

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ЛОКАЛЬНОГО ПРОГРЕВА ГИДРОДВИГАТЕЛЯ

Конеv В.В.¹, Карнаухов Н.Н.¹, Гуляев Б.А.¹, Бородин Д.М.¹, Карнаухов М.М.¹, Половников Е.В.¹

¹ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет», Тюмень, Россия (625000, г.Тюмень, ул. Мельникайте, 72), e-mail: konev@tsogu.ru

На основе анализа условий работы гидропривода определено, что при низких отрицательных температурах необходимы средства тепловой подготовки. Анализ средств и способов тепловой подготовки гидропривода показал, что с целью снижения износов в элементах гидропривода машин необходим локальный прогрев гидродвигателя, гидронасоса и аппаратуры регулирования. При этом прогрев должен быть автономным, энергосберегающим и недорогим в создании и эксплуатации. В соответствии с этим предложена схема разогрева гидроцилиндра. Для теоретического исследования процесса тепловой подготовки гидроцилиндра была разработана схема потоков тепла и массы теплоносителя в контрольном объеме системы тепловой подготовки гидроцилиндра и представлено математическое описание. Теплообмен между рабочей жидкостью и элементами гидропривода, а также оснащение гидроцилиндра дополнительной гидрوليнией с клапаном позволяет снизить перегрузки в начале работы гидропривода землеройных машин. Таким образом, повышается скорость предпусковой тепловой подготовки, обеспечивается надежный пуск гидропривода машин после стоянки в условиях низких отрицательных температур окружающего воздуха и не снижается наработка на отказ.

Ключевые слова: тепловая подготовка, гидропривод, локальный прогрев, гидродвигатель.

MATHEMATICAL MODELING OF THERMAL PROCESSES LOCAL HEATING HYDRAULIC MOTOR

Konev V.V.¹, Karnauhov N.N.¹, Gulyaev B.A.¹, Borodin D.M.¹, Karnauhov M.M.¹, Polovnikov E.V.¹

¹ "Tyumen State Oil and Gas University", Tyumen, Russia (625000, st. Melnikaite 72), e-mail: konev@tsogu.ru

Based on the analysis of the conditions of the hydraulic actuator is determined that at low temperatures below zero are necessary means of thermal preparation. Analysis of means and methods of preparation of thermal hydraulic drive showed that in order to reduce wear in the elements of the hydraulic drive machines need a local heating of the hydraulic motor, hydraulic pump and control equipment. In this case, the heating should be autonomous, energy-efficient and inexpensive to create and operate. In line with this, a scheme of heating cylinder. For a theoretical study of the thermal preparation of the hydraulic cylinder was developed flow diagram of heat and mass in the control volume coolant system thermal preparation of the hydraulic cylinder and its mathematical description. Heat transfer between the working fluid and the hydraulic drive elements, as well as additional hydraulic cylinder equipped with a valve to reduce congestion at the beginning of the hydraulic actuator earthmoving machinery. Thus, increasing the rate of pre-launch thermal training provided reliable start-hydraulic drive cars after parking in a low negative ambient temperatures and reduced mean time to failure.

Keywords: thermal preparation, hydraulic, local warming, hydraulic motor.

Строительно-дорожные машины (СДМ) широко используются при строительстве, эксплуатации различных сооружений жилищной инфраструктуры, топливно-энергетического комплекса и т.д. [2; 4]. Основная часть этой техники гидрофицирована и работы осуществляет при различных природно-климатических условиях. Для условий Западной Сибири и Крайнего Севера возникает проблема эксплуатации СДМ при низких отрицательных температурах. Для насосов около 50% неисправностей определяется падением их мощности ниже допустимой, до 25% неисправностей возникает вследствие негерметичности уплотнений, по большей части из-за температурных режимов. Неисправность гидроцилиндров возникает из-за негерметичности уплотнений (до 70%), заедание штока около 5%, трещины по образующей цилиндров, поломка штока от 5 до 10%. Разрушение рукавов, расслоение резины, разрыв

трубопроводов происходит вследствие нагрузок, возникающих в момент пуска гидропривода на холодной вязкой жидкости. Поэтому необходимы подходы по изменению теплового состояния машин [8-10].

Тепловая подготовка гидропривода связана со значительным расходом энергии как от внутренних, так и внешних источников тепла. Требование к снижению расхода энергии на тепловую подготовку гидропривода особенно актуально при автономном функционировании машин в условиях низких отрицательных температур вдали от баз механизации, где отсутствуют постоянные источники тепловой и электрической энергии, а также теплые помещения. Это объясняет большое разнообразие средств и способов тепловой подготовки гидропривода. Однако существующие средства тепловой подготовки гидропривода энергоемки, требуют много времени, не обеспечивают его оптимальный тепловой режим [1-3]. В СДМ система гидропривода имеет много разветвлений, элементы гидрооборудования разнесены по всей машине.

Разогрев рабочей жидкости осуществляется как от внешних источников тепла, так и прямым дросселированием. Дросселирование заключается в перекачивании рабочей жидкости из гидробака по напорному трубопроводу через насос, дроссель или другое гидравлическое сопротивление обратно в гидробак. При этом способе разогрева тепло от трения подвижных частей вышеуказанных элементов гидропривода передается рабочей жидкости - маслу. Однако при таком способе разогрева рабочей жидкости происходит повышенный износ подвижных частей насоса, дросселя, а также трубопроводов. В начале работы гидропривод работает под большими нагрузками. Кроме того, разогретая рабочая жидкость из гидробака при направлении ее к элементам гидропривода, не участвующих в дросселировании, быстро остывает, что снижает эффективность разогрева.

В работе [3] рассматривается система утилизации тепла отработавших газов двигателя внутреннего сгорания машины. В гидробак этой системы встроены теплообменник. Горячие газы, проходя через него, нагревают его стенки, которые в свою очередь передают тепло рабочей жидкости, находящейся в гидробаке. Недостатком такой системы является отсутствие прогрева гидродвигателя (гидроцилиндра).

Практически все системы тепловой подготовки гидропривода, ранее предложенные, осуществляют подогрев рабочей жидкости, которая находится в гидробаке и гидрролинии, движущейся по малому кругу [1-3]. При этом гидродвигатель остается не прогретым, и рабочая жидкость, которая находится в нем, загущена, что значительно затрудняет начало движения подвижных элементов в местах уплотнения. Необходимо уменьшить степень нагрузки в момент первого пуска гидродвигателя, что позволит снизить интенсивность износа и продлить срок службы элементов гидропривода.

Из выше изложенного следует, что для тепловой подготовки элементов гидропривода машин необходимы автономные средства тепловой подготовки, при этом целесообразен локальный прогрев [5-7].

Для разогрева гидроцилиндра авторами исследуется прогрев гидродвигателя за счет совмещения полостей [5; 6].

Для сокращения затрат ресурсов на тепловую подготовку гидропривода машин, работающих в полевых условиях при низких отрицательных температурах, авторами исследуется локальный прогрев гидрооборудования. Это оправдано для гидрооборудования, расположенного на периферии. Исследуется гидроцилиндр с дополнительной гидролинией (рис. 1). Штоковая и бесштоковая полости гидроцилиндра посредством отводов соединены дополнительной гидролинией через клапан или электромагнитный клапан [5]. Клапан служит для совмещения полостей гидроцилиндра при прогреве и их разделения при нормальной работе гидроцилиндра. Прогрев гидроцилиндра осуществляется следующим образом: движение разогретой в гидробаке рабочей жидкости из одной полости в другую по дополнительной гидролинии, соединяющей штоковую и бесштоковую полости гидроцилиндра, обеспечивает теплообмен с корпусом, штоком, поршнем гидроцилиндра. Открытый клапан дополнительной гидролинии позволяет разогретой рабочей жидкости свободно перетекать по полостям гидроцилиндра. После завершения цикла разогрева гидроцилиндра клапан закрывается, тем самым прекращая движение рабочей жидкости по обводному трубопроводу. При закрытом клапане рабочая жидкость действует на поршень, перемещая его в корпусе гидроцилиндра. Этим задается рабочий режим гидроцилиндра.

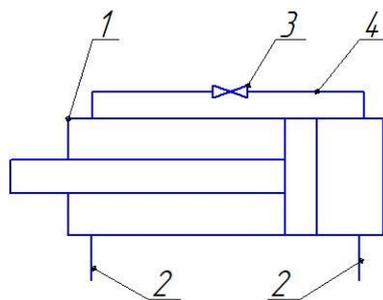


Рис. 1 Модернизированный гидроцилиндр:

1 – гидроцилиндр; 2 - трубопроводы; 3 – клапан; 4 - дополнительная гидролиния.

Проведем математическое описание системы тепловой подготовки гидроцилиндров с дополнительной линией (встроенным клапаном). Для математического описания воспользуемся методикой [1]. Учитывая то, что в дополнительной гидролинии гидроцилиндра процессы протекают быстро, соответственно тепловыми потерями можно пренебречь и рассматривать тепловые процессы, проходящие в гидроцилиндре.

В соответствии с одним из основных законов механики жидкости и газа – уравнением теплового баланса, движущейся среды (теплоносителя): полная производная по времени от внутренней энергии U , выделенной массой движущейся среды, равна сумме тепловой мощности Q , подведенной или отведенной от теплоносителя и мощности внутренних вязких сил $N_{\text{вн}}$:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho v dV' = Q + N_{\text{вн}}, \quad (1)$$

где V – контрольный объем, занятый теплоносителем, м³. Для несжимаемой жидкости (рабочей жидкости-теплоносителя) $\rho = \text{const}$; $U = cT + U_0$, где c – удельная теплоемкость, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $T = T_a(x, t)$ – температура теплоносителя, изменяющаяся по объему и времени в системе прогрева гидроцилиндра; U_0 – удельная внутренняя энергия теплоносителя при температуре T_0 , $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$. Величиной $N_{\text{вн}}$ обычно можно пренебречь.

Полная производная в уравнении (1) заменяется суммой частной производной

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho v dV' = U_{\text{ак}}, \quad (2)$$

представляющей собой внутреннюю энергию, подведенную к гидроцилиндру за единицу времени и потоком внутренней энергии теплоносителя через сечение входа S_1 и выхода S_2 из гидроцилиндра, сечение S' отбора с расходом G' и температурой T' и сечение S'' подвода расхода G'' с температурой T''

$$-G_1 c T_1 + G_2 c T_2 + G' c T' - G'' c T'' = U_S. \quad (3)$$

Тогда уравнение баланса тепла в любой из ветвей движения теплоносителя (или в единственной ветви) в гидроцилиндре запишется в виде:

$$Q = U_{\text{ак}} + U_S. \quad (4)$$

Из уравнения (4) с учетом (2) и (3) получаем

$$Q = cm \frac{\Delta T}{\Delta t} - G_1 c T_1 + G_2 c T_2 + G' c T' - G'' c T'', \quad (5)$$

где ΔT – изменение средней по объему температуры теплоносителя за время Δt .

Тепловым потоком вследствие теплопроводности теплоносителя вдоль нормали в сечениях входа и выхода из системы тепловой подготовки гидроцилиндра обычно можно пренебречь. В этом случае $Q = Q_{\text{ац}}$ – тепловая мощность, отведенная и подведенная к теплоносителю, Вт, которая расходуется на изменение температуры металла гидроцилиндра и на теплообмен с окружающей средой:

$$Q_{\text{ац}} = Q_{\text{ц}} + Q_{\text{в}}, \quad (6)$$

где

$$Q_u = \frac{\Delta T_u}{\Delta t} c_u m_u, \quad (7)$$

тепловая мощность, аккумулируемая в гидроцилиндре или отбираемая от гидроцилиндра;
 m_u – масса гидроцилиндра, кг; ΔT_u – изменение температуры гидроцилиндра за время Δt ,

$$Q_e = \alpha_e F_u (T_u - T_e), \quad (8)$$

где $Q_e = Q_n$ – теплотери от гидроцилиндра в окружающую среду при подготовке к работе; α_e – коэффициент теплоотдачи от гидроцилиндра в окружающую среду, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; F_u – площадь поверхности гидроцилиндра, через которую происходит теплоотдача в окружающую среду за счет конвекции и излучения.

Тепловая мощность, передаваемая от теплоносителя к гидроцилинду, определяется уравнением теплоотдачи

$$Q_{au} = \alpha_a F_a (T_a - T_u). \quad (9)$$

Схема потоков массы и тепла теплоносителя в контрольном объеме (V) гидроцилиндра представлена на рис. 2.

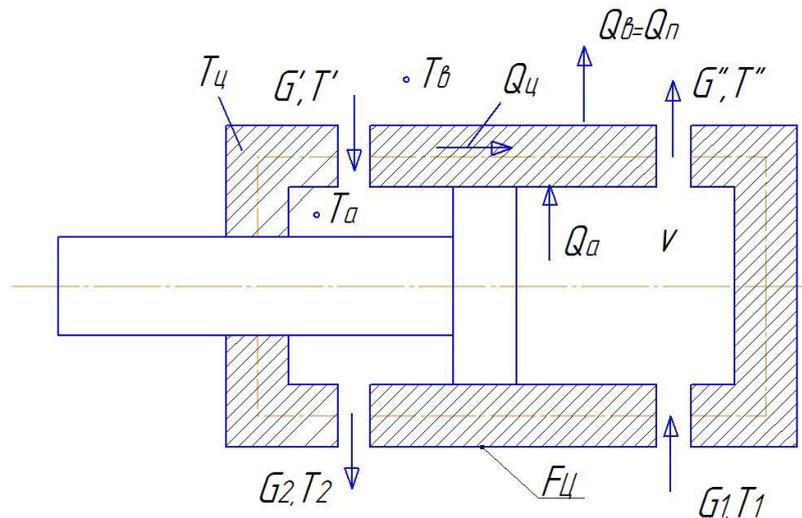


Рис. 2. Схема потоков тепла и массы теплоносителя в контрольном объеме (V) системы тепловой подготовки гидроцилиндра.

Таким образом, нестационарные процессы в теплоносителе системы тепловой подготовки и в гидроцилиндре приближенно описываются двумя дифференциальными уравнениями для осредненных температур теплоносителя T_a и гидроцилиндра T_u , а также уравнением баланса расходов теплоносителя в сечениях S_1 , S' , S'' , S_2 :

$$c_a m_a \frac{\Delta T_a}{\Delta t} = G_1 c_a T_1 - c_2 c_a T_2 - G' c_a T' + G'' c_a T'' - Q_{au}, \quad (10)$$

$$c_u m_u \frac{\Delta T_u}{\Delta t} = Q_{au} - Q_e,$$

$$G_2 = G_1 - G' + G'',$$

где $Q_{au} = -Q_{ua}$ – тепловая мощность, подведенная ($Q_{au} > 0$) от теплоносителя к гидроцилиндру при нагреве гидроцилиндра теплоносителем, $Q_e = Q_n$.

Для системы уравнений (10) начальные условия записываются в виде:

$$t = t_0, T_a = T_{a0}, T_u = T_{u0}. \quad (11)$$

Граничные условия задаются для температуры теплоносителя в сечении S_1 :

$$T_1 = T_{10}(t). \quad (12)$$

В уравнении (10) на каждом временном шаге от $t_1 = t^{(n)}$ до $t_2 = t_1 + \Delta t = t^{(n+1)}$ считаются известными расходы G_1, G', G'' , а также параметры c_a, m_a, c_u и m_u .

При этом тепловые мощности Q_{au} и Q_e могут определяться из соотношений (8) и (9) при известных параметрах теплоотдачи от теплоносителя к гидроцилиндру $A_u = \alpha_a F_a$ и от гидроцилиндра в окружающую среду $A_e = \alpha_e F_e$; $Q_{au} = A_u(T_a - T_u)$; $Q_e = A_e(T_u - T_e)$.

Система уравнений (10) решается стандартными методами, например методом Рунге-Кутты. В результате определяется изменение температур теплоносителя и гидроцилиндра во времени $T_u = T_u(t)$, $T_2 = T_2(t)$, что и является целью изучения процесса тепловой подготовки гидроцилиндра к запуску.

Теплообмен между рабочей жидкостью и элементами гидропривода, а также оснащение гидроцилиндра дополнительной гидролинией с клапаном позволяет снизить перегрузки в начале работы гидропривода СДМ. Таким образом, повышается скорость предпусковой тепловой подготовки, обеспечивается надежный пуск гидропривода СДМ после стоянки в условиях низких отрицательных температур окружающего воздуха и не снижается наработка на отказ.

Список литературы

1. Вашуркин И.О. Тепловая подготовка строительных машин в условиях сурового климата. - СПб. : Наука, 2005. - 238 с.; 73 ил.
2. Каверзин С.В. Работоспособность гидравлического привода при низких температурах. – Красноярск : Изд-во Красноярского университета, 1986. - 144 с.
3. Карнаухов Н.Н. Приспособление строительных машин к условиям Российского Севера и Сибири. - М. : Недра, 1994. - 351 с.; ил. 126.
4. Мерданов Ш.М. Механизированные комплексы для строительства временных зимних

дорог. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2013. – 196 с.

5. Система предпусковой тепловой подготовки ДВС и гидропривода : пат. 2258153 Рос. Федерация, МПК7 F02N 17/06 / Карнаухов Н.Н., Конев В.В., Разуваев А.А., Юринов Ю.В.; заявитель и патентообладатель ТюмГНГУ. - № 2004104477/06; заявл. 16.02.2004; опубл. 10.08.2005, Бюл. № 22.
6. Гидроцилиндр : пат. 2351810 Рос. Федерация, МПК F15B 21/04 / Конев В.В., Райшев Д.В., Куруч С.В.; заявитель и патентообладатель ТюмГНГУ. - № 2007142644/06; заявл. 19.11.2007; опубл. 10.04.2009, Бюл. № 10.
7. Гидродвигатель : пат. 94649 Рос. Федерация, МПК F15B 21/04 / Конев В.В., Куруч С.В.; заявитель и патентообладатель ТюмГНГУ. - № 2008140577/22; заявл. 13.10.2008; опубл. 27.05.2010, Бюл. № 15.
8. Мерданов Ш.М. и др. Исследование и разработка системы тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин / Ш.М. Мерданов, Ю.Я. Якубовский, В.В. Конев, М.М. Карнаухов // Строительные и дорожные машины. - 2013. - № 1. - С. 27-29.
9. Sh. Merdanov, V. Konev, S. Sozonov Experimental research planning heat training hydraulic motors: SCIENTIFIC ENQUIRY IN THE CONTEMPORARY, WORLD: THEORETICAL BASICS AND INNOVATIVE APPROACH, Vol. 5. - Technical Sciences. Research articles, B&M Publishing (San Francisco, California, USA) 2014. – p.113-117.
10. V. Konev, Sh. Merdanov, M. Karnaukhov & D. Borodin Thermal preparation of the trailbuilder fluid drive / Energy Production and Management in the 21st Century - The Quest for Sustainable Energy, 2014, Vol. 1 - Southampton. WIT Press, 2014. - p. 697-706.

Рецензенты:

Якубовский Ю.Е., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Прикладная механика» ТюмГНГУ
ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет», г.Тюмень.

Карнаухов В.Н., д.т.н., профессор кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта»
ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет», г. Тюмень.