

9. Melnikov I.T., Kutlubaev I.M., Surov A.I., Melnikov I.I., Vasiliev K.P., Plotnikov D.P., Shevtsov N.S. *Razrabotka metodiki opredelenija racional'nyh parametrov namyvnyh hvostohranilishh i otvalov vskryshi*. [Development of methods for determining the rational parameters of reclaimed tailings and overburden dumps]. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta im. G.I. Nosova*. [Vestnik Magnitogorsk State Technical University named after G.I. Nosov], 2011, no.1. pp. 9-13.
10. Gavrishov S.E., Kalmykov V.N., Burmistrov K.V., Zalyadnov V.Y., Pavlova E.V. and etc. *Ocenka ustojchivosti bortov Sibajskogo kar'era pri otrabotke zakonturnyh zapasov rudy*. [Evaluation of stability sides Sibai career at working aquifer ore reserve]. Magnitogorsk, 2013.

УДК 622.621.225.5.001.2

Вагин В.С., Курочкин А.И.

ДЕМПФИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПЕРЕДВИЖНЫХ ПРОХОДЧЕСКИХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК С БЕЗРЕДУКТОРНЫМ ВЫСОКОМОМЕНТНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Аннотация. В статье изложены результаты оценки демпфирующих свойств безредукторного высокомоментного гидропривода передвижных проходческих подъемных установок.

Улучшение технико-экономических показателей работы передвижных проходческих подъемных установок возможно по линии увеличения их производительности, снижения их массивности и увеличения долговечности тяговых органов и ряда узлов и деталей подъемных машин. Однако увеличение производительности, в свою очередь, вызывает необходимость увеличения концевой нагрузки на тяговые органы, что вызывает значительное увеличение динамических нагрузок в упругих элементах в переходных режимах работы подъемной установки.

Одним из способов снижения постоянно действующих динамических нагрузок колебательного характера является применение безредукторного гидравлического привода, обладающего демпфирующими свойствами. Но, тем не менее, возможности гидропривода при больших амплитудах колебаний динамических усилий ограничены.

Увеличить демпфирующие свойства гидропривода можно за счет увеличения коэффициента относительного демпфирования путем введения гибкой обратной связи по динамическому давлению. Коррекция по динамическому давлению действует кратковременно только в переходных режимах и не снижает энергетических параметров гидропривода, но позволяет изменять амплитуды динамических усилий в задаваемых пределах.

Ключевые слова: проходческая подъемная установка, безредукторный гидравлический привод, коэффициент относительного демпфирования.

Интенсификация работы современных проходческих подъемных установок приводит к возрастанию динамических нагрузок. Формирование динамических усилий в узлах машины зависит не только от величины и характера нагрузки, но и параметров привода и всей системы в целом.

В связи с увеличением глубины проходки стволов и одновременным снижением габаритов и моментов инерции вращающихся частей передвижной проходческой подъемной установки, переменная составляющая динамических усилий, возникающая из-за упругих свойств элементов конструкции машины и тяговых органов каната или стальной ленты, стали оказывать значительное влияние на величину колебаний усилий и скорости во время разгона, замедления и предохранительного торможения. В настоящее время уже невозможно правильно выполнять расчет основных параметров движения проходческого подъема и настройку режимов его работы без учета упругих свойств конструктивных элементов машины.

Опыт эксплуатации современных передвижных проходческих подъемных установок с электромеханическим асинхронным приводом установлена их недостаточная надежность и долговечность из-за их высоких динамических нагрузок при работе.

Условия работы передвижных проходческих подъемных установок существенно отличаются от условий работы стационарных подъемных установок

в силу небольших габаритов машин и расположения их приводов на отдельных от подъемной машины рамах. Эти подъемные установки характеризуются малыми массами вращающихся частей и, вместе с тем, имеют большие концевые нагрузки.

Одним из способов повышения надежности и долговечности передвижных проходческих подъемных установок является снижение постоянно действующих динамических нагрузок за счет совершенствования конструктивных и динамических параметров подъемных машин и путем применения более совершенных безредукторных гидравлических приводов [1], обладающих упругими и демпфирующими свойствами.

Во время запуска и остановки системы подъема часто возникают в проходческой подъемной установке нагрузки, превышающие нагрузки во время рабочего процесса установившегося движения при подъеме расчетного груза.

При пуске двигателя под нагрузкой, чем больше приведенная масса подъемной машины и пусковой момент двигателя, тем больше динамические усилия в упругих элементах подъемной установки при запуске системы.

Процесс запуска под полной нагрузкой обычно не опасен для механических деталей подъемной установки, но весьма неблагоприятен для привода подъемной машины, так как при больших силах сопротивления может увеличиться продолжительность запуска

или возможно значительное повышение давления в гидросистеме.

Для снижения забросов давления и снижения динамических нагрузок на упругие элементы подъемной системы несомненный интерес вызывают способы повышения демпфирующих свойств гидропривода и, в частности, самого безредукторного высокомоментного гидропривода.

Наиболее эффективным способом снижения динамических нагрузок является демпфирование динамических систем, основанный на введении специальных устройств, обеспечивающих перетечку жидкости из одной полости исполнительного механизма в другую.

Однако следует заметить, что искусственное введение значительных перетечек жидкости снижает крутизну нагрузочной характеристики подъемного гидродвигателя. Это может повлечь за собой уменьшение КПД гидропривода, поэтому было бы более рациональным осуществлять стабилизацию гидравлической системы введение гибких обратных связей, действие которых пропорционально перепаду давлений между полостями гидродвигателя. Принимаемый вид демпфирования тождественен введению обратной связи по нагрузке, преодолеваемой гидродвигателем.

Этот способ для снижения динамических нагрузок в упругих элементах передвижной проходческой подъемной установки может быть применен в безредукторном высокомоментном гидравлическом приводе, показанном на рис. 1.

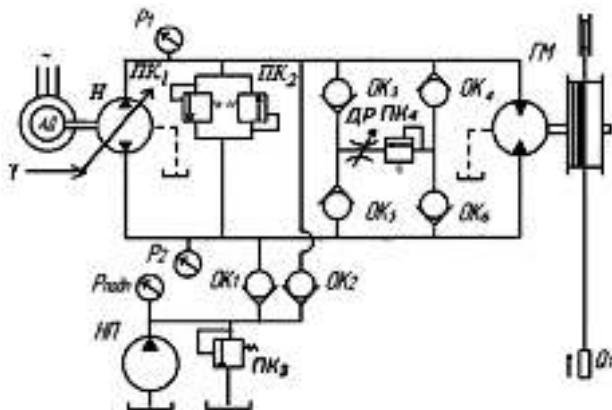


Рис. 1. Схема подъемной установки с безредукторным гидравлическим приводом

В схеме гидропривода между входной и выходной полостями гидродвигателя введен канал перетечек, включающий четыре обратных клапана ОК₃, ОК₄, ОК₅, ОК₆, подпорный клапан ПК₄ и регулируемый дроссель ДР.

Коррекция динамическими перетечками в гидродвигателе представляет гидравлическую обратную связь по динамическому давлению, охватывающую только гидродвигатель. Она реализуется шунтированием полостей гидродвигателя корректирующим устройством, изменяющим межполостные перетечки в динамических режимах. Под действием установившегося перепада давлений в гидродвигателе перетечек жидкости не происходит, а при изменении заданного перепада давления жидкость перетекает в по-

лость с убывающим низким давлением. Такой способ коррекции не требует суммирующих устройств и конструктивных доработок корректирующих устройств.

Утечки из гидромотора оказывают значительное влияние на коэффициент демпфирования, причем при росте утечек коэффициент демпфирования увеличивается. Поэтому, с точки зрения улучшения динамических свойств системы, целесообразно увеличивать объемные потери гидромотора. Однако обычно при конструировании гидромотора стремятся к снижению объемных потерь, с тем чтобы улучшить энергетические показатели привода. По общему мнению конструкторов и эксплуатационников гидравлических машин, такое направление является правильным, поскольку обычно гидромотор разрабатывается для большой гаммы машин различного назначения зачастую с противоречивыми требованиями к приводе. Поэтому следует выполнять гидромотор с минимальными, технически целесообразными потерями жидкости, с тем чтобы в случае необходимости для улучшения динамики системы или других целей можно было бы искусственно увеличить объемные потери гидропривода.

Таким образом, для улучшения динамических свойств гидроприводов подъемных установок с большой конечной нагрузкой на тяговый орган необходимо увеличивать коэффициент относительного демпфирования ξ . Это может быть достигнуто с помощью межполостных перетечек по динамическому давлению в гидродвигателе.

Коэффициент относительного демпфирования ξ определяется [2] по выражению

$$\xi_K = \frac{1}{2} \left[\frac{\sqrt{JC_T}}{F \sqrt{1+f}} + \frac{f}{\sqrt{JC_T}(1+f)} \right], \quad (1)$$

где J – полный приведенный к валу гидромотора момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей проходческой подъемной установки;

$$J = \sum J_1 + J_{ГМ} + \frac{G}{g} \sum V_{П}^2, \quad (2)$$

$\sum J_1$ – суммарный момент инерции механической системы элементов проходческого подъема, движущихся вращательно и поступательно;

$$J_1 = J_{\delta} + J_{ум} + J_K + J_Q, \quad (3)$$

J_{δ} – момент инерции органа навивки; $J_{ум}$ – момент инерции шкива; J_K – момент инерции каната; J_Q – момент инерции конечной нагрузки; $J_{ГМ}$ – момент инерции вращающихся частей гидромотора; G – вес поршневой группы гидромотора; g – ускорение земного притяжения; $\sum V_{П}^2$ – сумма приведенных скоростей поршней гидромотора; $C_T = Eq_T^2 / V$ – коэффициент жесткости «гидравлической пружины» гидромотора; $E = E_{ж} / (1 + E_{ж} d / \delta E_T)$ – приведенный модуль упругости жидкости и трубопроводов; $E_{ж}$ – модуль упругости рабочей жидкости; d и δ – диаметр и толщина стенки трубопровода; E_T – модуль упругости

материала трубопровода. q_r – удельный объем гидромотора ($q_M/2\pi$); q_M – объемная постоянная гидромотора; V – объем жидкости в напорном трубопроводе; f – коэффициент вязкого трения гидромотора.

F – коэффициент жесткости механической характеристики гидропривода, определяемый по выражению

$$F = q_r^2 / (r_H + r_M + r_0), \quad (4)$$

где r_H, r_M – коэффициенты объемных потерь в насосе и гидромоторе; r_0 – коэффициент, учитывающий влияние скольжения приводящего электродвигателя на производительность насоса, который определяется [2] по выражению

$$r_0 = \frac{60K_H\gamma^2}{2\pi n_0^2} \left| \frac{dn_H}{dM_H} \right|, \quad (5)$$

$K_H=Q_H/\gamma$ – коэффициент усиления регулируемого насоса; Q_H – подача насоса; γ – угол поворота управляющего устройства насоса; n_0 – синхронная частота вращения асинхронного двигателя насоса; n_H – частота вращения электродвигателя; M_H – момент на валу насоса; r_D – коэффициент демпфирующих перетечек гибкой обратной связи гидромотора по динамическому давлению.

Уравнение (4) коэффициента жесткости механической характеристики гидропривода не учитывает вводимую гибкую обратную связь гидропривода, осуществляемую перетечками гидродвигателя.

Вводя в уравнение (4) коэффициент демпфирующих перетечек r_D , получим следующее выражение коэффициента жесткости механической характеристики гидропривода:

$$F = q_r^2 / (r_H + r_M + r_0 + r_D). \quad (6)$$

Уравнение коэффициента демпфирующих перетечек в функции давления гибкой обратной связи гидромотора по динамическому давлению имеет следующий вид:

$$r_D = \frac{dQ_{ДР}}{dP_{max}} = \begin{cases} \frac{G_{ДР} \sqrt{P_{max} - P_{сл}}}{P_{max}}, & \text{при } P_{max} > P_{ПК4}, \\ 0, & \text{при } P_{max} < P_{ПК4}, \end{cases} \quad (7)$$

где $Q_{ДР} = G_{ДР} \sqrt{P_{max} - P_{сл}}$ – расход жидкости через

дроссель; $G_{ДР} = \mu A_{ДР} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – гидравлическая проводимость дросселя ДР (см. рис. 1); μ и $A_{ДР}$ – коэффициент расхода и площадь сечения дросселя; ρ – плотность

рабочей жидкости; $P_{max} = M/k_M$ – максимальное давление в напорной линии гидромотора; M и k_M – максимальный момент и коэффициент момента гидромотора; $P_{сл}$ – давление в сливной гидролинии; $P_{ПК4}$ – давление подпорного клапана демпфирующего устройства.

Формула (1) наглядно показывает, что увеличение вязкого трения, перетечек жидкости в гидродвигателе

и искусственного увеличения потерь жидкости путем шунтирования гидромотора в динамических режимах (7) за счет гибкой обратной связи по динамическому давлению, обуславливая рассеяние энергии, способствует увеличению коэффициента относительного депфирования гидропривода и увеличивает демпфирующие свойства гидропривода.

Аналитические исследования [3] динамики одноконцевого проходческого подъема, оснащенного передвижной проходческой подъемной машиной МПП-4 с безредукторным гидравлическим приводом, показывает, что переходный процесс подъема расчетного груза при разгоне подъемной установки носит явно выраженный колебательный характер с относительно высокими значениями амплитуд динамических нагрузок. Влияние коэффициента относительного демпфирования на динамические нагрузки можно проследить по полученным зависимостям (рис. 2-4).

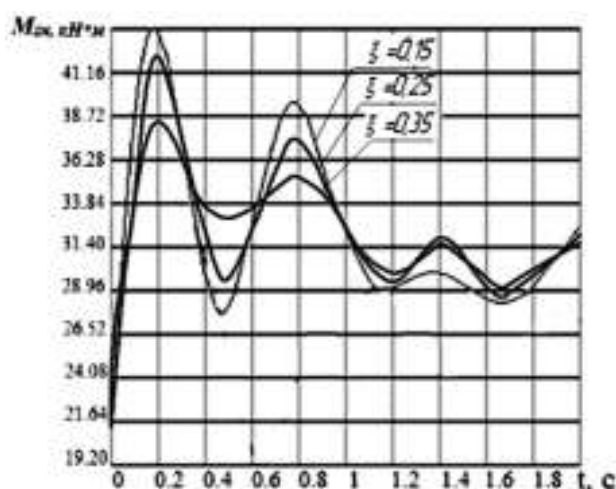


Рис. 2. Изменение момента гидромотора для различных значений коэффициента относительного демпфирования

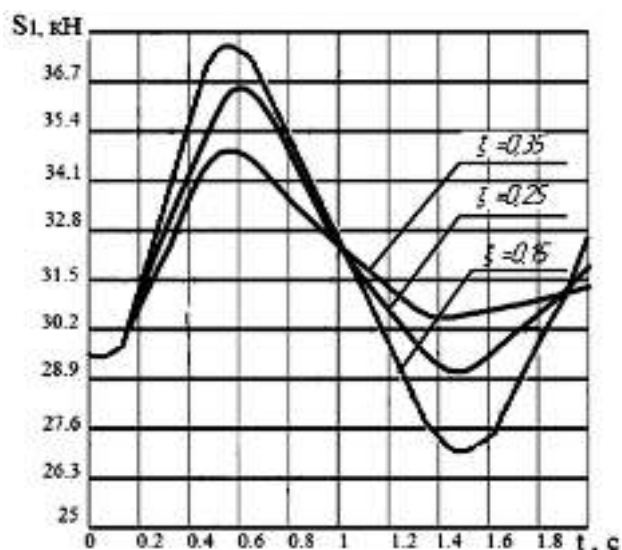


Рис. 3. Влияние коэффициента относительного демпфирования на величину натяжения тягового каната при подъеме расчетного груза

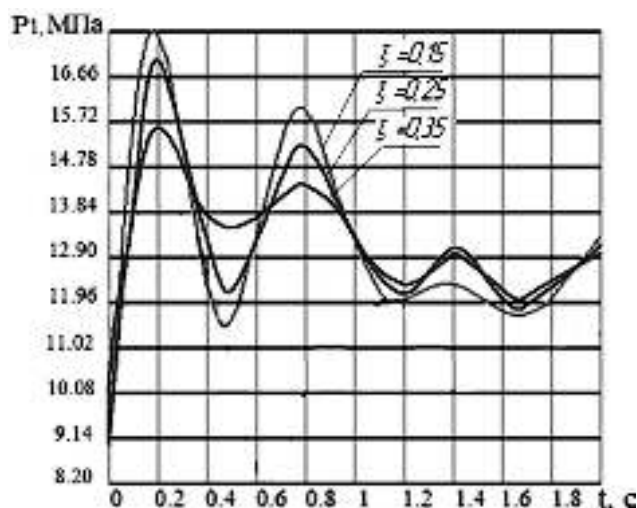


Рис. 4. Влияние коэффициента относительного демпфирования на максимальное значение давления в гидросистеме безредукторного гидропривода подъемной установки

Анализ полученных зависимостей свидетельствует о том, что при увеличении значения коэффициента относительного демпфирования (1) можно добиться значительного снижения динамических нагрузок на элементы подъемной установки, что в конечном итоге повлияет на увеличение производительности проходческого подъема [4].

Следовательно, изменением величины открытия дросселя DP (см. рис. 1) можно регулировать в значи-

тельных пределах коэффициент относительного демпфирования, что обеспечивает хорошие динамические и эксплуатационные характеристики передвижных проходческих подъемных установок с безредукторным гидравлическим приводом.

Улучшение динамических свойств передвижных проходческих подъемных установок с большой массой нагрузки на тяговый орган можно получить с помощью гибких обратных связей по динамическому давлению безредукторного гидравлического привода. Такой вид коррекции тождественен введению гибкой обратной связи по нагрузке, преодолеваемой гидродвигателем проходческого подъема.

Таким образом, дальнейшее совершенствование передвижных проходческих подъемных установок с безредукторным гидравлическим приводом неразрывно связано с разработкой методов динамического анализа и синтеза приводов, обеспечивающих минимизацию динамических нагрузок в проходческом подъеме.

Список литературы

1. Вагин В.С. Сравнительный анализ динамики передвижных проходческих подъемных установок с асинхронным редукторным и безредукторным гидравлическим приводом // Перспективы развития горно-транспортного оборудования: сб. статей. 2012. №ОВ 2. С. 63-67.
2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 1973. 260 с.
3. Вагин В.С., Курочкин А.И. Динамика одноконцевого проходческого подъема // Горный информ.-аналит. бюл. 2012. №9. С. 232-238.
4. Вагин В.С. Технико-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.

INFORMATION ABOUT THE PAPER IN ENGLISH

ALIGNMENT OF DYNAMIC LOADINGS MOBILE PASS ELEVATING INSTALLATIONS WITH UNREDUCER HIGH MOMENT A HYDRODRIVE

Vagin V.S., Kurochkin A.I.

Abstract. In article results of an estimation alignment properties unreducer high moment a hydrodrive mobile pass elevating installations are stated.

Improvement of technical and economic indicators of work mobile pass elevating installations probably in the area of increase in their productivity, decrease in their massiveness and increase in durability of traction bodies and of some knots and details of hoist engines. However the productivity increase, in turn, causes of increase in trailer loading at traction bodies that causes substantial growth of dynamic loadings in elastic elements in transitive operating modes of elevating installation.

One of ways of the decrease, constantly operating dynamic loadings of oscillatory character is application unreducer a hydraulic drive possessing alignment properties. But, nevertheless, hydrodrive possibilities at the big amplitudes of fluctuations of dynamic efforts are limited.

To increase alignment properties of a hydrodrive it is possible to carry out at the expense of increase in factor relative alignment, by introduction of flexible feedback on dynamic pressure. Correction on dynamic pressure operates quickly only in transitive modes and does not reduce power parameters of a hydrodrive, but allows to change amplitudes of dynamic efforts in set limits.

Keywords: pass elevating installation, unreducer a hydraulic drive, factor relative alignment.

References

1. Vagin V.S. Sravnitel'nyj analiz dinamiki peredviznyh prohodcheskih pod'emnyh ustanovok s asinhronnym reduktornym i bezreduktornym gidravlicheskim privodom. [The comparative analysis of dynamics mobile pass elevating installations with asynchronous reducer and unreducer a hydraulic drive]. *Perspektivy razvitiya gorno-transportnogo oborudovaniya*. [Prospects of development of the mining-transport equipment: collection of articles]. 2012, no.OV2, pp. 63-67.
2. Gamynin N.S. *Gidravlicheskiy privod sistem upravleniya*. [A hydraulic drive of control systems]. Moscow: Mechanical engineering, 1973. 260 p.
3. Vagin V.S., Kurochkin A.I. Dinamika odnokoncevogo prohodcheskogo pod'ema. [Dynamics one-trailer pass lifting]. *Gornyy informacionno-analiticheskiy. bulletin*. [Mining informational and analytical bulletin], 2012, no.9, pp. 232-238.
4. Vagin V.S. Tehniko-jekonomicheskaja jeffektivnost' primeneniya peredviznyh prohodcheskih pod'emnyh ustanovok s bezreduktornym gidravlicheskim privodom pri prohodke vertikal'nyh stvolov strojashhishja shaht. [Technical and economic efficiency of application mobile pass elevating installations with unreducer a hydraulic drive, at pass vertical trunks of under construction mines]. *Vestnik Magnitogorskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta im. G.I. Nosova*. [Vestnik Magnitogorsk state technical university named after G.I. Nosov], 2012. no.1, pp. 10-12.