

УДК 621.87

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОПРОГРЕВА ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Конев В.В., Созонов С.В., Бородин Д.М., Райшев Д.В., Карнаухов М.М.

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

Большинство отказов гидросистем строительного-дорожного машин, эксплуатируемых на Севере, связано с влиянием низких отрицательных температур (в следствие с изменением посадок в подвижных элементах увеличивается трение, повышается вязкость рабочей жидкости). Поэтому возникает необходимость применения машин исполнения «ХЛ», рабочих жидкостей для использования в зимний период и средств предпусковой тепловой подготовки гидропривода. В существующих системах тепловой подготовки гидропривода гидродвигатели остаются не прогретыми. Необходимо уменьшить степень нагрузки в момент первого пуска гидродвигателя, что позволит снизить интенсивность износа и продлить срок службы элементов гидропривода. С целью исследования работы элементов гидропривода в условиях низких температур в Тюменском государственном нефтегазовом университете на кафедре «Транспортные и технологические системы» проведены теоретические исследования электропрогрева гидродвигателя. Получены рекомендации для проектирования нагревательных устройств гидрооборудования строительного-дорожного машин.

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

## METHOD OF CALCULATION OF THE ELECTRIC HEATING OF HYDRAULIC MOTORS

Konev V.V., Sozonov S.V., Borodin D.M., Raishev D.V., Karnauhov M.M.

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

Most failures of hydraulic systems of construction and road machines operated in the North, due to the influence of low freezing temperatures (in consequence of the change from plantations in moving elements increases friction, increases the viscosity of the working fluid). Therefore there is a need for a machine northern execution, working fluids for use in winter and pre-launch thermal means preparing the hydraulic drive. In existing systems, the thermal preparation of hydraulic drive hydraulic motors are not warmed up. It is necessary to reduce the degree of stress at the time of the first start-up of hydraulic, which will reduce the wear and extend the life of the hydraulic drive elements. In order to study the work of elements of hydraulic drive at low temperatures in the Tyumen State Oil and Gas University in the department of "transport and technological systems" theoretical research electrowarming hydraulic motor. Prepared recommendations for the design of heating devices hydraulic road construction machinery.

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

На северных территориях России эксплуатируется большой парк строительного-дорожного машин (СДМ), основная часть которых гидрофицирована. Когда температура внешней среды отпускается ниже минус 30<sup>0</sup>С, гидросистема работает в тяжёлых условиях (изменяются посадки в сопрягаемых деталях, повышается вязкость рабочей жидкости), вследствие чего происходит большое количество отказов [1, 3, 4].

В ранее проведенных исследованиях указывается, что эксплуатационные испытания рабочей жидкости ВМГЗ, проведенные на экскаваторах, кранах и других машинах в Норильске при температуре воздуха до минус 53 °С, подтвердили высокие эксплуатационные свойства [1]. Запуск машин осуществлялся без предварительного подогрева масла в гидросистеме. Однако изменение режима работы гидропривода оказывает значительное влияние на безотказность его работы. Например, при увеличении рабочего

давления от 10,0 МПа до 17,5 МПа безотказность снижалась примерно в 5 раз, а уменьшение рабочего давления до 7,0 МПа приводило к уменьшению числа отказов в 3,5÷4 раза. Около 70 % отказов приходится на гидропривод вследствие износа «холодных» уплотнительных элементов гидродвигателей и образования конденсата в рабочей жидкости. Поэтому для обеспечения теплового состояния гидросистемы необходимо использовать средства предпусковой тепловой подготовки [3, 4]. Конев,

Разогрев рабочей жидкости осуществляется как от внешних источников тепла, так и прямым дросселированием [3]. 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. Однако при таком способе разогрева рабочей жидкости происходит повышенный износ подвижных частей насоса, дросселя, а также трубопроводов. Кроме того, разогретая рабочая жидкость из гидробака при направлении ее к элементам гидропривода, не участвующих в дросселировании, быстро остывает, что снижает эффективность разогрева.

Практически все системы тепловой подготовки гидропривода, предложенные ранее, осуществляют разогрев рабочей жидкости в гидробаке. При этом гидродвигатели остаются не прогретыми и масло, которое находится в нем загущено. Это значительно затрудняет срыв с места подвижных элементов в местах уплотнения. Следовательно, необходимо уменьшить степень нагрузки в момент первого пуска гидродвигателя, что позволит снизить интенсивность износа и продлить срок службы элементов гидропривода.

Анализ средств и способов тепловой подготовки гидропривода машин показал, что с целью снижения износов в гидроприводе машин необходим локальный прогрев элементов гидропривода (гидродвигателей, гидронасосов и аппаратуры регулирования). При этом прогрев должен быть автономным, энергосберегающим и недорогим в создании и эксплуатации [4, 6].

Исследования процессов тепловой подготовки гидропривода СДМ проводятся на гидроцилиндре с электропрогревом. Передача тепла происходит от нагревательного элемента к корпусу гидродвигателя. От корпуса гидроцилиндра происходит передача тепла к рабочей жидкости, заполняющей его полости (рис. 1), [5].

Процесс теплопередачи включает перенос теплоты от нагревательного элемента к стенке теплоотдачей, затем теплопроводностью через стенку к рабочей жидкости, находящейся в гидроцилиндре.

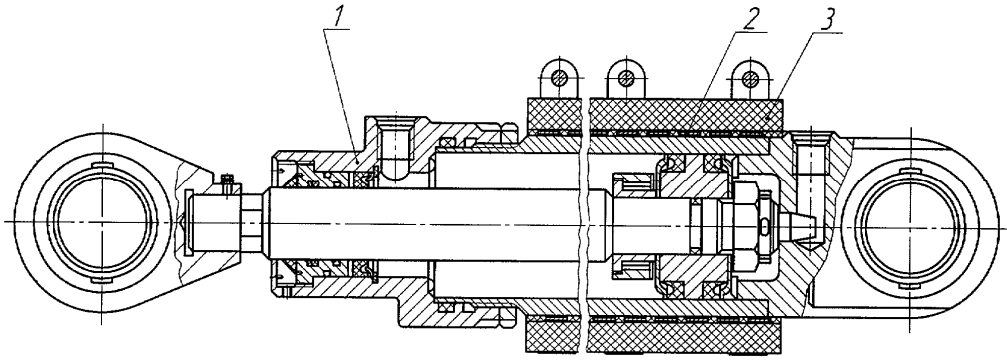


Рис. 1 Гидроцилиндр с электропрогревом

1 - корпус, 2 - нагревательный элемент, 3 – теплоизоляция

Количество передаваемой теплоты при этом определяется основным уравнением теплопередачи [2]:

$$\text{- для стационарного режима: } Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (1)$$

$$\text{- для нестационарного режима: } Q' = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \cdot \tau, \quad (2)$$

где  $Q$  ( $Q'$ ) – тепловой поток (количество теплоты), переданное в процессе теплопередачи, Вт (Дж);  $F$  – поверхность теплообмена,  $m^2$ ;  $\Delta t_{CP}$  – движущая сила процесса теплопередачи,  $^{\circ}C$ ;  $\tau$  – время, с;  $K$  – коэффициент теплопередачи,  $Вт/м^{\circ}C$ .

Рассмотрим модель гидроцилиндра как однородную трубу (рис. 2) с теплопроводностью  $\lambda$  (для стали  $46,5 \text{ Вт/м}^{\circ}C$ ), внутренний диаметр  $d_1$ , наружный диаметр  $d_2$ , длина прогреваемой части цилиндра  $L$ . Внутри трубы находится холодная среда (рабочая жидкость) с температурой  $t_m$ , а снаружи горячая среда (нагревательный элемент) с температурой  $t_k$ ,  $ql$  – тепловой поток  $Вт/м^2$ .

Количество теплоты, переданной от горячей среды к внешней стенке трубы по закону Ньютона-Рихмана имеет вид, Дж:

$$Q = \pi \cdot d_2 \cdot a_1 \cdot L \cdot (t_k - t_1), \quad (3)$$

где  $a_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячей среды с температурой  $t_k$  к поверхности стенки с температурой  $t_1$ .

Количество теплоты, переданное через стенку трубы  $Q$ , Дж определяется по уравнению:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L \cdot (t_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}. \quad (4)$$

Тепловой поток от второй поверхности стенки трубы к холодной среде определяется по формуле:

$$Q = \pi \cdot d_1 \cdot a_2 \cdot L \cdot (t_1 - t_m), \quad (5)$$

где  $a_2$  – коэффициент теплоотдачи от второй поверхности стенки к холодной среде с температурой  $t_m$ .

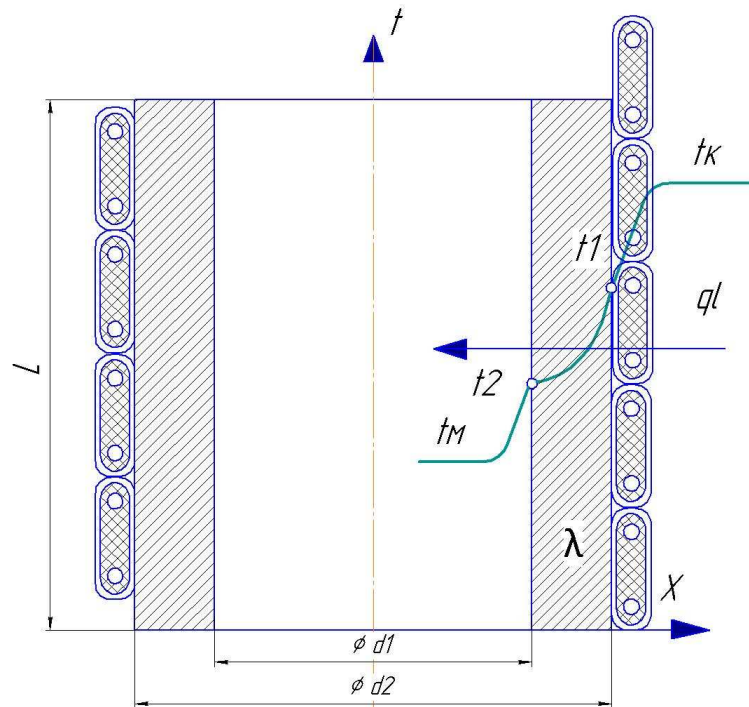


Рис. 2. Схема теплопередачи между нагревательным кабелем и рабочей жидкости через стальную цилиндрическую стенку

Из формул (3-5), получаем:

$$Q = \pi \cdot L \cdot (t_k - t_m) \cdot K, \quad (6)$$

где  $K = \frac{1}{\frac{1}{a_1 \cdot d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot \ln(\frac{d_2}{d_1})} + \frac{1}{a_2 \cdot d_1}}$  – коэффициент теплопередачи;

$\frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot \ln(\frac{d_2}{d_1})}$  – термическое сопротивление стенки;  $\frac{1}{a_1 \cdot d_2}$ ,  $\frac{1}{a_2 \cdot d_1}$  – термические

сопротивления теплоотдачи поверхностей стенки.

Коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  характеризуют интенсивность конвективного теплообмена и численно равны тепловому потоку, проходящему через единицу площади теплоотдающей поверхности при разности температур между поверхностью и средой в один градус, измеряются в  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ .

Для нагревательного элемента его можно найти исходя из мощности тепловыделения гарантированного производителем:

$$\frac{P_l}{1 \cdot b} = \frac{a_1}{1} \Rightarrow a_1 = \frac{P_l}{b} \quad (7)$$

где  $P_l$  - линейная мощность тепловыделения 1 метра кабеля при различной температуре, Вт/м;  $b$  – толщина нагревательного кабеля, м.

Определим количество теплоты, передаваемой от нагревательного элемента (для саморегулирующегося кабеля 95ВТХ) к рабочей жидкости в гидроцилиндре.

Коэффициент теплоотдачи от горячей среды к поверхности стенки определяется как [2]:

$$a_1 = \frac{1}{b} \cdot (-0,389 \cdot T_y + 100) , \quad (8)$$

где  $T_y$  - температура участка гидроцилиндра.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей жидкости  $a_2$  определяется по формуле:

$$Nu = \frac{a_2 \cdot L}{\lambda} \Rightarrow a_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{L} , \quad (9)$$

где  $Nu$  – безразмерный критерий подобия Нуссельта;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности (для рабочей жидкости ВМГЗ  $\lambda = 0,144$ , Вт/(м град));  $L$  – определяющий геометрический размер, м.

Критерий Нуссельта в зависимости от состояния и характера движения сред определяется по различным критериальным уравнениям. Теплоотдача при свободной конвекции около вертикальных пластин и вертикальных труб при плотности теплового потока определяется так:

$$\overline{Nu}_m = C \cdot Ra_m^n , \quad (10)$$

где  $Ra_m = Gr_m \cdot Pr_m$ , значение коэффициентов  $C$  и  $n$  определяется в зависимости от режима течения жидкости.

Исходя из вышеизложенного, коэффициент теплоотдачи от стенки к рабочей жидкости определяется:

$$a_2 = 0,54 \cdot \frac{\lambda_m}{L} (Gr_m \cdot Pr_m)^{0,25} , \quad (11)$$

где  $Gr_m$  - критерий Грасгофа, определяющий процесс теплообмена при свободном движении в поле гравитации и являющийся мерой соотношения архимедовой (подъёмной) силы, вызванной неравномерным распределением плотности в неоднородном поле температур, и силами межмолекулярного трения. Критерий рассчитывается так:

$$Gr_m = \frac{g \cdot L^3 \cdot \beta \cdot (t_c - t_0)}{\nu^2}, \quad (12)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, принимаемый равным  $9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $L$  – определяющий линейный размер поверхности теплообмена, м;  $\beta$  – температурный коэффициент объёмного расширения теплоносителя для масла ВМГЗ –  $0,00069$  [1];  $\nu$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости ВМГЗ;  $(t_c - t_0)$  – разность температур между поверхностью теплообмена и теплоносителя  $^{\circ}\text{C}$ ;  $Pr_m$  – критерий Прандтля, учитывает влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу:

$$Pr_m = \frac{\nu \cdot C_p \cdot \rho}{\lambda_m}, \quad (13)$$

где  $C_p$  – удельная теплоёмкость рабочей жидкости;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости.

При определении теплового состояния экспериментального гидроцилиндра (наружный диаметр:  $d_2 = 0,06 \text{ м}$ , внутренний диаметр:  $d_1 = 0,05 \text{ м}$ , обогреваемая длина гидроцилиндра:  $L = 0,3 \text{ м}$ ) получены следующие результаты:

1. Разность температур между кабелем и гидроцилиндром, исходя из поддерживаемой кабелем 95ВТХ температуры (для  $-40^{\circ}\text{C} : 220^{\circ}\text{C}$ ; для  $-20^{\circ}\text{C} : 200^{\circ}\text{C}$ ; для  $0^{\circ}\text{C} : 180^{\circ}\text{C}$ ).

2. Расчетные значения теплового потока  $Q$ :

$$\text{при } -40^{\circ}\text{C} : Q = \pi \cdot L \cdot (t_k - t_m) \cdot K = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 220 \cdot 0,203 = 42,07 \text{ Дж},$$

$$\text{при } -20^{\circ}\text{C} : Q = \pi \cdot L \cdot (t_k - t_m) \cdot K = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 200 \cdot 0,248 = 46,72 \text{ Дж},$$

$$\text{при } 0^{\circ}\text{C} : Q = \pi \cdot L \cdot (t_k - t_m) \cdot K = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 180 \cdot 0,274 = 46,45 \text{ Дж}.$$

Количество теплоты, передаваемой от нагревательного элемента к рабочей жидкости, представлен на диаграмме (рис. 3). Количество теплоты в интервале температур от минус  $40^{\circ}\text{C}$  до  $0^{\circ}\text{C}$  изменяется в пределах 10 %. Примем тепловой поток равным 47 Дж. Процесс теплопередачи от нагревательного кабеля к рабочей жидкости при прогреве является нестационарным. Примем время прогрева  $\tau = 15$  мин. (900 сек.) и коэффициент теплопередачи  $K = 0,248$ .

Тогда количество теплоты, переданное рабочей жидкости, за время  $\tau$  определяется:

$$Q' = \pi \cdot L \cdot (t_k - t_m) \cdot K \cdot \tau = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 220 \cdot 0,248 \cdot 900 = 46255,97 \text{ Дж}$$

При работе гидропривода СДМ, как правило, используется несколько гидродвигателей, которые перед работой необходимо прогреть. При включении всех нагревательных

элементов, установленных на гидродвигателях, потребляемая электрическая мощность увеличится, поэтому целесообразно устройство плавного пуска нагревательных элементов.

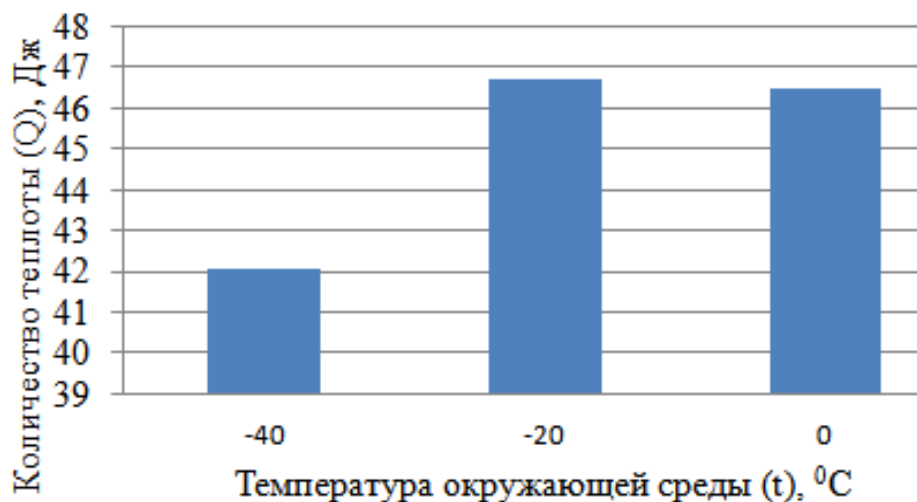


Рис. 3. Диаграмма количества теплоты,

передаваемого от нагревательного элемента к рабочей жидкости

В ходе проведения исследований выявлено, что при эксплуатации СДМ в условиях отрицательных температур необходимо проводить локальный прогрев гидропривода с использованием электронагревателей. При этом следует, что плотность теплового потока от кабеля к стенке и от стенки к рабочей жидкости зависит от учета факторов: вязкости и плотности жидкости, мощности тепловыделения масла, коэффициентов теплопроводности и теплоемкости, которые в свою очередь изменяются в зависимости от температуры. С целью снижения времени тепловой подготовки, необходимо увеличить скорость теплообмена от нагревательного элемента к гидродвигателю. Таким образом, обеспечивается надежный пуск гидропривода СДМ после стоянки в условиях низких отрицательных температур окружающего воздуха и не снижается наработка на отказ.

### Список литературы

1. Васильченко В. Надежный гидропривод зимой [Электронный ресурс]. // Основные Средства – 2008 - № 12 URL: [http://www.os1.ru/article/service/2008\\_12\\_A\\_2009\\_05\\_28-14\\_52\\_42](http://www.os1.ru/article/service/2008_12_A_2009_05_28-14_52_42) (дата обращения 5.02.14).
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: учебник 4-е изд. - М.: Энергоиздат, 1981. - 416 с.
3. Конев В.В., Карнаухов Н.Н., Гуляев Б.А., Бородин Д.М., Карнаухов М.М., Половников Е.В. Математическое моделирование тепловых процессов локального прогрева

гидродвигателя // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 5; URL: [www.science-education.ru/119-15076](http://www.science-education.ru/119-15076) (дата обращения: 28.10.2014).

4. Мерданов Ш.М. и др. Исследование и разработка системы тепловой подготовки гидропривода строительно-дорожных машин [Текст] / Ш.М. Мерданов, Ю.Я. Якубовский, В.В. Конев, М.М. Карнаухов //Строительные и дорожные машины. - 2013 - № 1. С. 27-29.

5. Пат. 94649 Рос. Федерация, МПК F15B 21/04. Гидродвигатель [Текст] / Конев В.В., Куруч С.В.; заявитель и патентообладатель ТюмГНГУ. - № 2008140577/22; заявл. 13.10.2008; опубл. 27.05.2010, Бюл. № 15.

6. V. Konev, Sh. Merdanov, M. Karnaukhov & D. Borodin Thermal preparation of the trailbuilder fluid drive [Текст]/ 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.