

К оценке эффективности охлаждения элементов гидропривода с устройством орошения

А.М. Альмохаммад^а, Е.А. Сорокин^б, Н.П.Куликова^с

Сибирский федеральный университет, ул. Киренского 26а, Красноярск, Россия

^аmr.omar10@mail.ru, ^бesorokin@sfu-kras.ru, ^сanta_nastyia@mail.ru

Статья поступила 20.09.2017, принята 9.10.2017

Предложена конструкция теплообменного устройства, состоящая из верхнего и нижнего коллекторов, соединенных между собой теплообменными трубками, и вентилятора, работающего в автоматическом режиме. Для более эффективной теплоотдачи устройство оснащено дополнительной системой наружного водяного орошения. Для оценки влияния конструктивных параметров теплообменника на интенсивность охлаждения рабочей жидкости сформирована математическая модель, в структуре которой учтена теплоотдача на внутренней поверхности трубы, а также от рабочей жидкости к стенке, от пучков оребренных труб при обдуве и наружной поверхности оребренной трубы за счет орошения. Параметры гидропривода рассматриваются как сосредоточенные, а численные характеристики параметров — как усредненные по пространственным координатам. Показано, что при орошении теплообменной поверхности водой температура охлаждаемой жидкости на выходе из теплообменника снижается на 10–20 °С по сравнению с «сухим» способом.

Ключевые слова: гидропривод; охлаждение рабочей жидкости; теплообменник; орошение.

To estimation of elements cooling efficiency in a hydraulic drive with an irrigation device

A.M. Almohammad^a, E.A. Sorokin^b, N.P. Kulikova^c

Siberian Federal University; 26a, Kirensky St., Krasnoyarsk, Russia

^amr.omar10@mail.ru, ^besorokin@sfu-kras.ru, ^canta_nastyia@mail.ru

Received 20.09.2017, accepted 9.10.2017

The construction of a heat exchanger consisting of upper and lower collectors, interconnected by heat exchange tubes, and a fan operating in an automatic mode, is proposed. For more efficient heat dissipation the device is equipped with an additional system of external water irrigation. To assess the effect of the structural parameters of the heat exchanger on the cooling fluid cooling intensity, a mathematical model is formed. The structure of the mathematical model takes into account the heat transfer on the inner surface of the tube, the heat transfer from the working fluid to the wall, the heat transfer from bundles of finned tubes during blowing, and heat transfer on the outer surface of the finned tube due to irrigation. Hydraulic drive parameters are considered to be concentrated, and numerical characteristics of the parameters - as averaged over spatial coordinates. It is shown that when the heat exchange surface is irrigated with water, the temperature of the cooled liquid at the outlet from the heat exchanger is reduced by 10-20 °C in comparison with the "dry" method.

Keywords: hydraulic drive, cooling of working fluid, heat exchanger, irrigation.

Введение

Перегрев рабочей жидкости гидрофицированных машин в условиях высоких температур и интенсивной эксплуатации приводит к снижению вязкости, возрастанию объемных потерь привода и снижению его объемного КПД. Кроме того, наблюдается интенсивный износ пар трения вследствие снижения смазывающей способности рабочей жидкости. Встроенные системы охлаждения не всегда могут обеспечить рациональный температурный режим [1, 2, 3, 4, 5].

Общие положения. Постановка задачи. На основе анализа методов и средств интенсивного отвода тепла от основных элементов гидропривода предложены схема конструкции теплообменного устройства и математическая модель, определяющая распределение основных тепловых потоков [6,7]. Дополнительные трубки калорифера обеспечивают более интенсивный отвод

тепла и, в конечном счете, более эффективную работу теплообменника, направленную на рационализацию температурного режима гидравлического привода в целом и повышение эффективности его работы при эксплуатации в условиях высоких температур [8].

Построение математической модели. В основу модели оценки температуры рабочей жидкости $T_{ж}$ в функции времени (τ) и конструктивных параметров гидропривода положена формула [9]:

$$T_{ж} = \frac{(Q_{гп} + Q_m)}{(K_{гп} \cdot F_{гп})} \cdot \left(1 - \frac{1}{\exp((\tau K_{гп} F_{гп}) / (m_{гп} C_{гп}))} \right) + T_0, \quad (1)$$

где $C_{гп}$ — средняя удельная теплоемкость материалов, гидрооборудования и рабочей жидкости; $Q_{гп}$ — тепловой поток, выделяемый гидроприводом; Q_m — тепловой

поток, выделяемый теплообменным устройством; T_0 — температура окружающей среды; $K_{\text{ГП}}$ — коэффициент теплопередачи; $F_{\text{ГП}}$ — площадь теплоотдачи; $m_{\text{ГП}}$ — масса гидропривода и рабочей жидкости.

Для условий регулирования температуры привода с теплообменным устройством зависимость для определения $T_{\text{ж}}$ должна быть скорректирована. При этом необходимо учесть теплоотдачу на внутренней поверхности трубы, от рабочей жидкости к стенке, теплоотдачу от пучков оребренных труб при обдуве, а также на наружной поверхности оребренной трубы за счет орошения.

Коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности трубы теплообменника определяется на основе числа Нуссельта при ламинарном режиме течения жидкости в трубах [9, 10, 11, 12]:

$$Nu_2 = 1,55 \cdot \left(Pe_2 \cdot \frac{D1_2}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_c}{\mu_{\text{ж}}} \right)^{-0,14} \quad (2)$$

Коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к стенке теплообменника при ламинарном режиме течения жидкости в трубах:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D1_2} \quad (3)$$

Число Пекле при ламинарном течении жидкости в трубах:

$$Pe_r = \frac{V \cdot D1_r}{a_{\text{ж}}} \quad (4)$$

Число Нуссельта при орошении пучков оребренных труб:

$$Nu_{\partial} = 0,105 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \left(\frac{D2_z}{s} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{s} \right)^{-0,14} \cdot Re_{\text{ж},s}^{0,72} \quad (5)$$

Коэффициент теплоотдачи от пучков оребренных труб при обдуве теплообменника:

$$\alpha_{21} = \frac{Nu_{\partial} \cdot \lambda_B}{D2} \quad (6)$$

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности оребренной трубы за счет орошения [11, 13, 14, 15]:

$$\alpha_{22} = \frac{q_l}{\pi \cdot (t_c - t_{\partial}) \cdot \pi \cdot D2_2} \quad (7)$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб:

$$\alpha_2 = \alpha_{21} + \alpha_{22}, \quad (8)$$

где α_{21} — коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб с учетом теплообмена; α_{22} — коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб за счет орошения.

Коэффициент теплопередачи через стенку теплообменника [11]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{F_{\text{ВН}}}{\alpha_2 \cdot F_{\text{ГП}} \cdot E}} \quad (9)$$

где $F_{\text{ВН}}$ — площадь внутренней поверхности трубы; $F_{\text{ГП}}$ — площадь оребренной поверхности; E — коэффициент эффективности.

В результате исследования математической модели получены зависимости [9, 16, 17, 18] (рис. 1–6) теплопроизводительности теплообменника, температуры охлаждаемой жидкости на выходе и мощности насоса от расхода жидкости через теплообменник. Расчеты проведены для двух случаев: первый — без орошения поверхности водой, второй — при орошении наружной поверхности теплообменника охлаждающей водой.

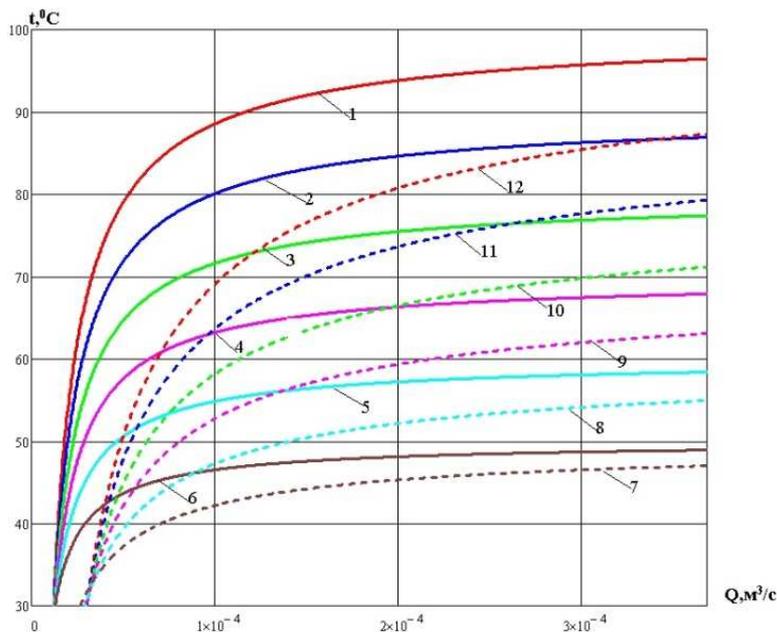


Рис. 1. Зависимость температуры рабочей жидкости без учета и с учетом орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса. Средняя температура на входе в теплообменник без орошения, °C: 1 — 100; 2 — 90; 3 — 80; 4 — 70; 5 — 60; 6 — 50. Средняя температура на входе в теплообменник с орошением, °C: 7 — 50; 8 — 60; 9 — 70; 10 — 80; 11 — 90; 12 — 100 (без учета орошения: —; с учетом орошения: - - - -).

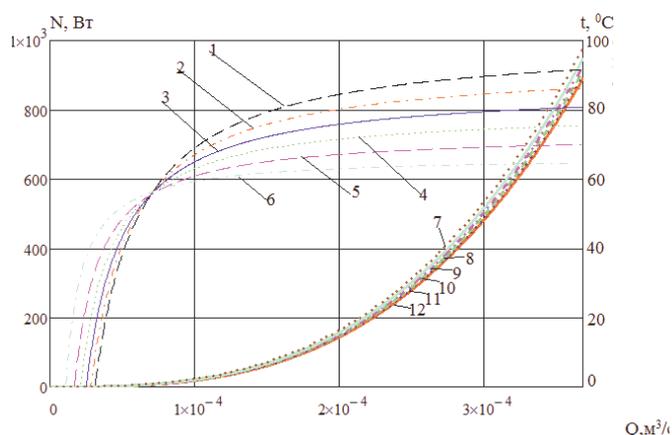


Рис. 3. Зависимость мощности насоса и температуры рабочей жидкости с учетом орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса. Средняя температура на входе в теплообменник с орошением, °C: 1 — 100; 2 — 90; 3 — 80; 4 — 70; 5 — 60; 6 — 50. Мощность насоса при средней температуре на входе в теплообменник, °C, при 7 — 50; 8 — 60; 9 — 70; 10 — 80; 11 — 90; 12 — 100.

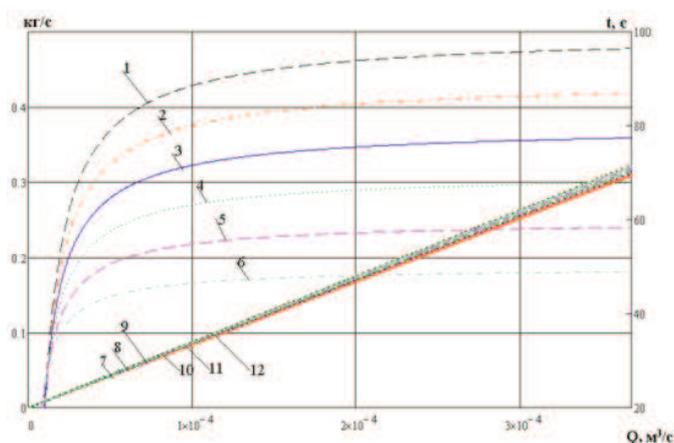


Рис. 4. Зависимость массового расхода и температуры рабочей жидкости без учета орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса. Средняя температура на входе в теплообменник без орошения, °C: 1 — 100; 2 — 90; 3 — 80; 4 — 70; 5 — 60; 6 — 50. Массовый расход при средней температуре на входе в теплообменник, °C, при 7 — 100; 8 — 90; 9 — 80; 10 — 70; 11 — 60; 12 — 50.

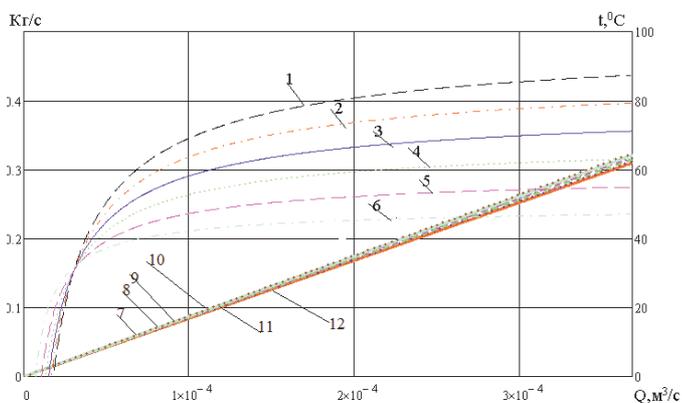


Рис. 5. Зависимость массового расхода и температуры рабочей жидкости с учетом орошения на выходе из теплообменника от подачи насоса. Средняя температура на входе в теплообменник с орошением, °C: 1 — 100; 2 — 90; 3 — 80; 4 — 70; 5 — 60; 6 — 50. Массовый расход при средней

температуре на входе в теплообменник, °C, при 7 — 100; 8 — 90; 9 — 80; 10 — 70; 11 — 60; 12 — 50.

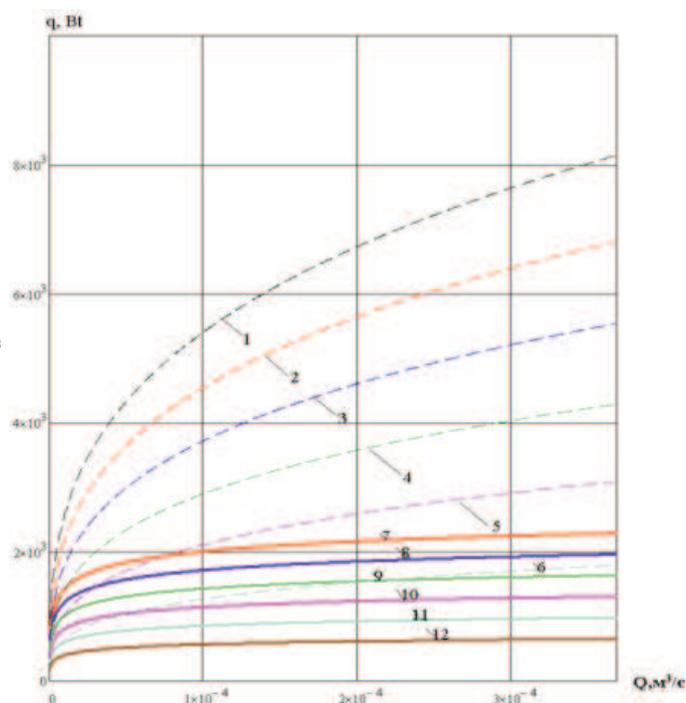


Рис. 6. Зависимость теплового потока теплообменника без учета и с учетом орошения от подачи насоса. Тепловой поток при средней температуре на входе в теплообменник без орошения, °C: 1 — 100; 2 — 90; 3 — 80; 4 — 70; 5 — 60; 6 — 50. Тепловой поток при средней температуре на входе в теплообменник с орошением, °C: 7 — 100; 8 — 90; 9 — 80; 10 — 70; 11 — 60; 12 — 50.

В результате исследования математической модели получены зависимости теплопроизводительности теплообменника, температуры охлаждаемой жидкости на выходе, мощности насоса от расхода жидкости через теплообменник [19, 20].

Расчеты проведены для двух случаев: первый — без орошения поверхности водой, второй — при орошении наружной поверхности теплообменника охлаждающей водой (в экспериментальных исследованиях применялась дистиллированная вода комнатной температуры).

Заключение

Сравнительный анализ показывает, что при орошении поверхности водой разность температур рабочей жидкости между входом и выходом из теплообменника и теплопроизводительность увеличиваются в зависимости от расхода в 3–4 раза.

Таким образом, представляется возможным повышение эффективности охлаждения элементов гидропривода путем увеличения производительности теплообменника за счет устройства орошения. Применение орошающего устройства позволяет повысить объемный КПД и снизить температуру рабочей жидкости до оптимального значения, что будет способствовать увеличению срока эксплуатации гидросистемы.

Литература

References

1. Сорокин Е.А., Мохаммад А.А., Колосов В.В., Мандраков Е.А. Многоходовой калорифер: пат. 135089, Рос. Федерация. № 2013129114/06; заявл. 25.06.13; опубл. 27.11.13, Бюл. № 33.
2. Мохаммад А.А., Каверзин С.В., Сорокин Е.А., Михайлов А.А. Многоходовой калорифер: пат. 121559, Рос. Федерация. № 2012123884/28; заявл.08.06.12; опубл. 27.10.12, Бюл. № 30.
3. Вайскранц В.М. Повышение эффективности использования машин для земляных работ в условиях жаркого климата. М.: Стройиздат, 1983. 84 с.
4. Ковальский В.Ф., Нгуен Динь. Расчет параметров гидравлического привода в зависимости от температуры // Вестн. МИИТа. 2008. Вып. 19. С. 42–50.
5. Альмохаммад А.М. Совершенствование систем привода гидрофицированных машин для эксплуатации в условиях высоких температур: автореф. дис. ... Братск, 2015. 21 с.
6. Мохаммад А.А. Повышение качества эксплуатации гидравлического привода посредством использования многоходового калорифера // Материалы 2-й междунар. науч.-практической конференции «Научный поиск в современном мире». М., 2012. Ч. 1. 253 с.
7. Мохаммад А.А., Каверзин А.С. Проектирование всасывающих трубопроводов гидросистем мобильных машин // Журн. Сиб. федер. ун-та. 2012. № 5. С. 601–606.
8. Мохаммад А.А., Каверзин А.С. Работа гидросистемы экскаватора в условиях экстремально высоких температур // Вестн. Крас. аг. ун-та. 2014. № 7. С. 146–151.
9. Мохаммад А.А., Куликова Н.П., Сорокин Е.А. Экспериментальный стенд для оценки эффективности применения многоходового калорифера как средства охлаждения рабочей жидкости гидропривода // Журн. Сиб. федер. ун-та. 2013. № 7. С. 845–850.
10. Мохаммад А.А., Гнидан Е.В. Анализ факторов, определяющих надёжность эксплуатации гидравлического привода: материалы Междунар. науч.-практической конф. Казань, 2014 [Электронный ресурс] // ScienceTime. URL. <http://www.on-tvor.ru> (дата обращения: 13.09.2017).
11. Almohammad A., Kulikova N.P., Sorokin E.A., Kaverzina A.S. Influence of increased Temperatures on Operability of the Hydraulic Drive // Journal of Siberian federal university engineering and technologies . 2013. № 8. С. 953–956.
12. AndrewParr E. Hydraulics and pneumatics: A technicians and engineers guide. Butterworth - Heinemann, 2 editions, 1988. 244 p.
13. Keith Mobley R. Fluid power dynamics. Butterworth - Heinemann, 1999. 288 p.
14. GalalRabie M. Fluid power engineers. McGrawbHill Professional, 2009. 420 p.
15. Magnus A. Calculating temperatures in hydraulic systems // Hydraulic dnd Pneumatic. 1979. № 11. P. 69-75.
16. Mexer I. High temperature hydraulic system // Machine Design. 1970. № 8. P. 132-134.
17. Miller I. Lowering the noisy hydraulic system // Machine Design. 1973. № 14. P. 138-143.
18. Mirzoyan G.S., Manuylov V.Yu. Influence of temperature increase of working liquid on calculation of size of leaks in volume hydraulic actuators of construction and road cars. Krasnoyarsk, 1975. P. 8-17.
19. Pearson I. Hydraulic hose selection // Hydraulic Pneumatic power. 1976. № 6. P. 330-348.
20. Sveshnikov V. K. Main tendencies of development of the world hydroequipment. [Electronic resource] // RHYTHM magazine. 2009. № 7 – an access Mode. URL. <http://www.ritm-magazine.ru/>(дата обращения: 12.10. 2017).
1. Sorokin E.A., Mokhammad A.A., Kolosov V.V., Mandrakov E.A. Multi-way heater: pat. 135089, Ros. Federatsiya. № 2013129114/06; zayavl. 25.06.13; opubl. 27.11.13, Byul. № 33.
2. Mokhammad A.A., Kaverzin S.V., Sorokin E.A., Mikhailov A.A. Multi-way heater: pat. 121559, Ros. Federatsiya. № 2012123884/28; zayavl.08.06.12; opubl. 27.10.12, Byul. № 30.
3. Vaiskrants V.M. Increasing the efficiency of using machines for excavation in hot climates. M.: Stroiiizdat, 1983. 84 p.
4. Koval'skii V.F., Nguen Din. Calculation of hydraulic drive parameters depending on temperature // Vestn. MIITa. 2008. Vyp. 19. P. 42-50.
5. Al'mokhammad A.M. Improvement of drive systems hydroficated machines for operation in conditions of high temperatures: avtoref. dis. ... Bratsk, 2015. 21 p.
6. Mokhammad A.A. Improving the operation of the hydraulic drive by using a multi-way heater // Materialy 2-i mezhdunar. nauch.-prakticheskoi konferentsii «Nauchnyi poisk v sovremennom mire». M., 2012.Ch. 1. 253 p.
7. Mokhammad A.A., Kaverzin A.S. Projection of the Suction Pipe Hydraulic Systems of Mobile Machines // Journal of Siberian Federal University. 2012. № 5. P. 601-606.
8. Mokhammad A.A., Kaverzin A.S. The work of the hydraulic system of the excavator in extremely high temperatures // The Bulletin of KrasGAU. 2014. № 7. P. 146-151.
9. Mokhammad A.A., Kulikova N.P., Sorokin E.A. Experimental bench for evaluating the effectiveness of using a multi-way heater as a means of cooling the working fluid of a hydraulic drive // Journal of Siberian Federal University. 2013. № 7. P. 845-850.
10. Mokhammad A.A., Gnidan E.V. Analysis of the factors determining the reliability of operation of the hydraulic drive: materialy Mezhdunar. nauch.- prakticheskoi konf. Kazan', 2014 [Elektronnyi resurs] // ScienceTime. URL. <http://www.on-tvor.ru> (data obrashcheniya: 13.09.2017).
11. Almohammad A., Kulikova N.P., Sorokin E.A., Kaverzina A.S. Influence of increased Temperatures on Operability of the Hydraulic Drive // Journal of Siberian federal university engineering and technologies. 2013. № 8. P. 953-956.
12. AndrewParr E. Hydraulics and pneumatics: A technicians and engineers guide. Butterworth - Heinemann, 2 editions, 1988. 244 p.
13. Keith Mobley R. Fluid power dynamics. Butterworth - Heinemann, 1999. 288 p.
14. GalalRabie M. Fluid power engineers. McGrawbHill Professional, 2009. 420 p.
15. Magnus A. Calculating temperatures in hydraulic systems // Hydraulic dnd Pneumatic. 1979. № 11. P. 69-75.
16. Mexer I. High temperature hydraulic system // Machine Design. 1970. № 8. P. 132-134.
17. Miller I. Lowering the noisy hydraulic system // Machine Design. 1973. № 14. P. 138-143.
18. Mirzoyan G.S., Manuylov V.Yu. Influence of temperature increase of working liquid on calculation of size of leaks in volume hydraulic actuators of construction and road cars. Krasnoyarsk, 1975. P. 8-17.
19. Pearson I. Hydraulic hose selection // Hydraulic Pneumatic power. 1976. № 6. P. 330-348.
20. Sveshnikov V. K. Main tendencies of development of the world hydroequipment. [Electronic resource] // RHYTHM magazine. 2009. № 7 – an access Mode. URL. <http://www.ritm-magazine.ru/>(data obrashcheniya: 12.10. 2017).