

- Fotiev M.M. *Ehlektroprivod i ehlektroobordovanie metallurgicheskikh tsekhov* [Electric drives and electrical equipment of metallurgical shops]. Moscow: Metallurgy, 1990, 352 p.
- Golubentsev A.N. Systems with the smallest dynamic factor in the transition process. *Dinamika mashin* [Dynamics of machines]. Moscow: Mechanical engineering, 1966.
- Kuzbakov Zh.I. Selection of a jaw crusher electric motor subject to transient processes when crushing high-strength materials. *Materialy Mezhdunarodnoj Nauchno-prakticheskoy konferentsii «Nauchno-tekhnicheskij progress: tekhnika, tekhnologii i obrazovanie»* [Proceedings of the International Research and Practice Conference "Scientific-technical progress: technical equipment, technologies and education"]. Aktope, June 25-26, 2010, pp. 11-17.
- Kuzbakov Zh.I. Dynamical loads and oscillation of a jaw crusher actuator during transient processes. Proceedings of the International Research and Practice Conference. Aktope, April 22-23, 2009, pp. 211-217.
- Kosarev A.I., Ovcharenko N.V. Energy loss in jaw crushers. *VNIIsroidormash*. 1977, no. 77, pp. 21-25.
- Kuzbakov Zh.I. Determination of loads in a jaw crusher spacing plate subject to transient processes. *Tekhnologiya proizvodstva metallov i vtorichnykh materialov* [Production technology of metals and secondary materials]. Temirtau, 2009, pp. 251-258.
- Kuzbakov Zh.I. Analysis of the start of a jaw crusher electric drive subject to transient processes. *Materialy XIV Mezhdunarodnoj nauchnoj konferentsii. Sovremennye problemy ehlektrometallurgii stali* [Proceedings of the 14th International Scientific Conference. Current problems of electric arc steelmaking]. Chelyabinsk, September 2010, pp. 234-240.
- Sokolov M.M., Petrov L.P., Masandilov L.B., Ladenzon V.A. *Ehlektromagnitnye perekhodnye protsessy v asinkhronnom ehlektroprivode* [Electromagnetic transient processes in an asynchronous drive]. Moscow: Energiya, 1967, 240 p.
- Sokolovskiy V.I., Kazak S.A., Kirpichnikov B.M., Sostavov M.I. *Dinamika krupnykh mashin* [Dynamics of large-scale machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1969, 512 p.
- Kuzbakov Zh.I., Franchuk V.P., Fedoskin V.A. *Shhekovaya drobilka* [The jaw crusher]. Decision no. 12-3/4373 (08.12.2010) on issue of useful model patent no. 2010/071.2.
- Franchuk V.P., Kuzbakov Zh.I., Fedoskin V.A. *Shhekovaya drobilka* [The jaw crusher]. Patent of Ukraine no. 11 201002619. Decision no. 150096/3A/11 (14.06.2011).

УДК 622.676-82

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧНОСТИ ПЕРЕДВИЖНЫХ ПРОХОДЧЕСКИХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК С БЕЗРЕДУКТОРНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Вагин В.С., Филатов А.М., Курочкин А.И.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, Россия

Аннотация. В статье представлен способ искусственного демпфирования динамической системы передвижной проходческой подъемной установки, заключающийся в снижении динамических нагрузок в упругих элементах подъемной установки с безредукторным высокомоментным гидроприводом, основанный на введении пропорционального напорного клапана в гидросистему, обеспечивающего перетечку рабочей жидкости из напорной линии в сливную, в переходных процессах разгона и торможения, ограничивающий амплитуду перепада давления на гидромоторе за счет принудительной организации задаваемого давления в напорной гидролинии, реализующего гибкую обратную связь по динамическому давлению.

Ключевые слова: подъемная установка, безредукторный гидропривод, отрицательная гибкая обратная связь, пропорциональный напорный клапан, динамические нагрузки.

Введение

Увеличение энерговооруженности современных подъемных установок и интенсификации их работы приводит к возрастанию динамических нагрузок.

Современные передвижные проходческие подъемные установки (ПППУ) с безредукторным гидравлическим приводом работают в тяжелых режимах нагружения [1–2,11]. Вследствие большой концевой нагрузки на тяговый орган и малого момента инерции органа навивки и безредукторного высокомоментного привода в переходных режимах

разгона возникают в упругих элементах большие динамические нагрузки [3–4]. При разработке такого силового привода ПППУ особо остро встает проблема снижения динамических нагрузок не только в системе привода, но и в упругих элементах механической системы проходческого подъема [5].

Для улучшения динамических свойств приводов с большой инерционной нагрузкой необходимо увеличить демпфирующую способность следящего силового гидравлического привода, что конструктивными мерами не всегда удается выполнить [6–7]. Наиболее эффективно это достигается с помощью корректирующих устройств, ко-

торые можно ввести в привод в виде электрогидравлических и гидромеханических обратных связей [8]. Используя демпфирующие свойства обратной связи, можно значительно снизить амплитуды динамических нагрузок в упругих элементах проходческого подъема [9]. Поэтому вопросы коррекции с помощью следящих гидравлических приводов имеют большое практическое значение.

В настоящее время интенсивное сращивание гидроприводов с электронными системами управления и оптимизация схемных решений открывает широкие перспективы решения проблемы снижения динамических нагрузок в подъемных установках, оснащенных гидравлическим приводом.

Основная часть

В следящих гидравлических приводах применяется целый ряд гидравлических корректирующих устройств. Это корректирующие обратные связи по скорости гидродвигателя, по расходу и производной от расхода, с помощью межполостных перетечек, по динамическому давлению в гидродвигателе и ряд других. Некоторые из способов описаны в технической литературе [9]. Однако не все из известных способов являются эффективными для безредукторного привода подъема с большой массой концевого груза, так как высокая колебательность груженого подъемного сосуда в переходных режимах разгона и торможения накладывает особые требования на выбор корректирующего устройства.

Одним из способов снижения динамических нагрузок в подъемной установке с безредукторным гидроприводом без существенного уменьшения статической точности является искусственное демпфирование привода путем создания небольших утечек между полостями гидродвигателя через управляемый дроссель [8].

Если принять линейную зависимость истечения в дросселе, расход утечек между полостями гидродвигателя определится по следующей зависимости:

$$Q = C(p_1 - p_2),$$

где C – коэффициент пропорциональности, определяемый размерами дросселирующего отверстия; $p_1 - p_2 = \Delta p$ – перепад давления на гидродвигателе.

В гидравлических следящих приводах, как и электрических следящих приводах, реализация обратных связей по ускорению затруднительна, так как во многих случаях трудно выделить сигнал ускорения объекта управления на фоне сигнала ускорения мобильного элемента машины. В таких случаях применяют косвенные методы получения информации по ускорению в виде пере-

пада давления в полостях гидравлических исполнительных устройств [8].

После начала движения перепад давлений на высокомоментном безредукторном гидроприводе передвижной проходческой подъемной установки определяется суммарной внешней нагрузкой. Его значение для подъемного гидромотора определится из уравнения

$$\Delta p = \frac{1}{k_M} \left(J \frac{d\varphi^2}{dt^2} + h_\varphi \frac{d\varphi}{dt} + c_{Вн}\varphi + M_H + M_{Тр} \right),$$

где k_M – коэффициент момента гидромотора; φ – угол поворота выходного вала гидромотора; J – полный приведенный к валу гидромотора момент инерции вращающихся и поступательно движущихся подвижных частей проходческой подъемной установки [10]; h_φ – коэффициент вязкого трения нагрузки к валу гидродвигателя; $c_{Вн}$ – жесткость внешней нагрузки приведенной к валу гидродвигателя; M_H – момент концевой нагрузки от поднимаемого груза, приведенной к валу гидродвигателя; $M_{Тр}$ – момент трения, действующий на выходной вал гидромотора.

Для снижения динамических нагрузок на упругие элементы проходческих подъемных установок следует использовать гидравлическое корректирующее устройство по перепаду давления в полостях безредукторного гидропривода проходческого подъема, реализующее отрицательную гибкую обратную связь.

Принципиальная гидравлическая схема, реализующая гибкую обратную связь, показана на рис. 1.

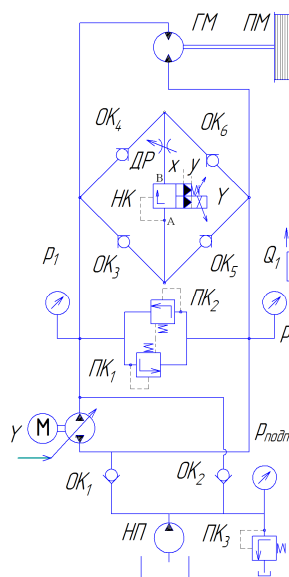


Рис. 1. Гидравлическая схема безредукторного гидропривода с пропорциональным напорным клапаном проходческой подъемной установки

Принцип работы представленной схемы следующий:

Пропорциональный напорный клапан НК (см. **рис. 1**) в данной гидравлической схеме обеспечивает управление давлением в напорной гидролинии безредукторного гидропривода подъемной установки с помощью электронного блока формирования входных сигналов 1 (**рис. 2**) и усилителя 2, обеспечивающих подачу необходимых величин токов на электромагнит 3 в режимах нормальной работы привода при значениях давления менее максимально допустимых. Блок формирования управляющих сигналов от датчика давления на **рис. 2** не показан.

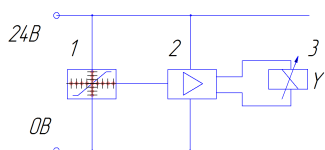


Рис. 2. Схема управления пропорциональным напорным клапаном

Одновременно этот же клапан работает в качестве предохранительного устройства от максимального давления и принимает на себя функцию по предохранению гидросистемы от перегрузки.

Для реализации функции среза высоких давлений в напорной гидролинии и осуществления гибкой обратной связи по динамическому давлению при работе гидродвигателя в динамических режимах задаются напряжения питания на электромагнит в форме уставок, соответствующих заданным значениям давления. Усилитель преобразует сигнал напряжения в сигнал по току, магнит Y открывает клапан таким образом, чтобы обеспечивалось заданное давление среза. При этом давление среза настраивается предварительным поджатием пружины пропорционального клапана НК.

Полное представление о характере существенных изменений динамических нагрузок на элементы подъемной установки и ее привода (см. **рис. 1**) при использовании гибкой обратной связи по динамическому давлению можно получить только на основании решения уравнений динамики, описывающих движение подъемной системы [3].

Результаты исследований

Характер изменения динамических нагрузок в процессе разгона передвижной проходческой подъемной установки для различных значений ограничения пиков перепада давления на гидромоторе показаны на **рис. 3–5**.

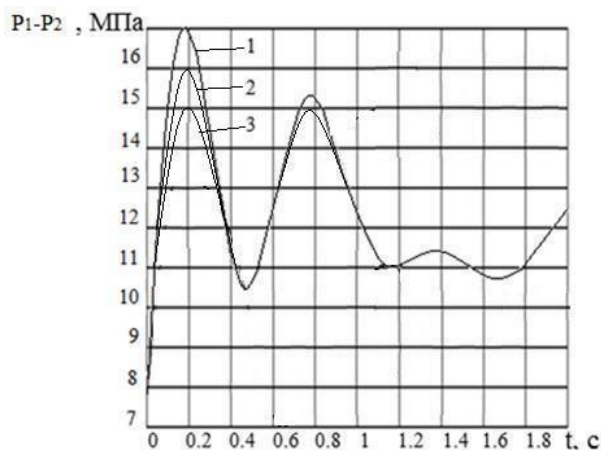


Рис. 3. Изменение перепада давления на гидромоторе для различных значений пиков давлений: 1 – 17 МПа; 2 – 16 МПа; 3 – 15 МПа

Анализ полученных зависимостей показывает, что уменьшение пиковых давлений в напорной гидролинии на 2 МПа приводит к снижению усилий в тяговом органе (канате) и момента нагрузки на гидромотор безредукторного гидропривода на 12,2%. Последнее означает, что если оставить динамичность подъемной системы неизменной, а пик динамического давления в гидросистеме снизить на 2 МПа с помощью пропорционального напорного клапана, то можно увеличить грузоподъемность проходческого подъема на 12,2%. Это позволит увеличить скорость проходки вертикальных стволов строящихся шахт и сократить сроки ввода в эксплуатацию новых шахт.

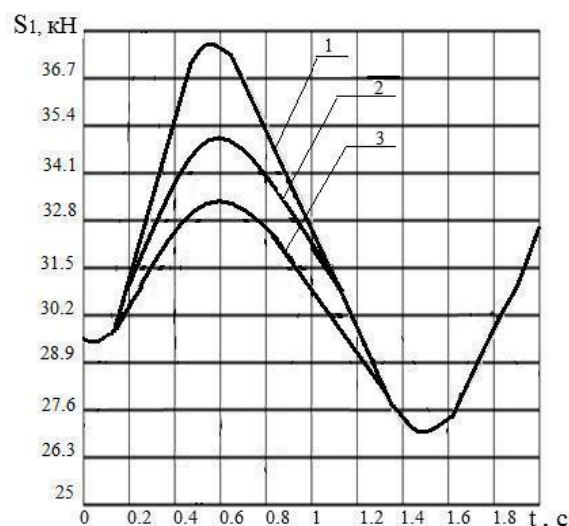


Рис. 4. Изменение натяжения тягового органа подъемной установки для различных значений пиков давлений: 1 – 17 МПа; 2 – 16 МПа; 3 – 15 МПа

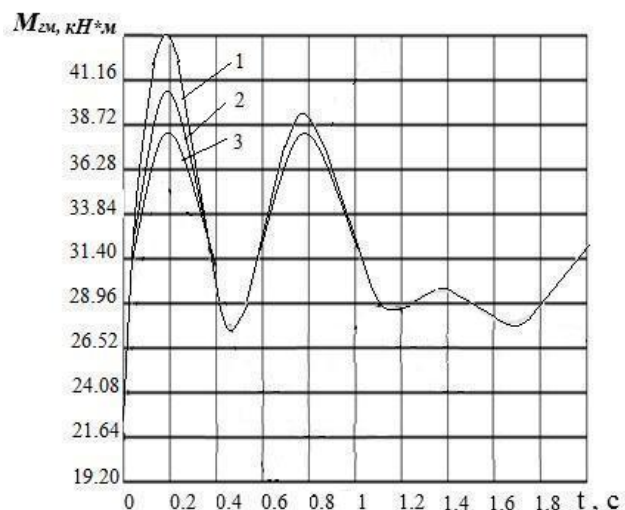


Рис. 5. Изменение момента гидромотора для различных значений пиков давлений: 1 – 17 МПа; 2 – 16 МПа; 3 – 15 МПа

Выводы

Применение гибких обратных связей по динамическому давлению в безредукторном гидроприводе проходческого подъема, основанный на введении пропорционального напорного клапана в гидросистему, обеспечивающего перетечку рабочей жидкости из напорной линии в сливную в переходных процессах разгона и торможения, ограничивающий амплитуду перепада давления на гидромоторе за счет принудительной организации задаваемого давления в напорной гидролинии, позволит снизить динамические нагрузки на упругие элементы подъемной установки, повысить их долговечность и надежность или же при неизменной динамичности подъемной системы увеличить в значительной степени ее производительность путем увеличения загрузки подъемных сосудов.

Список литературы

1. Кантович Л.И., Вагин В.С. Влияние системы привода на динамические нагрузки передвижных проходческих подъемных установок // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 6. С. 26–33.
2. Некоторые вопросы разработки шахтных подъемных машин нового поколения и проектирования на их основе комплексов подъемов / Попов Ю.В., Тимухин С.А., Сайпуллаев А.А., Касимов А.А., Некрасов Н.Ю. // Известия Уральского государственного горного университета. 2013. № 1 (29). С. 56–58.
3. Вагин В.С., Курочкин А.И. Динамика одноконцевого проходческого подъема // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2012. № 9. С. 232–238.
4. Вагин В.С. Сравнительный анализ динамики передвижных проходческих подъемных установок с асинхронным редукторным и безредукторным гидравлическим приводами // Перспективы развития горно-транспортного оборудования: П26 Сборник статей – 2012 г. Отдельный выпуск Горного информационного аналитического бюллетеня. С. 63–67.
5. Вагин В.С. Техничко-экономическая эффективность применения передвижных проходческих подъемных установок с безредукторным гидравлическим приводом при проходке вертикальных стволов строящихся шахт // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2012. № 1. С. 10–12.
6. Вагин В.С. Безредукторный высокомоментный гидравлический привод передвижных проходческих подъемных установок: монография. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2012. 149 с.
7. Трифанов Г. Д. Повышение эффективности и безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 7. С. 49–51.
8. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение. 1991. 384 с.
9. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1972. 373 с.
10. Борохович А.И., Вагин В.С. Уравнения динамики передвижных проходческих подъемных установок с безредукторным гидроэлектрприводом // Изв. вузов. Горный журнал. 1989. № 4. С. 92 – 96.
11. Ильин С. Р., Трифанов Г. Д., Воробель С. В. Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 30–35.

INFORMATION ABOUT THE PAPER IN ENGLISH

REDUCTION OF DYNAMIC LOADS IN MOBILE SINKING HOISTING PLANTS WITH A GEARLESS HYDRAULIC DRIVE

Vagin Vladimir Sergeyeovich – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Russia. Phone: +7 (3519) 29 85 20.

Filatov Anatoly Mikhailovich – Ph.D. (Eng.), Associate Professor, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Russia. Phone: +7 (3519) 29 84 24. E-mail: filam50@mail.ru.

Kurochkin Anton Ivanovich – Postgraduate Student, Nosov Magnitogorsk State Technical University, Russia. Phone: +7 (3519) 29 85 20. E-mail: antoshey@mail.ru.

Abstract. The article presents a method for artificial damping of the dynamic system of a mobile sinking hoisting plant, involving reduction of dynamic loads in elastic elements of the hoisting plant with a gearless, high-torque hydraulic drive, based on introduction of a proportional pressure valve in the hydraulic system, providing overflow of hydraulic fluid from the pressure line to the drain one in transient acceleration and deceleration limiting the amplitude of the differential pressure on the hydraulic motor by forced application of defined pressure in the pressure line, implementing a flexible dynamic pressure feedback.

Keywords: hoisting plant, gearless hydraulic drive, flexible negative feedback, proportional pressure valve, dynamic loads.

References

1. Kantovich L.I., Vagin V.S. Vliyaniye sistemy privoda na dinamicheskie nagruzki peredvizhnykh prohodcheskikh pod'emnykh ustanovok. *Gornoe oborudovanie i ehlektromekhanika* [Mining Machinery and Electromechanics]. 2012, no. 6, pp. 26–33.
2. Popov Yu.V., Timukhin S.A., Saypullaev A.A., Kasimov A.A., Nekrasov N.Yu. *Izvestiya Ural'skogo gosudarstvennogo gornogo universiteta* [Proceedings of the Ural State Mining University]. 2013, no. 1(29), pp. 56–58.
3. Vagin V.S., Kurochkin A.I. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten' (nauchno-tekhnicheskij zhurnal)* [Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)]. 2012, no. 9, pp. 232–238.
4. Vagin V.S. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten' (nauchno-tekhnicheskij zhurnal)* [Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)]. 2012, fascicle, pp. 63–67.
5. Vagin V.S. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2012, no. 1, pp. 10–12.
6. Vagin V.S. *Bezreduktornyiy vyisokomomentnyiy gidravlicheskiy privod peredvizhnykh prohodcheskikh pod'emnykh ustanovok* [High-torque direct drive hydraulic tunnel mobile lifting equipment]. Magnitogorsk: Magnitogorsk State Technical University, 2012, 149 p.
7. Trifanov G.D. Improving the efficiency and safety of operation of mine hoisting plants. *Gornoe oborudovanie i ehlektromekhanika* [Mining Machinery and Electromechanics]. 2009, no. 7, pp. 49–51.
8. Navrotsky K.L. *Teoriya i proektirovaniye gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and design of hydraulic and pneumatic actuators]. Moscow: Engineering. 1991, 384 p.
9. Gamynin N.S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya* [Hydraulic drives for control systems]. Moscow: Mashinostroyeniye. 1972, 373 p.
10. Borohovich A.I., Vagin V.S. *Gornyy zhurnal* [Mining Journal]. 1989, no. 4, pp. 92–96.
11. Ilyin S.R., Trifanov G.D., Vorobel S.V. *Gornoe oborudovanie i ehlektromekhanika* [Mining Machinery and Electromechanics]. 2011, no. 5, pp. 30–35.