

Библиографический список

1. **Безопасность** и надежность электро-механических устройств железнодорожной автоматики / А. В. Горелик, Е. Ю. Минаков. – М. : РГОТУПС, 2008. – 203 с.

2. **Расчет** и проектирование кулачковых механизмов / Н. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1980. – 214 с.

3. **Конструкция** железнодорожного пути и вопросы технического обслуживания высокоскоростных магистралей : сб. науч. трудов междунар. научно-практич. семинара / ред. Л. С. Блажко. – СПб. : ПГУПС, 2010. – 160 с.

4. **Техническое обслуживание** централизованных стрелок / А. Е. Федотов, О. К. Качмарская. – М. : Транспорт, 1987. – 95 с.

УДК 621.22

А. В. Осипов, В. А. Кручек, Д. Н. Курилкин

Петербургский государственный университет путей сообщения

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ ГИДРОПЕРЕДАЧИ ПРОМЫШЛЕННОГО ЛОКОМОТИВА

Синхронизация процессов переключения гидроаппаратов в многоциркуляционной гидропередаче является одной из самых сложных и важных задач. От того, при каких временных параметрах осуществлено наполнение и опорожнение гидроаппаратов, будет зависеть качество переходного процесса в гидропередаче. В данной работе представлена математическая модель гидромеханической системы с двумя гидротрансформаторами, произведен расчет и анализ характеристик гидромеханической системы в период переключения, выполнена оценка качества процесса переключения гидроаппаратов гидропередачи.

Исследования переходных процессов в гидропередаче в период переключения показали, что наиболее эффективному режиму переключения соответствует снижение времени переходного процесса с запаздыванием времени опорожнения относительно наполнения. Полученные результаты исследования дают возможность выбрать наиболее оптимальный режим переключения для гидропередачи.

гидротрансформатор, гидропередача, гидропривод, гидроаппарат, переходной процесс, переключение гидроаппаратов.

Введение

Одним из важнейших процессов, происходящих в многоциркуляционной гидравлической передаче мощности, является процесс переключения гидравлических аппаратов (ГА). Данный процесс связан с возможными провалами силы тяги, дополнительными потерями энергии и снижением динамических нагрузок в приводе [1]. От того, насколько оптимально произведена синхронизация

процессов переключения ГА при разных временных параметрах наполнения и опорожнения, будет зависеть качество переходного процесса. Под переходным процессом в настоящей статье будем понимать изменение угловой скорости или момента на входном и выходном валах гидравлической передачи мощности.

В данной статье определена система дифференциальных уравнений, описывающая переключение ГА в многоциркуляционной

гидравлической передаче мощности, расчет данной системы и оценка качества процессов переключения ГА гидравлической передачи мощности с приведением наиболее важных характеристик системы при разных комбинациях времени наполнения и опорожнения, смещенных друг относительно друга.

1 Расчет гидравлической передачи мощности в процессе переключения гидравлических аппаратов

1.1 Математическая модель гидромеханической системы с двумя гидротрансформаторами

Под гидравлической передачей мощности будем понимать гидромеханическую систему, для которой будут приняты допущения согласно особенностям работы гидропривода рассматриваемого транспортного средства.

Рассмотрим гидромеханическую систему гидропередачи УПП750-1200 тепловоза ТГМ6 А и представим расчетную схему применительно к процессу переключения двух гидротрансформаторов (ГТР) на рисунке 1.

Расчет динамических характеристик гидромеханической системы, представленной на рисунке 1, производится на основании

струйной теории Эйлера. Примем допущение, согласно которому ГТР разделяют гидромеханическую систему на две крутильные системы, связанные между собой гидродинамической связью [2], [3].

Для описания процесса переключения ГТР использована математическая модель (ММ) гидромеханической системы с двумя ГТР, включающая в себя синтез двух математических моделей [4], как если бы рассматривать их независимо друг от друга, но с несколькими дополнительными условиями:

1) моменты двигателя и нагрузки включают в себя моменты дискового трения и моменты трения на валах [2];

2) в уравнения моментов введены новые составляющие, определяющие процесс наполнения и опорожнения ГА [4];

3) угловые скорости в уравнении баланса энергии и моментов на турбинных колесах ГА приведены к значениям угловой скорости выходного вала гидромеханической системы;

4) выходным валом гидромеханической системы будем считать вторичный вал гидропередачи УПП750-1200.

В результате учета перечисленных выше допущений и принимая во внимание моменты инерции первого и второго ГТР, получаем следующую систему дифференциальных уравнений:

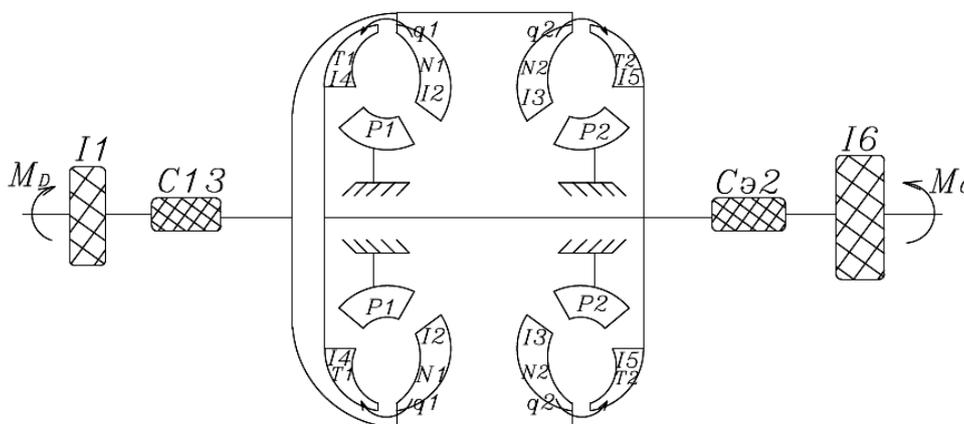


Рис. 1. Расчетная схема многомассовой гидромеханической крутильной системы с двумя ГТР

$$\begin{cases}
 I1 \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} \right) + c13(\varphi_1 - \varphi_2) = M_D; \\
 (I2 + I3) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) - c13(\varphi_1 - \varphi_2) = -\rho \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_1(t)}{\left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg}\beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{132} \cdot \text{ctg}\beta_{132D}}{F_{132}} \right)} \right) - \\
 -\rho \cdot (F_{L11}) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_1(I_{G11}) \right) - \rho \cdot (I_{G11}) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) - \\
 -\rho \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot q_2(t) \cdot \left(R_{212}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg}\beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{232} \cdot \text{ctg}\beta_{232D}}{F_{232}} \right) \right) - \\
 -\rho \cdot (F_{L21}) \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_2(t) \right) - \rho \cdot (I_{G21}) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right); \\
 H_{G11} = H_{G12} + \Sigma H_{1gid} + \Sigma H_{1j}; \\
 H_{G22} = H_{G22} + \Sigma H_{2gid} + \Sigma H_{2j}; \\
 (I4 + I5) \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) - c\varepsilon 2 \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) = \rho \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{122}^2 \cdot i_1 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) +}{q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg}\beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{122} \cdot \text{ctg}\beta_{122D}}{F_{122}} \right)} \right) - \\
 -\rho \cdot (F_{L12}) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_1(t) \right) - \rho \cdot (I_{G12}) \cdot i_1 \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right) + \\
 + \rho \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot q_2(t) \cdot \left(R_{212}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{222}^2 \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg}\beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{222} \cdot \text{ctg}\beta_{222D}}{F_{222}} \right) \right) - \\
 -\rho \cdot (F_{L22}) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_2(t) \right) - \rho \cdot (I_{G22}) \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right); \\
 I6 \left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) + c\varepsilon 2 \cdot (\varphi_4 - \varphi_3) = -M_C,
 \end{cases} \quad (1)$$

где $q_k(t)$, $\frac{d}{dt} q_k(t)$ – соответственно расход жидкости в круге циркуляции и первая производная расхода жидкости k -го ГТР;

φ_i , $\frac{d\varphi_i}{dt}$, $\frac{d^2 \varphi_i}{dt^2}$ – соответственно угол поворота, угловая скорость и ускорение масс двигателя, насосного, выходного валов и рабочего органа;

$I1, I2, I3, I4, I5, I6$ – соответственно моменты инерции масс двигателя, насосных колес ГТР, турбинных колес ГТР с заполняющей их жидкостью и нагрузки;

$c13, c\varepsilon 2$ – соответственно жесткости входного и выходного валов гидромеханической системы;

M_D, M_C – соответственно моменты двигателя и нагрузки;

$H_{Gk1}, H_{Gk2}, \Sigma H_{kgid}, \Sigma H_{kj}$ – гидравлический напор насосного, турбинного колес,

суммарные гидравлические потери и суммарный инерционный напор k -го ГТР [4];

F_{Lk1}, F_{Lk2} – параметры площади, характеризующие геометрию межлопастных каналов лопастных колес k -го ГТР;

I_{Gk1}, I_{Gk2} – моменты инерции рабочей жидкости, заполняющие лопастное колесо k -го ГТР;

i_k – передаточное отношение k -го ГТР;
 $\text{ctg}\beta_{kxyD}$ – угол отклонения потока k -го ГТР [4].

1.2 Исходные данные и основные допущения, принятые в расчете гидромеханической системы

Для расчета характеристик гидромеханической системы, определяющих качество процессов переключения ГА, примем следующие допущения и исходные данные:

1) угол наклона линии тока жидкости на выходном участке принят для всех колес одинаковым и равным 90° [5];

2) коэффициент потерь на удар принят равным 1,0 для всех колес ГА [6];

3) момент нагрузки учитывает динамическую составляющую и принят из учета диапазона экономичной работы гидромеханической системы [6];

4) скорость движения тепловоза при переключении ГА не изменяется [4];

5) наполнение включаемого и опорожнение выключаемого ГА происходит при двух вариантах: при различной продолжительности процессов наполнения и опорожнения и при различных во времени совмещениях этих процессов.

В расчете использовались ГА типа ТП1000 М [7] с различными параметрами

лопастной системы реактора, характерные для гидромеханической системы типа УГП750-1200 [7]. В качестве двигателя, приводящего в движение входной вал гидромеханической системы, использован дизель 3 А-6 Д49.

1.3 Методика расчета гидромеханической системы с двумя гидротрансформаторами в период переключения

Выполнив необходимые преобразования системы дифференциальных уравнений (1) и принимая во внимание обозначенные допущения и исходные данные, получена следующая ММ, описывающая процесс переключения ГТР:

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + \frac{c_{13} \cdot \varphi_1}{I_1} + \frac{c_{13} \cdot \varphi_1}{I_2 + I_3} = \frac{M_D}{I_1} + \frac{\rho \cdot q_1(t) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(R_{112}^2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg} \beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{132} \cdot \text{ctg} \beta_{132D}}{F_{132}} \right) \right)}{I_2 + I_3} \right) + \\
 & \frac{\rho \cdot (F_{L11}) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_1(t) \right) + \rho \cdot (I_{G11}) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right)}{I_2 + I_3} + \\
 & \frac{\rho \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot q_2(t) \cdot \left(R_{212}^2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg} \beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{232} \cdot \text{ctg} \beta_{232D}}{F_{232}} \right) \right)}{I_2 + I_3} + \\
 & \frac{\rho \cdot (F_{L21}) \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_2(t) \right) + \rho \cdot (I_{G21}) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right)}{I_2 + I_3}; \\
 & \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \frac{c_{13} \cdot \varphi_1}{I_2 + I_3} = \frac{-\rho \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot q_1(t) \cdot \left(R_{112}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg} \beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{132} \cdot \text{ctg} \beta_{132D}}{F_{132}} \right) \right)}{I_2 + I_3} \right) - \\
 & \frac{\rho \cdot (F_{L11}) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_1(t) \right) + \rho \cdot (I_{G11}) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right)}{I_2 + I_3} - \\
 & \frac{\rho \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot q_2(t) \cdot \left(R_{212}^2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg} \beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{232} \cdot \text{ctg} \beta_{232D}}{F_{232}} \right) \right)}{I_2 + I_3} - \\
 & \frac{\rho \cdot (F_{L21}) \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_2(t) \right) + \rho \cdot (I_{G21}) \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right)}{I_2 + I_3}; \\
 & \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) \cdot \left[\left(R_{112}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg} \beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{132} \cdot \text{ctg} \beta_{132D}}{F_{132}} \right) \right) + \frac{1}{q_1(t)} \cdot \left(\left(\frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} \right) \cdot I_{G11} + \frac{dq_1(t)}{dt} \cdot F_{L11} \right) \right] -
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\left[\begin{aligned}
& \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_1 \right) \cdot \left[R_{112}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{122}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_1 \right) + q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg}\beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{122} \cdot \text{ctg}\beta_{122D}}{F_{132}} \right) \right] - \\
& \left[\frac{1}{q_1(t)} \cdot \left(\left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \cdot i_1 \right) \cdot I_{G12} + \frac{dq_1(t)}{dt} \cdot F_{L12} \right) \right] - \\
& \frac{d}{dt} q_1(t) \cdot \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + \text{ctg}^2\beta_{112D}}{F_{11}} dl_m - \frac{\left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) \cdot I_{G11}}{q_1(t)} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \right) - \frac{\left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) \cdot F_{L1}}{q_1(t)} \cdot \frac{d}{dt} q_1(t) - F_{L11} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \right) - \frac{d}{dt} q_1(t) \cdot \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + \text{ctg}^2\beta_{132D}}{F_{11}} dl_m - \\
& \frac{d}{dt} q_1(t) \cdot \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + \text{ctg}^2\beta_{122D}}{F_{11}} dl_m - \frac{\left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_1 \right) \cdot I_{G12}}{q_1(t)} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \cdot i_1 \right) - \frac{\left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_1 \right) \cdot F_{L12}}{q_1(t)} \cdot \frac{d}{dt} q_1(t) - F_{L12} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \cdot i_1 \right) - \\
& \left. \begin{aligned}
& \sum_{j=N1}^{j=T1, j=P1} \frac{\xi_{xj}}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1 + \text{ctg}\beta_{x1j}^2}{F_{x1j}} + \frac{1 + \text{ctg}\beta_{x2j}^2}{F_{x2j}} \right) \cdot q_1(t)^2 - \sum_{j=N1}^{j=T1, j=P1} \frac{\xi_{1j}}{2g} \cdot \left[R_{x2j} \cdot \left(\frac{d\varphi_{x2j}}{dt} \right) - R_{x1} \cdot \left(\frac{d\varphi_{2xj}}{dt} \right) + \right. \\
& \left. + \frac{q_1(t)}{F_{x2}} \cdot \left(\text{ctg}\beta_{x2Dj} - \frac{F_{x2j}}{F_{x1j}} \cdot \text{ctg}\beta_{x1j} \right) \right]^2 - \\
& \sum_{j=N1}^{j=T1, j=P1} \varphi_{cj} \cdot \frac{(a_{x1j} - 1)^2}{2g} \cdot \frac{q_1(t)}{F_{x1j}} - \sum_{j=N1}^{j=T1, j=P1} \frac{(a_{x1j} - \lambda_j)^2}{2g} \cdot \left(\frac{q_1(t)}{F_{x2j}} \right)^2 - \sum_{j=N1}^{j=T1, j=P1} \xi_j \cdot \frac{a_{x1j}^2}{2g} \cdot \left(\frac{q_1(t)}{F_{x1j}} \right)^2 - \\
& \sum_{j=N1}^{j=P1, j=T1} \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \varphi_{diff} \cdot \left(1 - \frac{F_{x1j}}{F_{x2j}} \right)^2 \cdot \left(\frac{q_1(t)}{F_{x2j}} \right)^2 ;
\end{aligned} \right] - \\
& \frac{\left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right)}{g} \cdot \left[R_{212}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg}\beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{232} \cdot \text{ctg}\beta_{232D}}{F_{232}} \right) \right] + \frac{1}{q_2(t)} \cdot \left[\left(\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \right) \cdot I_{G21} + \frac{dq_2(t)}{dt} \cdot F_{L21} \right] - \\
& \left[\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_2 \right) \cdot \left[R_{212}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{222}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_2 \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg}\beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{222} \cdot \text{ctg}\beta_{222D}}{F_{232}} \right) \right] - \\
& \left[\frac{1}{q_2(t)} \cdot \left(\left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \cdot i_2 \right) \cdot I_{G22} + \frac{dq_2(t)}{dt} \cdot F_{L22} \right) \right] - \\
& \frac{d}{dt} q_2(t) \cdot \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + \text{ctg}^2\beta_{212D}}{F_{11}} dl_m - \frac{\left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) \cdot I_{G21}}{q_2(t)} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \right) - \frac{\left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) \cdot F_{L21}}{q_2(t)} \cdot \frac{d}{dt} q_2(t) - F_{L21} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} \right) - \frac{d}{dt} q_2(t) \cdot \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + \text{ctg}^2\beta_{232D}}{F_{21}} dl_m - \\
& \frac{d}{dt} q_2(t) \cdot \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + \text{ctg}^2\beta_{222D}}{F_{22}} dl_m - \frac{\left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_2 \right) \cdot I_{G22}}{q_2(t)} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \cdot i_2 \right) - \frac{\left(\frac{d\varphi_3}{dt} \cdot i_2 \right) \cdot F_{L22}}{q_2(t)} \cdot \frac{d}{dt} q_2(t) - F_{L22} \cdot \left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \cdot i_2 \right) - \\
& \left. \begin{aligned}
& \sum_{j=N2}^{j=T2, j=P2} \frac{\xi_{xj}}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1 + \text{ctg}\beta_{x1j}^2}{F_{x1j}} + \frac{1 + \text{ctg}\beta_{x2j}^2}{F_{x2j}} \right) \cdot q_2(t)^2 - \sum_{j=N2}^{j=T2, j=P2} \frac{\xi_{1j}}{2g} \cdot \left[R_{x2j} \cdot \left(\frac{d\varphi_{x2j}}{dt} \right) - R_{x1} \cdot \left(\frac{d\varphi_{2xj}}{dt} \right) + \right. \\
& \left. + \frac{q_2(t)}{F_{x2}} \cdot \left(\text{ctg}\beta_{x2Dj} - \frac{F_{x2j}}{F_{x1j}} \cdot \text{ctg}\beta_{x1j} \right) \right]^2 - \\
& \sum_{j=N2}^{j=T2, j=P2} \varphi_{cj} \cdot \frac{(a_{x1j} - 1)^2}{2g} \cdot \left(\frac{q_2(t)}{F_{x1j}} \right)^2 - \sum_{j=N2}^{j=T2, j=P2} \frac{(a_{x1j} - \lambda_j)^2}{2g} \cdot \left(\frac{q_2(t)}{F_{x2j}} \right)^2 - \sum_{j=N2}^{j=T2, j=P2} \xi_j \cdot \frac{a_{x1j}^2}{2g} \cdot \left(\frac{q_2(t)}{F_{x1j}} \right)^2 - \\
& \sum_{j=N2}^{j=P2, j=T2} \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \varphi_{diff} \cdot \left(1 - \frac{F_{x1j}}{F_{x2j}} \right)^2 \cdot \left(\frac{q_2(t)}{F_{x2j}} \right)^2 ;
\end{aligned} \right] - \\
& \frac{\left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \right) - c\vartheta_2 \cdot \varphi_4}{14 + 15} = \frac{\rho \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot q_1(t) \left(R_{112}^2 \cdot \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{122}^2 \cdot i_1 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg}\beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{122} \cdot \text{ctg}\beta_{122D}}{F_{122}} \right) \right)}{14 + 15} \\
& \frac{\rho \cdot (F_{L12}) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_1(t) \right) + \rho \cdot (I_{G12}) \cdot i_1 \cdot \left(\frac{d^2\varphi_3}{dt^2} \right)}{14 + 15} +
\end{aligned} \right] \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \frac{\rho \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot q_2(t) \left(R_{212}^2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{222}^2 \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg}\beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{222} \cdot \text{ctg}\beta_{222D}}{F_{222}} \right) \right)}{I_4 + I_5} + \\
 \frac{\rho \cdot (F_{L22}) \left(\frac{d}{dt} q_2(t) \right) + \rho \cdot (J_{G22}) \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right)}{I_4 + I_5}; \\
 \frac{\rho \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot q_1(t) \left(R_{112}^2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{122}^2 \cdot i_1 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + q_1(t) \cdot \left(\frac{R_{112} \cdot \text{ctg}\beta_{112D}}{F_{112}} - \frac{R_{122} \cdot \text{ctg}\beta_{122D}}{F_{122}} \right) \right)}{I_4 + I_5} + \\
 \frac{\left(\frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} \right) + \frac{c\varrho_2 \cdot \varphi_4}{16} + \frac{c\varrho_2 \cdot \varphi_4}{I_4 + I_5} - \frac{M_C}{16}}{I_4 + I_5}; \\
 \frac{\rho \cdot (F_{L12}) \cdot \left(e^{-x \cdot t^2} \right) \cdot \left(\frac{d}{dt} q_1(t) \right) + \rho \cdot (J_{G12}) \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right)}{I_4 + I_5} + \\
 \frac{\rho \cdot \left(1 - e^{-y \cdot t^2} \right) \cdot q_2(t) \left(R_{212}^2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) - R_{222}^2 \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + q_2(t) \cdot \left(\frac{R_{212} \cdot \text{ctg}\beta_{212D}}{F_{212}} - \frac{R_{222} \cdot \text{ctg}\beta_{222D}}{F_{222}} \right) \right)}{I_4 + I_5} + \\
 \frac{\rho \cdot (F_{L22}) \left(\frac{d}{dt} q_2(t) \right) + \rho \cdot (J_{G22}) \cdot i_2 \cdot \left(\frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} \right)}{I_4 + I_5},
 \end{array} \right. \quad (2)$$

где φ_1, φ_4 – углы скручивания входного и выходного валов; φ_2, φ_3 – углы поворота входного и выходного валов; R_{x_2, x_1} – радиусы на выходе и входе в рассматриваемое колесо ГТР; $\frac{d\varphi_{x_2, 2x}}{dt}$ – угловые скорости на выходе и входе в лопастное колесо ГТР; F_{x_1, x_2} – площади входа и выхода рассматриваемого колеса ГТР; β_{x_2} – угол выхода потока из лопастного колеса ГТР; β_{x_1} – угол входа потока из предыдущего колеса ГТР; x – номер колеса (1 – насос, 2 – турбина, 3 – реактор).

Представленная система дифференциальных уравнений (2) описывает процесс переключения ГТР гидромеханической системы типа УГП750-1200 и позволяет получить необходимые характеристики для анализа и оценки качества переходного процесса при подстановке соответствующих исходных данных.

Решение ММ (2) позволит оценить качество переключения ГА в гидромеханической системе в зависимости от продолжительностей процессов наполнения и опорожнения и от времени смещения данных процессов друг относительно друга.

Систему дифференциальных уравнений (2) решаем численным методом Рунге–Кутты четвертого порядка.

1.4 Результаты расчета гидромеханической системы с двумя гидротрансформаторами в период переключения

Переключение с ГТР1 на ГТР2 происходит на 8-й позиции контроллера машиниста (ПКМ) при передаточном отношении гидромеханической системы $i = 0,48$. Результаты расчетов представлены на рисунках 2–6.

1.5 Анализ результатов расчета гидромеханической системы с двумя гидротрансформаторами в период переключения

Зависимости, представленные на рисунках 2–6, отражают изменение параметров угловой скорости насосного вала, как следствие – момента на насосном валу, изменение момента на вторичном валу гидропередачи УГП750-1200 с последующим изменением касательной силы тяги тепловоза в период переключения ГТР. Используя разные комбинации параметров времени наполнения и опорожнения, удалось проследить закономерности изменения характеристик.

При равном времени наполнения и опорожнения ГТР ($t_o = t_n$) происходит снижение

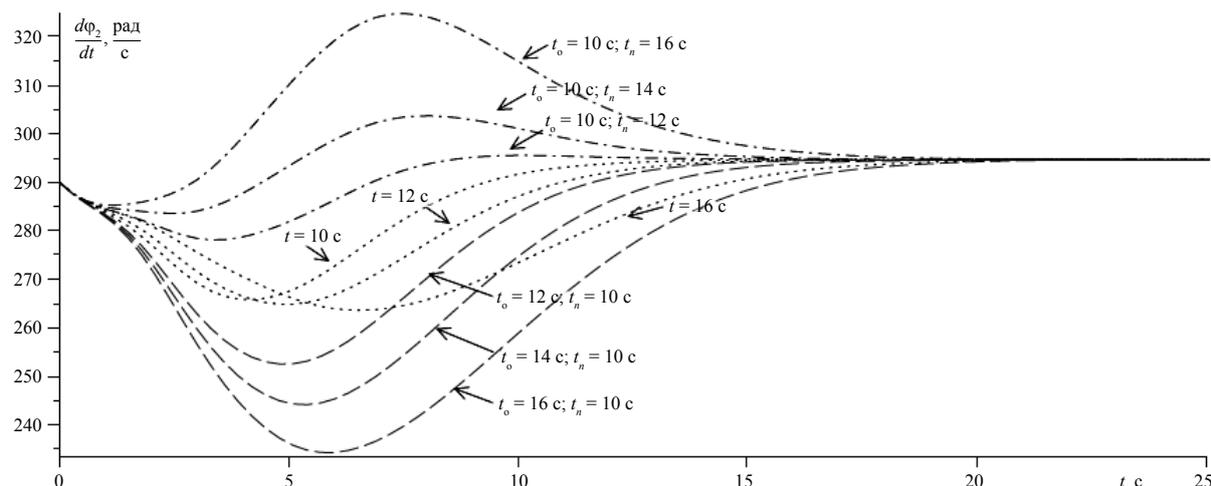


Рис. 2. Изменение угловой скорости входного вала гидромеханической системы при разных параметрах времени наполнения и опорожнения:
 t_0 – время опорожнения ГТР1; t_n – время наполнения ГТР2;
 t – время наполнения и опорожнения ГТР1 и ГТР2 считается одинаковым

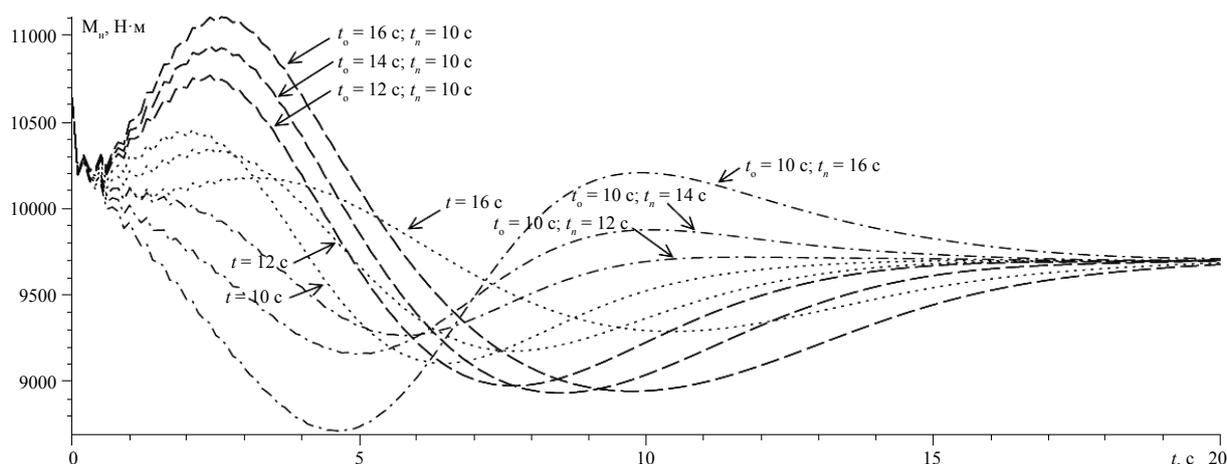


Рис. 3. Зависимость момента на насосном валу гидропередачи УГП750-1200 при разных параметрах времени наполнения и опорожнения ГТР (см. обозначения к рис. 2)

угловой скорости насосного вала, момента на насосном валу, что отражается на величине касательной силы тяги в сторону уменьшения. Величина снижения касательной силы тяги зависит от продолжительности процесса наполнения и опорожнения. Чем дольше происходит процесс переключения, тем большим количеством времени сопровождается провал в силе тяги. На рисунках 5 и 6 представлены изменения касательной силы тяги локомотива ТГМ6 А при переключении с ГТР1 на ГТР2 при разных параметрах времени наполнения и опорожнения в маневровом и поезд-

ном режимах работы. При равном времени наполнения и опорожнения снижение силы тяги произошло на 55% по сравнению со значением в начале процесса переключения.

Запаздывание процесса опорожнения относительно процесса наполнения ГТР ($t_0 > t_n$) сопровождается большим снижением угловой скорости, чем при $t_0 = t_n$, уменьшением значения момента насосного вала и, как следствие, уменьшением момента на вторичном валу, что приводит к падению касательной силы тяги в период переключения. Снижение касательной силы тяги при запаздыва-

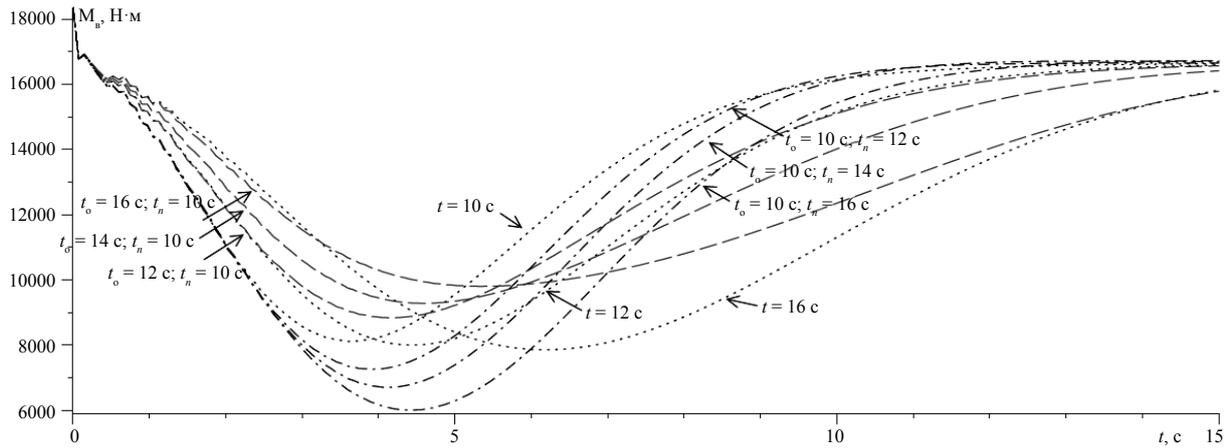


Рис. 4. Влияние параметров времени наполнения и опорожнения ГТР на момент вторичного вала УГП750-1200 (см. обозначения к рис. 2)

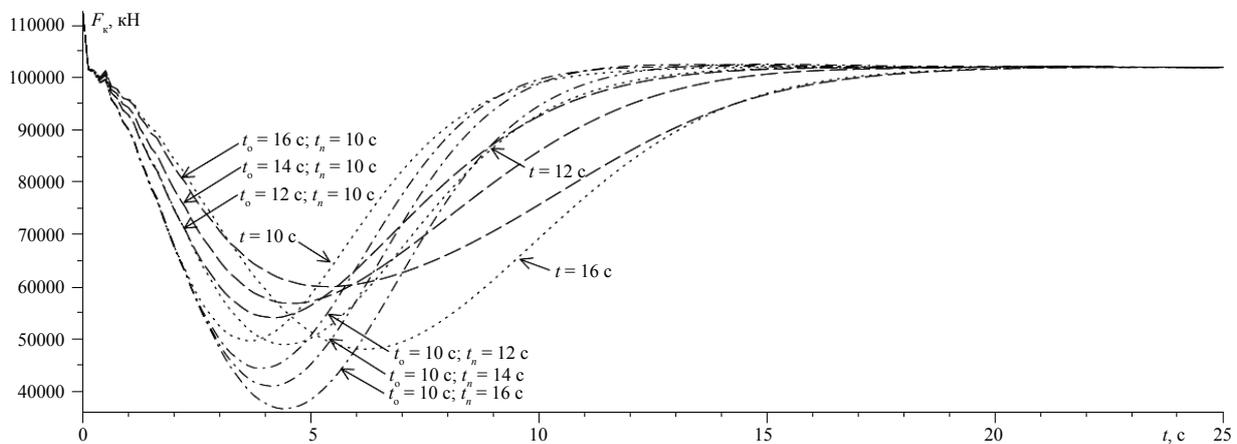


Рис. 5. Изменение касательной силы тяги локомотива ТГМ6 А при переключении с ГТР1 на ГТР2 при разных параметрах времени наполнения и опорожнения в маневровом режиме работы (см. обозначения к рис. 2)

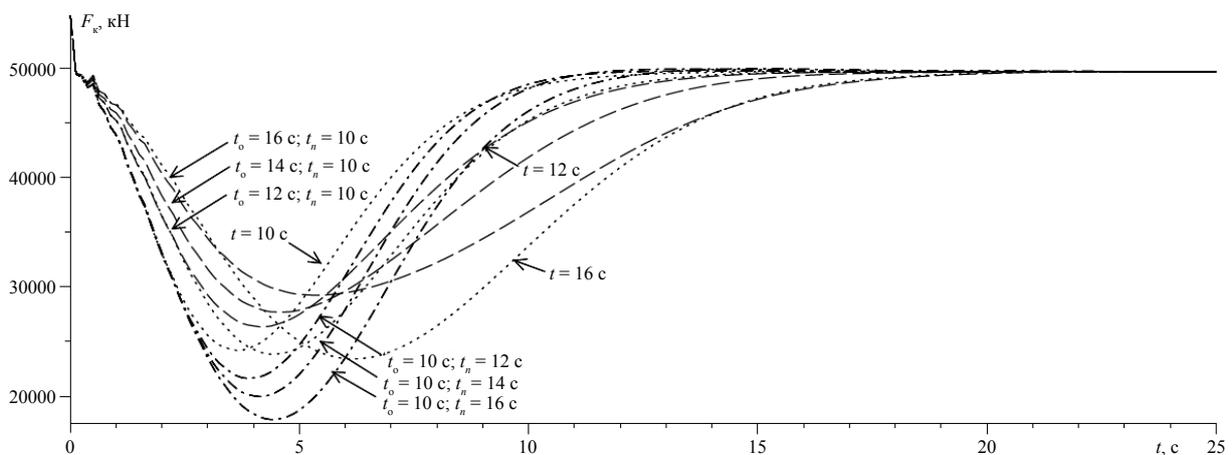


Рис. 6. Характеристики касательной силы тяги локомотива ТГМ6 А при разных параметрах времени наполнения и опорожнения ГТР в поездном режиме работы (см. обозначения к рис. 2)

нии процесса опорожнения относительно наполнения представлено на рисунках 5 и 6, при этом снижение составило 45%.

Запаздывание процесса наполнения относительно процесса опорожнения ($t_0 < t_n$) сопровождается увеличением значений угловой скорости и момента на насосном валу по сравнению с $t_0 = t_n$ и $t_0 > t_n$. В данном случае наблюдается наибольшее падение значений касательной силы тяги, составляющее 65%.

Используя различные варианты комбинаций переключения ГТР, следует отметить, что оптимальным режимом переключения для гидропередачи УГП750–1200 с ГТР1 на ГТР2 является запаздывание процесса опорожнения относительно наполнения на 4 с при общем времени переходного процесса, равном 10 с.

2 Оценка качества процесса переключения гидропередачи УГП750-1200

2.1 Определение относительной потери мощности гидропередачи УГП750-1200

Для сравнения и оценки качества переходного процесса необходимо рассмотреть значения относительной потери мощности,

отражающие снижение динамических нагрузок на элементы привода в период переключения. Относительная потеря мощности:

$$\delta = \int_0^t \frac{N_{B1} - N_{B2}}{N_{B1}} dt, \quad (3)$$

где N_{B1} – мощность на вторичном валу гидропередачи УГП750-1200 в конце процесса переключения; N_{B2} – мощность на вторичном валу гидропередачи УГП750-1200 в течение процесса переключения; t – время переходного процесса.

На основании приведенной формулы получены следующие результаты расчета (рис. 7).

Однако больший интерес представляет получение характеристик изменения значений относительной потери мощности при фиксированном времени в зависимости от величины смещения λ (где $\lambda = \frac{\Delta T}{T}$; ΔT – смещение времени наполнения (опорожнения) относительно начала переходного процесса; T – время переходного процесса). На рисунках 8–9 представлены зависимости изменения значений относительной потери мощности гидропередачи УГП750-1200 в период переключения от величины смещения процессов наполнения и опорожнения друг относительно друга.

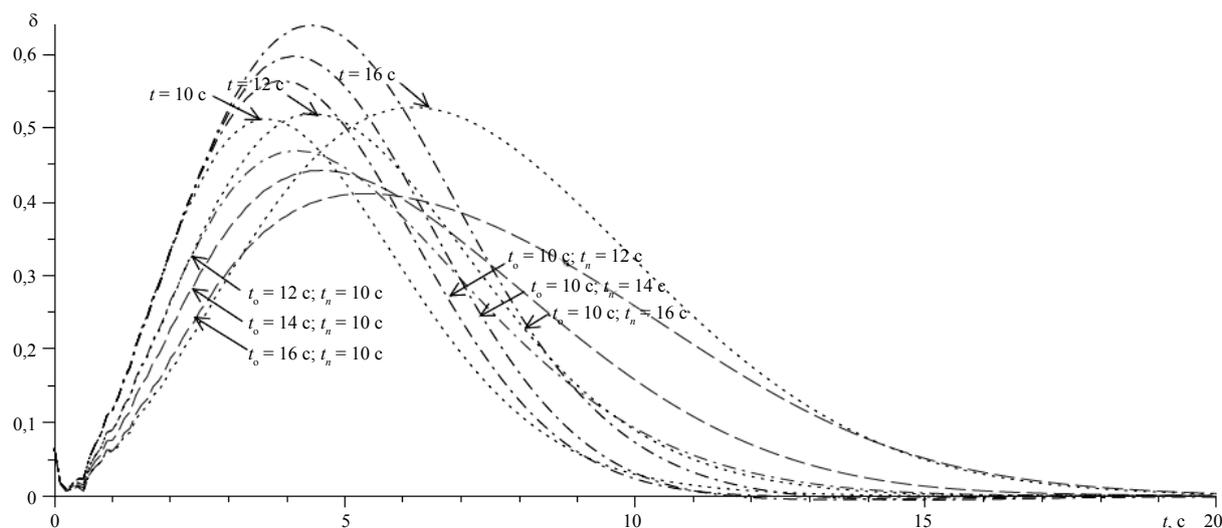


Рис. 7. Изменение относительной потери мощности гидропередачи УГП750-1200 при переключении с ГТР1 на ГТР2 в маневровом и поездном режимах работы в зависимости от времени наполнения и опорожнения (см. обозначения к рис. 2)

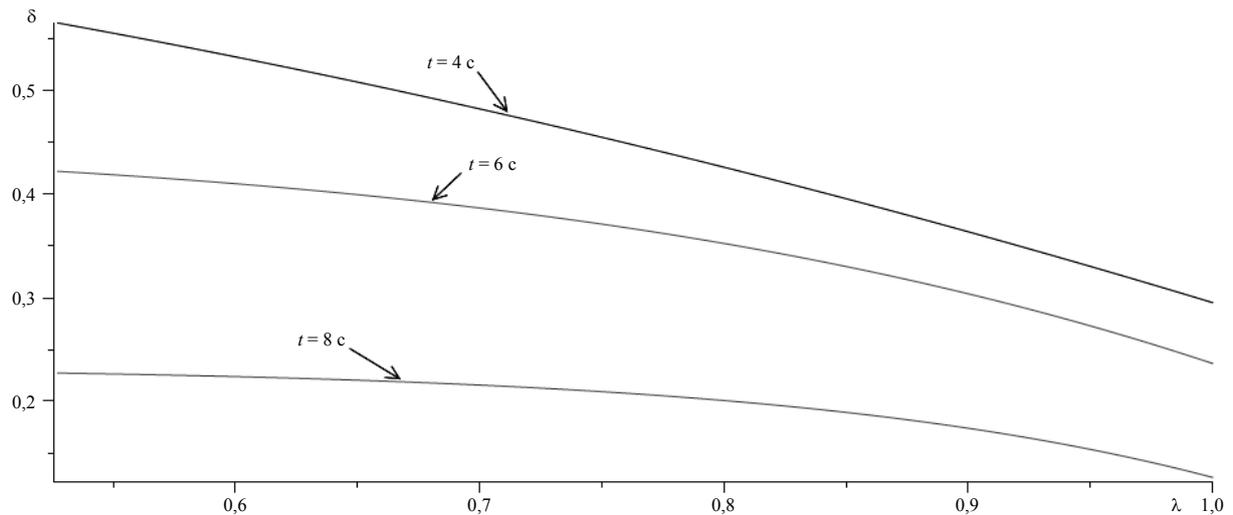


Рис. 8. Зависимость относительной потери мощности гидропередачи УГП750-1200 при переключении с ГТР1 на ГТР2 в маневровом и поездном режимах работы от величины смещения процесса опорожнения относительно наполнения

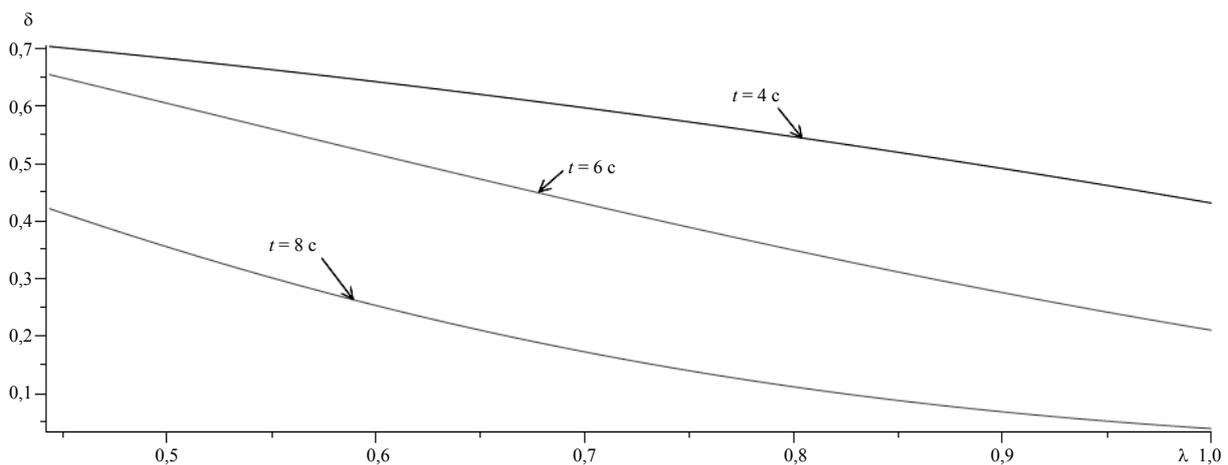


Рис. 9. Изменение относительной потери мощности гидропередачи УГП750-1200 при переключении с ГТР1 на ГТР2 в маневровом и поездном режимах в зависимости от величины смещения процесса наполнения относительно опорожнения

2.2 Оценка результатов расчета процесса переключения ГТР гидропередачи УГП750-1200

Рисунки 7–9 демонстрируют изменение значений относительной потери мощности в зависимости от времени и величины смещения процессов наполнения и опорожнения друг относительно друга.

Зависимости относительной потери мощности при переключении ГТР в маневровом и поездном режимах работы от времени на-

полнения и опорожнения представлены на рисунке 7. Данные характеристики отражают степень снижения динамических нагрузок на выходной вал гидропередачи УГП750-1200. Наибольшее снижение динамических нагрузок происходит при запаздывании процесса наполнения по отношению к опорожнению на 6 с, при этом величина снижения достигает 65%.

На рисунке 8 представлена зависимость значения относительной потери мощности от величины смещения процесса опорожне-

ния относительно наполнения. Начальный момент времени характеризуется минимальным смещением, это значит, что время наполнения и время опорожнения равны. При этом мы наблюдаем максимальное значение относительной потери мощности. Затем характер зависимости начинает изменяться, сопровождаясь сокращением потерь, пока величина запаздывания процесса опорожнения относительно процесса наполнения не достигнет максимального значения.

Рисунок 9 характеризует процесс изменения значения относительной потери мощности в зависимости от величины смещения процесса наполнения по отношению к опорожнению. В начальный момент времени смещение процессов друг относительно друга принимает максимальное значение, что характеризует наибольшие потери. Затем характер зависимости начинает изменяться, сопровождаясь сокращением потерь. Минимальное значение потерь возникает при отсутствии смещения процессов друг относительно друга.

Для снижения потерь при переключении ГА рекомендуется принимать величину смещения λ процесса опорожнения относительно наполнения в диапазоне $0,7 \dots 0,85$. Дальнейшее увеличение значения смещения приводит к значительному снижению угловой скорости насосного вала и, как следствие, коленчатого вала дизеля. Уменьшение угловой скорости вала дизеля вызывает снижение производительности питательного насоса, что в результате отрицательно скажется на переходном процессе.

Данный расчет выполнен для 8, 5, 3 ПКМ при передаточных отношениях гидропередачи $i = 0,48$, $i = 0,4$, $i = 0,35$. Результаты расчета показали, что характер зависимостей и значения относительной потери мощности при изменении ПКМ и передаточного отношения не изменяются.

Изложенное выше позволяет сделать следующие выводы.

1. Определены уравнения динамики гидромеханической системы с двумя ГА, позволяющие проанализировать переходные процессы данной системы в период переключения.

2. Представленная система дифференциальных уравнений позволяет заключить, что определяющим фактором при переключении ГА является изменение расхода жидкости в круге циркуляции.

3. Качество переключения ГА зависит от продолжительности и смещения друг относительно друга процессов наполнения и опорожнения.

4. При одновременном протекании процессов опорожнения и наполнения ГТР происходит провал силы тяги на протяжении 10–16 с, сопровождающийся увеличением относительной потери мощности, достигающей 55 %, при этом к.п.д. гидропередачи снижается до 43 %, что не может не сказаться отрицательно на ее эксплуатационных показателях.

5. Наиболее оптимальным вариантом переключения должно стать сокращение времени переходного процесса, при этом процесс опорожнения должен запаздывать по отношению к наполнению. Рекомендуется принимать величину смещения λ для оптимального переключения ГТР гидропередачи УГП750-1200 в диапазоне $0,7 \dots 0,85$, что соответствует запаздыванию процесса опорожнения на 4 с по отношению к наполнению при общем времени переходного процесса, равном 10 с.

6. Результаты расчета показывают, что вне зависимости от ПКМ и передаточного отношения переключение ГА должно происходить с одинаковой величиной смещения.

7. Воздействовать на процесс переключения возможно с помощью повышения производительности питательного насоса, увеличения сечения и рационального расположения каналов подвода и слива рабочей жидкости из полости ГТР, уменьшения объема рабочей полости ГТР, а также изменения системы автоматического регулирования гидропередачи.

Заключение

Представленная ММ предназначена для анализа процессов переключения различных типов ГА при подстановке соответствующих исходных данных.

Полученные результаты расчета характеристик и оценки качества процессов переключения позволяют выполнить анализ и отбор наиболее оптимальных временных параметров переключения ГТР для гидропередачи УПП750-1200 с учетом параметров двигателя и нагрузки и использовать полученные результаты расчета в работе существующей системы автоматического регулирования гидропередачи УПП750-1200 тепловоза ТГМ6 А.

Библиографический список

1. **О переходных** процессах в многоциркуляционных гидродинамических передачах тепловозов / В. И. Юшко, В. Г. Мицкевич // Труды МИИТа. – Вып. 243. – М. : Транспорт, 1967. – С. 135–141.
2. **Динамика** гидромеханических передач / Ю. Н. Лаптев. – М. : Машиностроение, 1983. – 104 с.
3. **Оптимизация** параметров гидродинамических приводов строительных и дорожных машин / С. П. Стесин. – М. : Машиностроение, 1996. – С. 32–33.
4. **Работа** гидротрансформатора гидропередачи промышленного локомотива в переходных процессах и неустановившихся режимах работы / А. В. Осипов, В. А. Кручек, Д. Н. Курилкин // Известия ПГУПС. – 2012. – Вып. 2. – С. 37–46.
5. **Расчет** потерь энергии в элементах тягового привода тепловоза с гидропередачей / А. В. Осипов // Известия ПГУПС. – 2011. – Вып. 3. – С. 211–217.
6. **Гидродинамические** передачи: проектирование, изготовление и эксплуатация / Б. А. Гавриленко, И. Ф. Семичастнов. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.
7. **Устройство** тепловоза ТГМ6 А / В. Н. Логунов, В. Г. Смагин и др. – М. : Транспорт, 1989. – 320 с.

УДК 629.4.027.4

Д. А. Потахов

Петербургский государственный университет путей сообщения

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НА ПОДВИЖНОМ СОСТАВЕ КОЛЕСНЫХ ПАР ПОВЫШЕННОЙ ТВЕРДОСТИ

В связи с выходом новых технических условий на изготовление колесных пар, отражающих повышение физико-механических свойств колесных сталей, рассмотрение вопроса восстановления профиля катания колесных пар при ремонте является актуальным и соответствует задачам развития ремонтных предприятий ОАО РЖД.

В статье представлен краткий обзор результатов использования колесных пар повышенного качества и твердости, отражена необходимость перехода на эти колеса, приведены их химический состав и механические свойства и рассмотрены особенности технологического процесса восстановления профиля поверхности катания данных колес. На основании этого отражена необходимость оценки обрабатываемости колес повышенной твердости при восстановлении профиля поверхности катания колесных пар подвижного состава.

В результате исследования установлено, что наиболее слабым звеном технологического процесса восстановления профиля поверхности катания колесных пар подвижного состава является тип и качество применяемого режущего инструмента (геометрия, материал твердого сплава, форма твердосплавного инструмента) и режимы резания; эффективным направлением совершенствования процесса восстановления профиля поверхности катания колесной пары является обеспечение надежной работы режущего инструмента и определение рациональных режимов резания.

цельнокатаное колесо, колесная пара, режущий инструмент, твердость, химический состав, механические свойства, износ, дефекты колес.