



УДК 621.879:621.225

А.А. Каверзина, А.А. Мохаммад

## РАБОТА ГИДРОСИСТЕМЫ ЭКСКАВАТОРА В УСЛОВИЯХ ЭКСТРЕМАЛЬНО ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР

Авторами статьи создана математическая модель гидросистемы экскаватора, с помощью которой можно рассчитать его производительность и другие характеристики системы при регулировании температуры рабочей жидкости калорифером.

**Ключевые слова:** гидрофицированные машины, эффективность работы гидропривода, стабилизация температурного режима, производительность, калорифер, одноковшовый экскаватор.

А.А. Kaverzina, A.A. Mokhammad

## THE WORK OF THE EXCAVATOR HYDRAULIC SYSTEM IN THE EXTREMELY HIGH TEMPERATURE CONDITIONS

The mathematical model of the excavator hydraulic system that can be used to calculate its efficiency and other system characteristics in the regulation of the working fluid temperature by the heater is developed by the authors of the article.

**Key words:** hydraulic machines, hydraulic drive work efficiency, temperature mode stabilization, efficiency, heater, single-bucket excavator.

**Введение.** При эксплуатации одноковшового экскаватора возникает проблема с охлаждением масла в гидросистеме. Результаты экспериментальных исследований показали, что при температуре окружающей среды около  $+30^{\circ}\text{C}$  температура рабочей жидкости может достигать в гидроприводе машин с весьма тяжелым режимом работы  $+100^{\circ}\text{C}$  (одноковшовые экскаваторы, тягачи с гидрообъемной трансмиссией).

**Цель исследований.** Повышение производительности одноковшового экскаватора и увеличение срока его службы в условиях повышенных температур окружающей среды путём регулирования температуры масла гидросистемы.

**Задачи исследований.** Создать математическую модель гидросистемы экскаватора для расчета его производительности; рассчитать технико-экономические показатели с учетом дополнительного устройства регулирования температуры рабочей жидкости многоходовым калорифером.

**Методика и результаты исследований.** Анализ существующих математических моделей гидросистем [1] позволил авторам разработать математическую модель гидросистемы с учетом теплового состояния гидросистемы (на примере одноковшового экскаватора). Для этого использовалась система уравнений, представляющих собой математическое описание термодинамических процессов, происходящих в гидросистеме, и вводом в нее подпрограмм, описывающих энергетические характеристики теплообменников. Данная программа позволяет определить температуру рабочей жидкости в любой момент времени после пуска машины, величину потребного теплового потока для быстрого выхода гидропривода на оптимальный тепловой режим, а затем найти конструктивные параметры теплообменника. При этом отмечается возможность получения результатов в зависимости от температуры как в процессе нагрева, так и охлаждения.

В результате ряда преобразований уравнения теплового баланса относительно  $T_{ж}$ , проведенных исследователями для оценки теплового состояния гидросистемы с устройством регулирования температуры рабочей жидкости, был сделан вывод о том, что регулировать температуру рабочей жидкости можно изменением теплового потока, выделяемого гидроприводом ( $Q_{гп}$ ), массой гидропривода и рабочей жидкости ( $m_{гп}$ ), коэффициентом теплопередачи ( $K_{гп}$ ), площадью теплообмена ( $F_{гп}$ ), временем работы гидропривода под нагрузкой ( $\tau$ ). Главным же элементом, обеспечивающим возможность регулирования температуры в широких пределах, является теплообменное устройство ( $Q_m$ ).

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

где  $c_{гп}$  – средняя удельная теплоемкость материалов, гидрооборудования и рабочей жидкости;  $T_0$  – температура окружающей среды.

Разработанная авторами математическая модель для расчета производительности и технико-экономических показателей гидрофицированных самоходных машин (на примере одноковшового экскаватора четвертой размерной группы) с учетом теплового состояния гидросистемы позволяет установить оптимальный диапазон температуры, соответствующий максимальным значениям производительности. Предлагаемое выполнение многоходового калорифера позволяет создавать устройства с более интенсивным теплоотводом и делает возможным снижение температуры теплоносителя ниже температуры окружающей среды, что увеличивает эффективность калорифера. Для определения температуры рабочей жидкости  $T_{ж}$  необходимо известную методику расчета гидропривода дополнить методикой расчета многоходового калорифера. Для этого определим теплоотдачу при ламинарном режиме течения жидкости в трубах, при движении воздуха в канале образованной лентой, а также при массообмене пучков ребристых труб [2, 3, 4]. Теплоотдача при ламинарном режиме течения жидкости в трубах (число Нуссельта при ламинарном режиме течения жидкости в трубах):

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

где  $Pe_2$  – число Пекле;  $D1_2$  – внутренний диаметр трубы;  $l$  – длина трубы;

$\mu_c$  – коэффициент динамической вязкости жидкости у стенки;  $\mu_{жс}$  – коэффициент динамической вязкости жидкости.

Число Пекле:

$$Pe_2 = \frac{V \cdot D1_2}{a_{жс}}, \quad (3)$$

где  $V$  – скорость жидкости в трубе;  $a_{жс}$  – коэффициент температуропроводности жидкости.

Коэффициент теплоотдачи при ламинарном режиме течения жидкости в трубах:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{D1_2}, \quad (4)$$

где  $Nu_2$  – число Нуссельта при ламинарном режиме течения жидкости в трубах;  $\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности жидкости.

Теплоотдача при движении жидкости в канале:

$$Nu_{вз} = 1,55 \cdot \left( Pe_{вз} \cdot \frac{d_p}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{\mu_{вс}}{\mu_v} \right)^{-0,14}, \quad (5)$$

где  $d_p$  – внутренний эквивалентный диаметр канала, образованного лентой.

Число Пекле:

$$Pe_{\text{вз}} = \frac{V \cdot d_p}{a_{\text{в}}}, \quad (6)$$

где  $a_{\text{в}}$  – коэффициент температуропроводности жидкости. Коэффициент теплоотдачи на внутренний поверхности:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{\text{вз}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_p}. \quad (7)$$

Теплоотдача при массообмене пучков ребристых труб (число Нуссельта при массообмене пучков ребристых труб):

$$Nu_{\partial} = 0,105 \cdot c_z \cdot c_s \cdot \left( \frac{D2_z}{s} \right)^{-0,54} \cdot \left( \frac{h}{s} \right)^{-0,14} \cdot Re_{\text{ж},s}^{0,72}, \quad (8)$$

где  $c_z$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние числа поперечных рядов ( $z$ ) в пучке;  $c_s$  – поправочный коэффициент, учитывающий геометрическое расположение труб в пучке;  $D2_z$  – наружный диаметр трубы;  $s$  – шаг ребер;  $h$  – высота ребра;  $Re_{\text{ж},s}$  – число Рейнольдса при поперечном обтекании пучков ребристых труб. Коэффициент массоотдачи пучков ребристых труб:

$$\beta = \frac{Nu_{\partial} \cdot D}{D2_z}, \quad (9)$$

где  $Nu_{\partial}$  – число Нуссельта при массообмене пучков ребристых труб;  $D$  – коэффициент диффузии;  $D2_z$  – наружный диаметр трубы.

$\rho_{\text{нов}} = \frac{p_{\text{нов}}}{R \cdot T_1}$  – плотность пара вблизи поверхности пучков ребристых труб, где  $p$  – парциальное давление воды на поверхности;  $R$  – газовая постоянная воды;  $T_1$  – температура вблизи поверхности пучков ребристых труб. Плотность пара вдали поверхности пучков ребристых труб:

$$\rho_{\text{вдали}} = \frac{p_{\text{вдали}}}{R \cdot T_2}, \quad (10)$$

где  $T_2$  – температура вдали от поверхности пучков ребристых труб.

Удельный массовый расход воды на поверхности оребренных труб:

$$ml = \beta \cdot (\rho_{\text{нов}} - \rho_{\text{вдали}}) \cdot \pi \cdot D2_z, \quad (11)$$

где  $\beta$  – коэффициент массоотдачи пучков ребристых труб.

Тепловой поток на единицу длины:

$$q_l = ml \cdot r \quad , \quad (12)$$

где  $ml$  – удельный массовый расход воды на поверхности оребренных труб;  $r$  – теплота фазового перехода.

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности ребренной трубы:

$$\alpha_{22} = \frac{q_l}{\pi \cdot (t_c - t_в) \cdot \pi \cdot D2_2} \quad , \quad (13)$$

где  $q_l$  – тепловой поток на единицу длины;  $t_c$  – температура стенки трубы;  $t_в$  – температура окружающего воздуха.

Суммарный коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб –  $\alpha_2 = \alpha_{21} + \alpha_{22}$ .

Коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб с учетом теплообмена –  $\alpha_{21}$ .

Коэффициент теплоотдачи при обтекании пучка оребренных труб с учетом массообмена –  $\alpha_{22}$ .

Коэффициент теплопередачи:

$$k_l = \frac{q_l}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D1_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{D2_2}{D1_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot D2_2}} \quad , \quad (14)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи при ламинарном режиме течения жидкости в трубах с учетом теплообмена;  $\alpha_2$  – суммарный коэффициент теплоотдачи при обтекании пучков ребристых труб с учетом тепло- и массообмена.

Линейная плотность теплового потока:

$$q_l = \pi \cdot k_l \cdot (t_c - t_в) \quad , \quad (15)$$

где  $k_l$  – линейный коэффициент теплопередачи.

Температура рабочей жидкости на выходе из калорифера:

$$t_{вых} = t_{вход} - \frac{q_l \cdot l \cdot n \cdot k}{G_{жс} \cdot c_{жс}} \quad , \quad (16)$$

где  $t_{вход}$  – температура рабочей жидкости на входе в калорифер;  $n$  – количество труб в ряду;  $k$  – количество рядов труб.

Массовый расход рабочей жидкости (масла):

$$G_{жс} = Q \cdot \rho \quad , \quad (17)$$

где  $Q$  – объемная подача насоса;  $c_{жс}$  – теплоемкость рабочей жидкости (масла).

Мощность, развиваемая насосом:

$$N = Q \cdot \Delta p, \quad (18)$$

где  $Q$  – объемная подача насоса;  $\Delta p$  – суммарные потери давления в многоходовом калорифере.

Необходимо знать коэффициент теплопередачи  $k_{гп}$  через стенку многоходового калорифера, величина которого является функцией многих параметров. Поэтому для того чтобы использовать вышеприведенное уравнение (1), необходимо указанную методику дополнить методикой определения коэффициента теплопередачи.

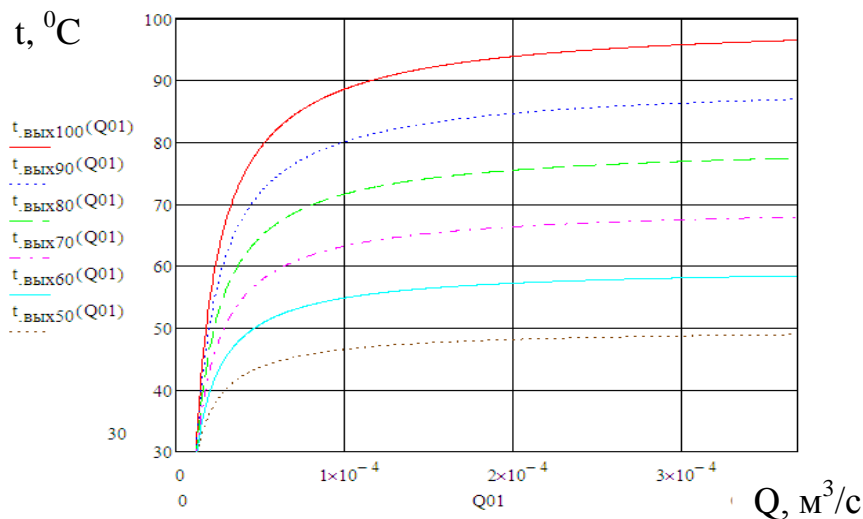


Рис. 1. Зависимость температуры рабочей жидкости без учета массообмена на входе в многоходовой калорифера от подачи насоса при средней температуре рабочей жидкости

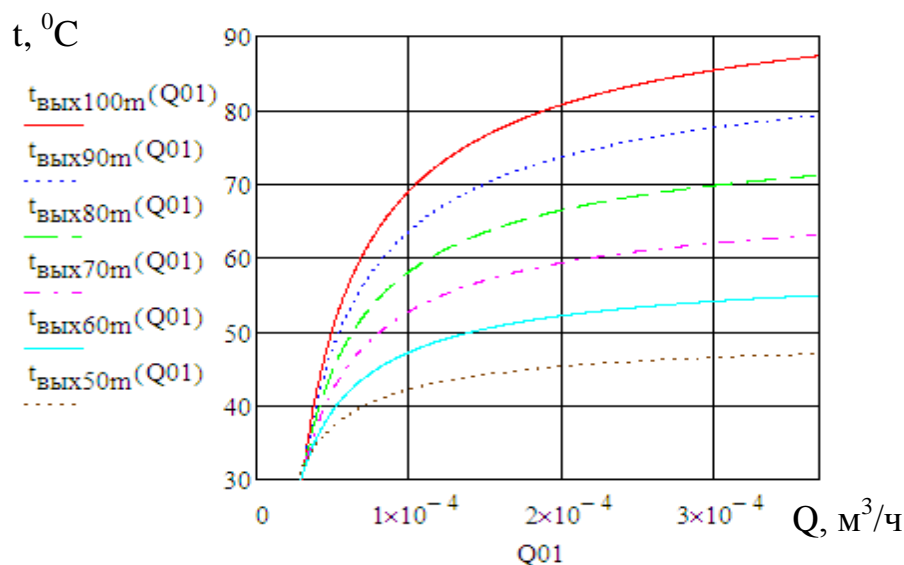


Рис. 2. Зависимость температуры рабочей жидкости с учетом массообмена на выходе из многоходового калорифера от подачи насоса

В результате исследования математической модели получены зависимости теплопроизводительности многоходового калорифера, температуры охлаждаемой жидкости на выходе, мощности насоса от расхода жидкости через калорифер. Расчеты проведены для двух случаев: первый – без орошения поверхности водой, второй – при орошении наружной поверхности калорифера охлаждающей водой (рис. 1–2). Сравнительный анализ показывает, что при орошении поверхности водой температура охлаждаемой жидкости на выходе из теплообменника снижается, а теплопроизводительность увеличивается в зависимости от расхода в 3–4 раза.

**Заключение.** На основании математической модели, описанной выше, была составлена программа для расчета теплового режима гидропривода и технико-экономических показателей одноковшового экскаватора. Программа позволяет рассчитать температуру рабочей жидкости в гидроприводе в любой момент времени после начала работы машины в зависимости от условий нагружения, климатических условий эксплуатации, а также мощности устройства охлаждения. Также она позволяет рассчитать время цикла и производительность одноковшового экскаватора в зависимости от температуры рабочей жидкости в гидроприводе.

Программа составлена для одноковшового экскаватора, но может быть использована и для расчета технико-экономических показателей других самоходных машин, оснащенных гидроприводом после внесения необходимых уточнений, которые учитывают особенности конструкции конкретной машины.

### Литература

1. Каверзин С.В., Сорокин Е.А., Лебедев В.П. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах. – Красноярск, 1998. – 240 с.
2. Многоходовой калорифер: пат. на полезную модель / Е.А. Сорокин, А.А. Мохаммад, В.В. Колосов, Е.А. Мандраков. – 2013. – № 135089.
3. Видин Ю.В., Журавлев В.М., Колосов В.В. Теоретические основы теплотехники. Тепломассообмен : учеб. пособие. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 344 с.
4. Юдин В.Ф., Тохтарова Л.С. Конвективный теплообмен при поперечном обтекании пучков ребристых труб // Энергомашиностроение. – 1974. – № 1. – С. 19–21.



УДК 540:631.4

А.В. Андронов, В.Д. Валяжонков, Ю.А. Добрынин

### СНИЖЕНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ МАШИН НА ПОЧВОГРУНТ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ РУБОК УХОДА

*В статье рассмотрено образование негативных факторов, возникающих под воздействием движителей трелевочных машин на лесные почвогрунты. Отмечается, что отрицательное влияние данных факторов вызывает не только нарушение процесса возобновления леса, но и снижение продуктивности вторичных лесов, изменение гидрологического режима территории и структуры лесных ландшафтов. Схематизировано негативное влияние воздействующих факторов на почвогрунт и результаты его последствия.*

**Ключевые слова:** уплотнение почвогрунта, минерализация, колеобразование, корневая система, трелевочные машины.

A.V. Andronov, V.D. Valyazhonkov, Yu.A. Dobrynin

### THE REDUCING OF MACHINEIMPACTON THE SOILIN THE CONDUCTING OF THE IMPROVEMENT THINNING

*The formation of the negative factors arising under the skidder machine propulsive agentinfluence on the forest soils is considered in the article. It is noted that the negative impact of these factors causes not only the failureof the reforestation processbut also the reduction of the secondary forest productivity, change in the territory hydrological mode and the forest landscapestructure. The negative impact of the influencing factors on the soils and the results of its consequences are schematized.*

**Key words:** soil compaction, mineralization, rut formation, root system, skidder machines.

**Введение.** Исследователи взаимодействия машин с опорной поверхностью выделяют и определяют скальные грунты, песчано-глинистые грунты и почвы [1]. Почвы обладают плодородием [2], то есть способностью обеспечивать изменяющиеся на протяжении вегетационного периода потребности растений в доступных им формах азота, элементов минерального питания и воды.

При рассмотрении взаимодействия мобильных машин с опорной поверхностью обычно применяют термины «почва» и «почвогрунт» [3]. Совершенно очевидно, что при проходе лесной машины движитель воздействует не только на почвенный слой, но и на грунт. В этой связи под термином «лесной почвогрунт» подразумевается многослойная органическая и минеральная структура, состоящая из слоев неперегившей