

В случае, когда условие (8) не выполняется, необходимо либо изменить диаметр шарика, либо увеличить число рядов в сопряжении в зависимости от конструкции и размеров конкретного гидроцилиндра (рис. 5).

Литература

1. Исполнительный гидроцилиндр: а.с. 1070363 СССР. № 7268863; заявл. 01.12.62; опубл. 01.12.63, Бюл. № 17.4 с.
2. Гидроцилиндр: а.с. 1333890. Н.О. Климакин и А.И. Иванов. 1987.
3. А.с. СССР №1807256. МКИ F15B15/14. Гидроцилиндр. Д.Ю. Кобзов, В.А. Рукавиш-

ников, А.П. Сергеев и др. 1993.

4. Спришевский А.И. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1968. 632 с.
5. Перель Л. Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 606 с.
6. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
7. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.: АПМ, 2000. 467 с.

УДК 69.002.51.192:621.225.2

Д.Ю. Кобзов, А.Ю. Кулаков, Д. Лханаг*

**О БОРТОВОМ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ
ПО ПАРАМЕТРАМ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ**

Предложены системы встроенного диагностирования гидроцилиндров.

Ключевые слова: гидросистема, гидроцилиндр, диагностирование.

Известные методы получения информации о техническом состоянии гидроцилиндров основаны на контроле, главным образом, параметров герметичности гидроцилиндра [1, 2]. Однако с ростом его типоразмера резко возрастает число отказов по причине прочностных разрушений несущих элементов, то есть потери гидроцилиндром несущей (нагрузочной) способности [3 – 6].

Информацию о состоянии несущей способности можно получать путем контроля параметров взаимного расположения штока и корпуса гидроцилиндра, то есть по угловой несоосности его штока и корпуса, в качестве контролируемой составляющей, которой целесообразно использовать угол этой несоосности [1, 4, 6]. Непрерывный контроль за изменением взаимного расположения штока и корпуса (гильзы) гидроцилиндра позволит избежать таких полных, явных отказов, как заклинивание его элементов [4, 6].

Несущая способность, отображаемая напряженно-деформированным состоянием продольно-поперечно нагруженного гидроци-

линдра, аналитически описывается двумя уравнениями [1, 4, 5, 7, 9]:

$$\sigma_i(x) = \frac{P}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{M_R(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot y_T(x)}{W(x)}; \quad (1)$$

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_Q(x) + y_P(x) = y_{TO}(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (2)$$

В уравнении (1) первое слагаемое дает величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего нагрузки P , второе – величину наибольших напряжений сжатия, вызванных действием поперечной нагрузки $M_Q(x)$, третье слагаемое – величину напряжений сжатия, вызванных действием силового поворота элементов в опорах гидроцилиндра, четвертое и пятое – то же, вызванные дополнительным изгибом гидроцилиндра при наличии эксцентриситета $e(x)$ в его опорах и от действия продольного сжимающего усилия P .

В уравнении (2): $y_\alpha(x)$ – прогиб гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в уплотняемых сопряжениях; $y_\beta(x)$ – то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов; $y_\gamma(x)$ – то же вследствие эксплуатационного искривления его штока; $y_\delta(x)$ – то же в результате радиальной деформации под давлением его корпуса; $y_Q(x)$ – то же вследствие его поперечного нагружения от действия веса гидроцилиндра; $y_R(x)$ – то же в результате наличия силового поворота в его опорных элементах; $y_P(x)$ – то же вследствие его продольного нагружения [1, 4, 5, 7, 9].

Величина продольного сжимающего усилия P на штоке гидроцилиндра определяется давлением рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра [3, 9]. Непостоянство по времени изгибающего момента $M_Q(x)$ от поперечной нагрузки (веса гидроцилиндра) объясняется, во-первых, изменением длины гидроцилиндра при движении или выдвигании штока, а, во-вторых, изменением его пространственного расположения в процессе функционирования [1, 9]. Эксцентриситет $e(x)$ с достаточной степенью достоверности можно полагать постоянным [1, 7, 9 – 11]. Допускаемые напряжения, учитывающие циклический характер нагружения штока гидроцилиндра сжимающей нагрузкой P , могут без особого труда быть определены в соответствии с рекомендациями [7]. И, наконец, полный (суммарный) прогиб $y_T(x)$, определяемый, согласно записи (2), суммой его составляющих [1, 4, 5, 7, 9] и зависящий от всех вышеперечисленных величин, является комплексной характеристикой нагружения гидроцилиндра.

С течением времени, по мере изнашивания направляющих элементов подвижных герметизируемых сопряжений гидроцилиндра (главным образом, направляющей втулки и поршня), происходит увеличение суммарного прогиба [4, 5, 7], в результате чего накапливаются действующие текущие напряжения $\sigma_i(x)$, в своем пределе могущие превысить допускаемые $[\sigma]$. Последствия последнего очевидны – рост реакций в сопряжениях гидроцилиндра, а вместе с тем интенсивности их изнашивания, искривление штока, его возможное заклинивание в корпусе и непременно

следующий за этим полный отказ гидроцилиндра.

Очевидно, что для гидропривода возвратно-поступательного действия, исполнительный гидроцилиндр которого зафиксирован в пространстве либо совершает незначительные угловые перемещения без значительного трения в опорных подшипниках [1, 9], а давление рабочей жидкости постоянно по времени цикла, контроль в процессе эксплуатации угловой несоосности для конкретного положения штока гидроцилиндра при прочих известных характеристиках позволит спрогнозировать момент появления отказа.

На практике принципиальная схема подобного бортового (встроенного) контроля несущей (нагрузочной) способности гидроцилиндра предполагает контроль двух диагностических параметров: угла несоосности штока и корпуса гидроцилиндра, а также текущее выдвиганием его штока [4].

Такая система встроенного диагностирования гидроцилиндра (рис. 1) включает в себя собственно диагностируемый исполнительный (силовой) гидроцилиндр 1, гидрораспределитель 2, питание 3 и слив 4 штатной гидросистемы, предохранительный клапан 5, манометр 6, двухпозиционный гидрозолотник 7 с электромагнитным управлением, гидромагистрали 8, датчики осевого перемещения штока 9 и угловой несоосности длинномерных элементов 10 гидроцилиндра 1, установленные на его корпусе и подключенные через усилитель 11 к электропреобразователю 12, а также индикатор 13, подключенный к нему проводами 14.

Структурно гидросистема выглядит следующим образом. Полости гидроцилиндра 1 через гидрораспределитель 2 подключены к источнику питания 3 и сливу 4. Гидросистема защищена от перегрузки предохранительным клапаном 5. Поршневая полость гидроцилиндра 1 соединена с гидрораспределителем 2 через штатный манометр 6 и двухпозиционный гидрозолотник 7. Гидроагрегаты системы соединены гидромагистралями 8. Датчики осевого перемещения штока 9 и угловой несоосности длинномерных элементов 10 гидроцилиндра 1 подключены через усилитель 11 к электропреобразователю 12, управляющий и контролирующий сигналы с которого одновременно поступают соответственно на золотник 7 и индикатор 13.

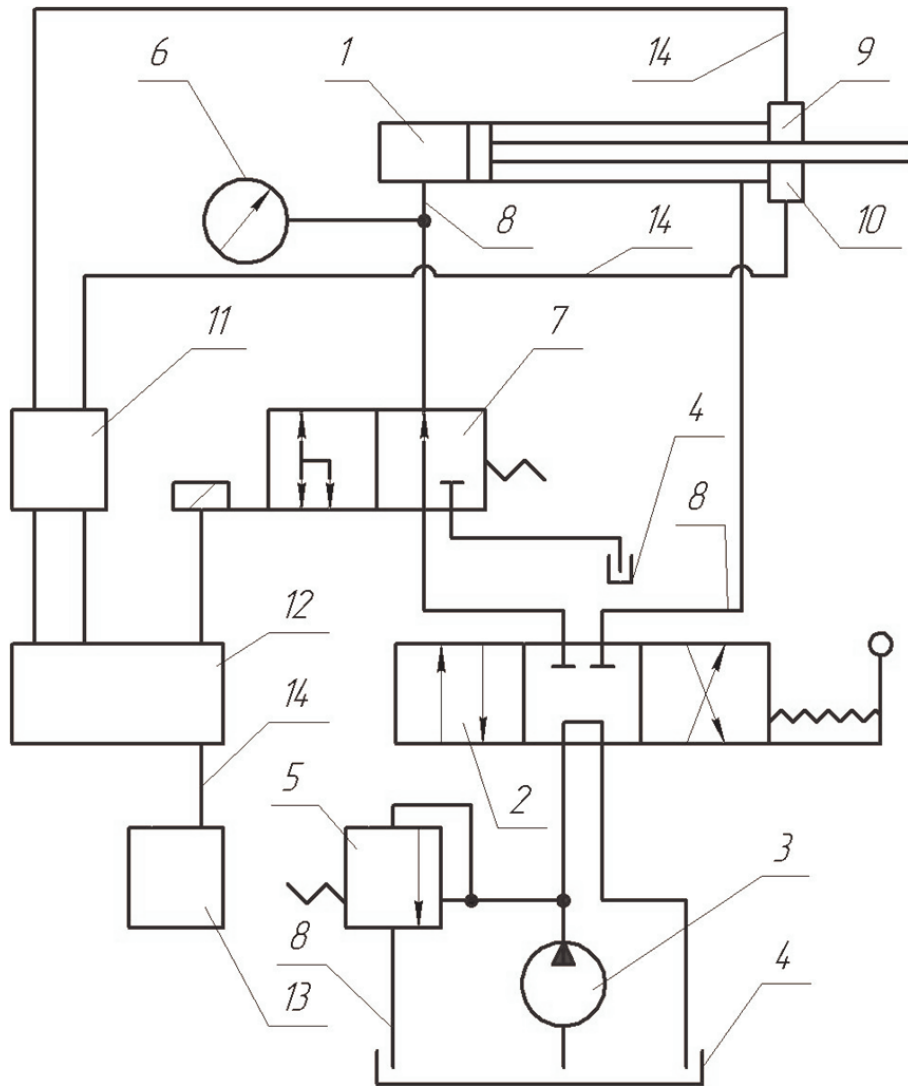


Рис. 1. Принципиальная схема бортового контроля несущей способности гидроцилиндра по двум параметрам.

Таким образом, при крайнем правом положении золотника гидрораспределителя 2 рабочая жидкость от источника 3 поступает через гидрозолотник 7 в поршневую полость гидроцилиндра 1, выдвигая шток и нагружая гидроцилиндр эксплуатационной продольно-поперечной нагрузкой. В случае значительной деформации штока гидрозолотник 7, управляемый электропреобразователем 12 в соответствии с данными датчиков 9 и 10, временно соединяет гидроцилиндр 1 и источник питания 3 со сливом 4, тем самым, разгружая силовой элемент 1.

Для гидропривода возвратно-поступательного перемещения, в котором возможны значительные по величине пульсации давления рабочей жидкости, целесообразно использовать систему бортового диагностиро-

вания гидроцилиндра по трем параметрам с контролем давления.

В такой системе (рис. 2) вместо штатного манометра 6 устанавливается электрический манометр 6, показания с которого через усилитель 11 поступают на электропреобразователь 12.

В этом случае при критических нагрузках и/или деформациях гидрозолотник 7, управляемый преобразователем 12 согласно данным датчиков 6, 9 и 10, временно (до сброса пика давления в нагруженной магистрали) соединяет исполнительный гидроцилиндр 1 и источник питания 3 со сливом 4, тем самым, мгновенно сбрасывая излишнее давление в гидросистеме и разгружая основные элементы 1 и 3.

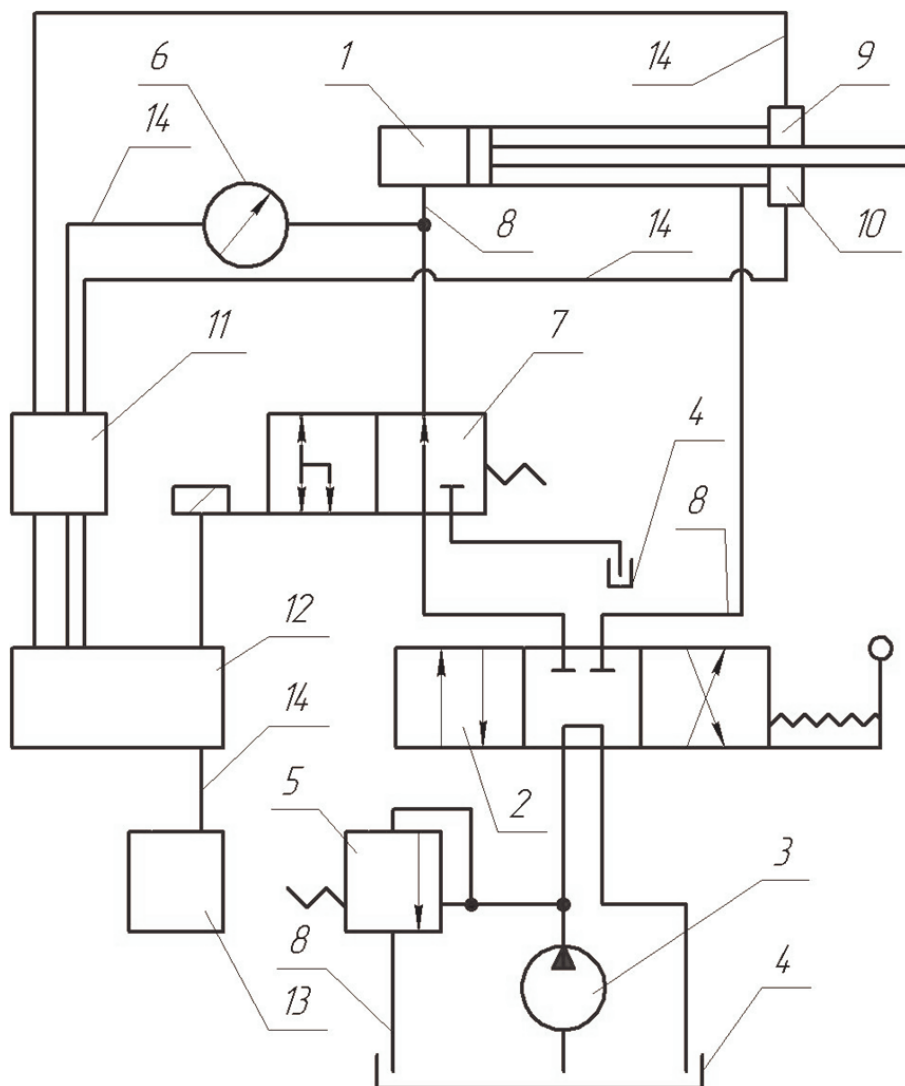


Рис. 2. Принципиальная схема бортового диагностирования несущей способности гидроцилиндра по трем параметрам.

Между тем, в большинстве гидроприводов возвратно-поступательного действия дорожных и строительных машин, наряду с пульсациями давления в полости нагнетания, зачастую имеют место значительные пространственные перемещения исполнительного гидроцилиндра [1, 4, 9, 10]. В этом случае целесообразно применять систему встроенного диагностирования гидроцилиндра по четырем параметрам с контролем угла наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения.

В такой системе (рис. 3) дополнительно устанавливается датчик горизонта 15, показания с которого через усилитель 11 поступают на электропреобразователь 12.

В предложенном виде гидросистема работает следующим образом.

В среднем положении золотника гидрораспределителя 2 рабочая жидкость от источника

питания 3 поступает через предохранительный клапан 5 по магистрали 8 на слив 4. Однако, если в этом случае на силовой гидроцилиндр 1 действует нагрузка (случай нагружения гидроцилиндра ковша экскаватора при копании рукоятью), электрические сигналы с манометра 6, а также с датчиков положения штока 9, угловой несоосности 10 и пространственного положения гидроцилиндра 15 поступают на усилитель 11 и далее на электропреобразователь 12, где окончательно формируется результирующий импульс диагностического состояния. В случае критического нагружения управляющий электросигнал поступает с электропреобразователя 12 на гидрозолотник 7, переводя его в позицию соединения гидроцилиндра 1 и источника питания 3 со сливом 4, тем самым, разгружая эти гидроагрегаты и предотвращая возможный отказ.

Надёжность. Перспективы развития. Братск. 2005 52 с. Деп. в МАШМИР №2. (15.06.2006)

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

5. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Дорлигсурэнгийн. Несущая способность и ресурс гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. №2. С. 24-28.

6. Кобзов Д.Ю., Усова С.В., Фурзанов С.Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин // Там же. С. 29-32.

7. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность / Д.Ю. Кобзов [и др.]. Деп. в ВИНТИ № 27-В2011. 88 с. Братск. 2011 (2.03.2011)

8. Сырицын Т.А. Надёжность гидро- и пневмопривода. М.: Машиностроение, 1981.

216 с.

9. 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. Деп. в ВИНТИ № 3552-1399. 108 с.

10. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Плешивцева С.В. Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007 № 15. С.40-46.

11. Модернизация конструкции опор гидроцилиндра привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин / Д.Ю. Кобзов, Д. Дэлэг, В.В. Жмуров, Д. Лханаг // Там же. 2008. №1 (17). С. 28-33.

УДК 62.752

А.Ю. Трофимов

ОБ ОЦЕНКЕ СВОЙСТВ РЫЧАЖНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ

Предлагается методика построения математических моделей для виброзащитных систем с рычажными динамическими гасителями колебаний. Рассматриваются особенности динамических свойств и возможности выбора параметров.

Ключевые слова: рычажный динамический гаситель колебаний, виброзащитные системы, свойства виброзащитных систем.

Введение. Вопросам теоретического обоснования особенностей режимов динамического гашения колебаний в задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов посвящен ряд работ [1÷3]. В них основное внимание уделяется взаимодействию инерционного элемента (гасителя), присоединяемого упругим элементом к объекту. Вместе с тем, многие конструктивные решения все чаще ориентируются на использование эффектов от сочленения твердых тел. Обычно встречаются сочленения в виде вращательных кинематических пар, а также рычажных связей, привносимых рычажными соединениями элементов виброзащитных систем. Упомянутая группа проблем представляет интерес для

детализированного исследования, в рамках которого могли бы быть изучены возможности настроечных механизмов, учет влияния упругих свойств рычагов и сочленений [4].

Общие положения. *Постановка задачи исследования.* Рассмотрим один из наиболее известных вариантов построения системы с динамическим гасителем колебаний на основе применения рычага второго рода. На рис. 1 представлена виброзащитная система с объектом защиты массой M , рычагом с плечами l_1 и l_2 , присоединенным гасителем с массой m . Объект защиты через упругий элемент с коэффициентом жесткости k опирается на вибрирующее основание; y и y_1 – координаты инерционных элементов в неподвижной