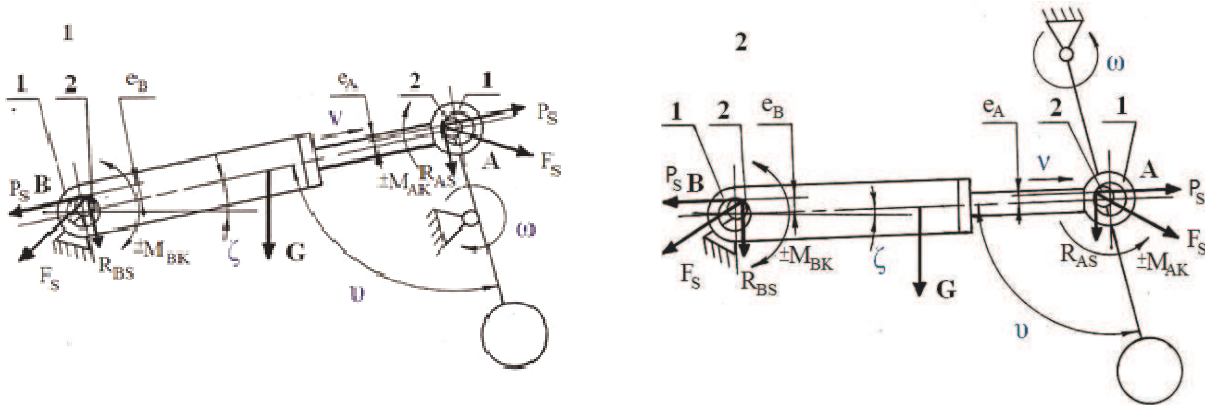


Рис. 8. Расчетные схемы нагружения гидроцилиндра привода рукоятки одноковшовой гидрофицированной ДСМ на примере одноковшовых машин: 1 — экскаватор с обратной лопатой; 2 — экскаватор с прямой лопатой, погрузчик

С учетом последнего замечания полные реакции должны описываться формулой (2):

$$R_{1,2} = R_{1,2s} + R_{1,2e} + R_{1,2k} + R_{1,2m} + R_{1,2y} \quad (2)$$

Количественно это изменение, применительно к принятому примеру одноковшовой гидрофицированной ДСМ, иллюстрируется рис. 9, 10 и составляет приращение полных реакций на величину до 25 %.

Заключение

Реакции в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра должны определяться с учетом статической нагрузки; нагрузки, обусловленной кинематикой гидрофицированного привода ДСМ; динамической нагрузки, а также дополнительной нагрузки вследствие деформации гидроцилиндра в вертикальной продольной плоскости под действием всего комплекса перечисленных нагрузок.

При этом во внимание должно приниматься эксплуатационное перемещение штока z и угол Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения, которые определяются с учетом алгоритма функционирования многозвенного рабочего оборудования, а также рабочего (моторного и насосного) хода штока как под нагрузкой, так и без таковой в динамическом и статическом режимах работы конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования конкретной ДСМ.

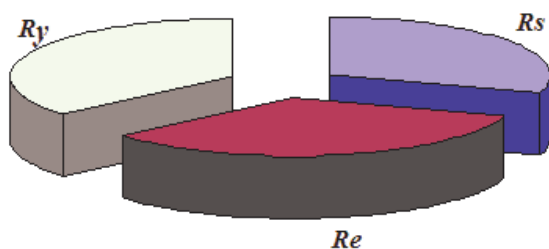


Рис. 9. Полная реакция и ее составляющие по записи (1)

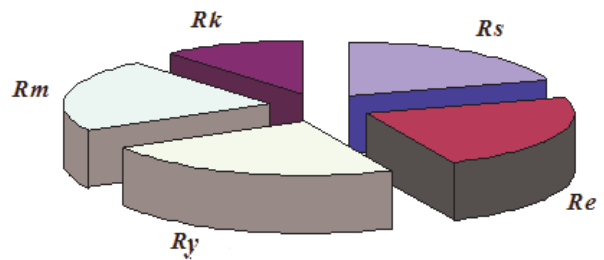


Рис. 10. Полная реакция и ее составляющие по записи (2)

Важность данного положения подтверждается основными документами, регламентирующими параметры гидроцилиндра, а именно ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, в соответствии с которыми предполагается возможность создания гидроцилиндров повышенного типоразмера по основному и дополнительному рядам с номинальным давлением $p = (0,63...63)$ МПа, с ходом поршня (штока) $z = (4...10000)$ мм, с диаметрами поршня $D_1 = (4 \dots 900)$ мм и штока $D_2 = (4...900)$ мм, с соотношением площадей давления в поршневой и штоковой полостях $\phi = (1,06...5,26)$.

Литература

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчётов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
2. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
3. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 6. Работоспособность. Надёжность. Варианты модернизации. Братск: Брат. гос. ун-т, 2012. 43 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН, 27.04.2012, № 198-B2012.
4. Харазов А.М. Техническая диагностика гидроприводов машин. М.: Машиностроение, 1979. 112 с.
5. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.

6. Kobzov D.Y., Martynenko O.P., Gubanov V.G. There must be no alternative to the right choice of diagnostic parameters // Proceedings of 2nd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit. October 22-25, 1990. Los Angeles, CA, USA, 1990. P. 374-380. (на англ. яз.)

7. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч.1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск, 1998. 59 с. Рус. Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд 1998.

8. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3 (23). С. 174-179.

9. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 5. Техническое диагностирование. Братск, 2011. 119 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН 21.07.2011, № 360-V2011.

10. 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. Рус. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-V1999.

11. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин. Братск, 2010. 105 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 17.05.2010, №288-V2010.

12. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов // Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве. ЯПИ, Ярославль, 1989. С. 95-100.

13. Кобзов Д.Ю., Свиридо И.В., Губанов В.Г. Условия эксплуатации и некоторые важные особенности рабочего процесса гидроцилиндров дорожных и строительных машин. М. 1995. 37 с. Деп. МАШМИР 1995. № 15-сд94.

14. Kobzov D. Yu., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Kulakov A. Yu Express diagnostics of cylinder strokes of machines according to the parameters of bearing resistance // Science and Education : materials of the II international research and practice conference, Vol. 1, March, December 18th-19th, 2012 // Publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich – Germany, 2012. P. 182-190.

15. Кобзов Д.Ю., Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность. Братск, 2011. 88 с. Рус. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-V2011.

16. Живейнов Н.Н., Карасев Г.Н., Цвей И.Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1988. 280 с.

17. Schmausser G., Pittner K.J. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland. 1991. 35, № 10. С. 767-775. (на нем. яз.)

18. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.

19. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндра // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 3. С. 38-43.

20. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д. О механизме образования эксцентриситета в опорах гидроцилиндра // Вестн. Тадж. техн. ун-та. 2012. № 3 (19). С. 77-78.

21. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О., Лханаг Д. К расчёту продольного прогиба гидроцилиндра // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 4 (28). 2010. С. 64-69.

22. 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.

23. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Кобзова И.О., Лханаг Д., Кулаков А.Ю., Трофимов А.А. О контактном взаимодействии элементов поршневого сопряжения гидроцилиндра // Механика XXI века: всерос. научно-техн. конф. с междунар. участием: сб. докл. Братск, 2015. С. 52-57.

References

1. Kragel'skii I.V., Dobyichin M.N., Kombalov V.S. Basics of calculations on the friction and wear. М.: Mashinostroenie, 1977. 526 p.

2. Kragel'skii I.V., Mikhin N.M. Friction units of machines: Spravochnik. М.: Mashinostroenie, 1984. 280 p.

3. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 6. Efficiency. Reliability. Upgrade options. Bratsk: Brat. gos. un-t, 2012. 43 p. Rus. Dep. v VINITI RAN, 27.04.2012, № 198-V2012.

4. Kharazov A.M. Technical diagnostics of hydraulic drives of machines. М.: Mashinostroenie, 1979. 112 p.

5. Kobzov D.Yu. Diagnosis of cylinders the working equipment, single bucket construction excavators: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1987. 345 p.

6. Kobzov D.Y., Martynenko O.P., Gubanov V.G. There must be no alternative to the right choice of diagnostic parameters // Proceedings of 2nd International Machinery Monitoring & Diagnostics Conference & Exhibit. October 22-25, 1990. Los Angeles, CA, USA, 1990. P. 374-380. (на англ. yaz.)

7. Kobzov D.Yu. Hydraulic road and construction machines. Pt. 1: Construction. Reliability. Development prospects. Bratsk, 1998. 59 p. Rus. Dep. v MASHMIR 13.08.1998, № 2-sd 1998.

8. Kobzov D.Yu., Usova S.V. Express diagnostics of the bearing capacity of cylinders machines // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2009. № 3 (23). P. 174-179.

9. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Trofimov A.A., Kulakov A.Yu., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 5. Technical diagnostics. Bratsk, 2011. 119 p. Rus. Dep. v VINITI RAN 21.07.2011, № 360-V2011.

10. Kobzov D.Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydraulic road and construction machines. Pt. 2. Operating conditions, workflow, mode of operation and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 p. Rus. Dep. v VINITI 01.12.1999, № 3552-V1999.

11. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V. Hydraulic cylinders of single bucket hydraulic machines. Bratsk, 2010. 105 p. Rus. Dep. v VINITI 17.05.2010, № 288-V2010.

12. Kobzov D.Yu., Sergeev A.P. On the characteristics of the spatial arrangement of cylinders working equipment, single bucket construction excavators // Povyshenie effektivnosti mashin i vibratsionnye protsessy v stroitel'stve. YaPI, Yaroslavl', 1989. P. 95-100.

13. Kobzov D.Yu., Svirido I.V., Gubanov V.G. Operating conditions and some important features of working process of hydraulic cylinders and road construction machines. М. 1995. 37 p. Dep. MASHMIR 1995. № 15-sd 94.

14. Kobzov D. Yu., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Kulakov A. Yu Express diagnostics of cylinder strokes of machines according to the parameters of bearing resistance // Science and Education: materials of the II international research and practice conference, Vol. 1, March, December 18th-19th, 2012 // Publishing office Vela Verlag Waldkraiburg - Munich - Germany, 2012. P. 182-190.

15. Kobzov D.Yu., Lapshin V.L., Tarasov V.A., Zhmurov V.V. Hydraulic road and construction machines. Pt. 3. The bearing capacity. Bratsk, 2011. 88 p. Rus. Dep. v VINITI RAN 27.01.2011, № 27-V2011.

16. Zhiveinov N.N., Karasev G.N., Tsvei I.Yu. Structural Mechanics and metal construction and road machines. М.: Mashinostroenie, 1988. 280 p.

17. Schmausser G., Pittner K.J. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland. 1991. 35, № 10. P. 767-775. (na nem. yaz.).
18. Marutov V.A., Pavlovskii S.A. Hydrocylinders. M.: Mashinostroenie, 1966. 171 p.
19. Kobzov D.Yu., Eresko S.P. Method for determining eccentricity in support of fastening of a hydraulic cylinder // Mining Equipment and Electromechanics. 2009. № 3. P. 38-43.
20. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Lkhanag D. On the mechanism of formation of eccentricity in the supports of the hydraulic cylinder // Vestn. Tadzh. tekhn. un-ta. 2012. № 3 (19). P. 77-78.
21. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Lkhanag D. To calculation of a longitudinal deflection of a hydraulic cylinder // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2010. № 4 (28). P. 64-69.
22. Kobzov D.Yu., Kobzov A.Yu., Zhmurov V.V. On calculation of the economic efficiency of modernization of hydraulic cylinders DSM // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2008. № 3 (19). P. 26-30.
23. Kobzov D.Yu., Eresko S.P., Kobzova I.O., Lkhanag D., Kulakov A.Yu., Trofimov A.A. About contact interaction of elements of piston conjugation of a hydraulic cylinder // Mekhaniki XXI veku: vseros. nauchno-tekhn. konf. s mezhdunar. uchastiem: sb. dokl. Bratsk, 2015. P. 52-57.

УДК 534.01; 622.24.053; 622.241.58

Теория погружения бурильной колонны на примере описания крутильно-продольных автоколебаний релаксационного типа

В.А. Коронатов

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
kortavik@mail.ru

Статья поступила 29.09.2015, принята 25.10.2015

Разработанная автором теория погружения вращающегося твердого тела в сопротивляющуюся среду уточняется и обобщается на примере описания работы бурильной колонны - двухмассовой динамической модели, при углублении забоя скважины. Вводится принципиально новая динамическая модель бурильной колонны, которая позволяет исследовать крутильно-продольные автоколебания релаксационного типа, когда погружение колонны и вращение породоразрушающего инструмента – долота, могут чередоваться с длительными остановками (заклиниванием). Эта модель впервые дает возможность описывать взаимодействие крутильных и продольных автоколебаний бурильной колонны, выявлять их влияние друг на друга во время бурения. Сила и момент сопротивления со стороны забоя скважины задаются через аппроксимацию Паде, что позволяет наиболее точно учитывать прочностные свойства породы, при наличии экспериментальной характеристики, и избежать некорректностей при нулевых значениях скоростей вращения долота и погружения колонны. Метод В.Ф. Журавлева, предложенный им в теории поликомпонентного трения, автором статьи обобщается на задачи бурения – описывающие процесс погружения вращающегося тела в сопротивляющуюся среду, при определении сил сопротивления. Дифференциальные уравнения новой динамической модели бурильной колонны позволяют, в частности, определять скорость и глубину проходки бурильной колонны – важнейших параметров бурения, определяющих эффективность выбранного способа бурения. Определение этих параметров на основе существующих моделей ранее было не возможно, определялись они только эмпирическим путем и поэтому подразумевавшие не высокую точность. В рамках данной теории погружения в уравнениях принятой модели изношенность долота учитывается весьма просто и тоже, без каких либо эмпирических соотношений, без привязки к конкретным моделям породоразрушающего инструмента. Предложенная модель бурильной колонны достаточно универсальна, она позволяет описывать процесс бурения, как в твердых породах, так и в мягких; как при глубоком бурении, так и не глубоком. Задаваясь определенными значениями одного-двух параметров, записанные уравнения становятся справедливыми для таких частных случаев: описание крутильных автоколебаний - как без погружения (традиционный подход), так и с учетом погружения (новый подход), как с длительными остановками (релаксационные режимы), так и без длительных остановок (безостановочное бурение); описание крутильно-продольных автоколебаний в случае бурения без длительных остановок (заклиниваний) - не релаксационного типа. Новая двухмассовая динамическая модель - это еще одна модель для решения качественно новых задач в теории динамики бурильной колонны, позволяющих описывать процесс бурения с учетом проходки.

Ключевые слова: бурильная колонна, проходка, долото, теория погружения, метод В.Ф. Журавлева, аппроксимация Паде для сил сопротивления, триггерные системы, режимы колебаний "stick-slip" ("прихват-проскальзывание"), релаксационный режим, крутильно-продольные автоколебания.