

21-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos
TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA,
vykusios 2018 m. gegužės 4-5 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 21th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'
TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT, 4-5 May 2018, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 21-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»
ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК, 4-5 мая 2018 г., Вильнюс, Литва

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМА САМОТОРМОЖЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ УГП750/1200 ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Александр Очкасов, Роман Коренюк, Дмитрий Черняев, Андрей Христич

*Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им.
Академика В. Лазаряна, Днепр, Украина,
E-mail: abochkasov@gmail.com*

Аннотация. Рассмотрены виды потерь энергии и энергетические процессы в гидравлической передаче. Предложено использование метода свободного выбега (самоторможения) для определения механических потерь в гидравлической передаче при стендовых испытаниях. Разработана модель механической части гидравлической передачи УГП750/1200. В результате моделирования определена область изменения допустимых значений времени выбега валов гидравлической передачи в зависимости от технического состояния ее узлов и кинематической вязкости масла.

Ключевые слова: гидравлическая передача, УГП750/1200, испытание, механические потери, режим самоторможения, имитационная модель

Введение

На украинских и литовских промышленных предприятиях, в портах эксплуатируются тепловозы с гидравлической передачей. Большая часть этих тепловозов требует модернизации и проведения капитальных ремонтов. При выполнении капитальных ремонтов и модернизации тепловозов этих типов выполняется также и капитальный ремонт гидравлической передачи. После выполнения ремонта, согласно техническим регламентам, необходимо проведение испытаний. Кинематическая схема УГП 750/1200 представлена на рисунке 1.

Гидравлическая передача УГП 750/1200 предназначена для маневровых и промышленных тепловозов мощностью от 550 до 880 кВт (750 – 1200 л.с.). Основной задачей гидравлической передачи на тепловозе является передача мощности от дизеля к колесным парам. Гидропередача состоит из пускового гидротрансформатора ГТР1, маршевого гидротрансформатора ГТР2 и гидромуфты ГМ. Насосные колеса всех трех гидроаппаратов установлены на одном ведомом валу, называемом главным, который получает вращение от дизеля через зубчатые колеса z_1 и z_2 . Турбинные колеса гидроаппаратов через пары зубчатых колес z_3 и z_4 или z_5 и z_6 приводят во вращение вторичный

вал, который в свою очередь через реверс-режимную коробку проводит во вращение раздаточный вал V.

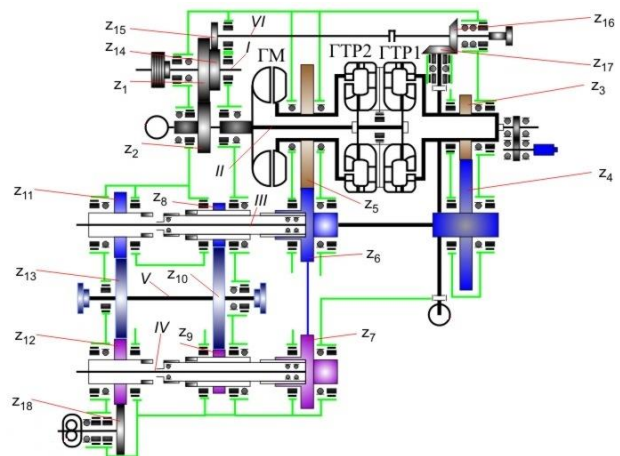


Рис. 1. Кинематическая схема УГП 750/1200: ГТР1 – пусковой гидротрансформатор; ГТР2 – маршевый гидротрансформатор; ГМ – гидромуфта; z_1 - z_{18} – зубчатые колеса; I – входной вал; II – главный вал; III – вторичный вал; IV – вал реверса; V – раздаточный вал; VI – вал отбора мощности

При работающем дизеле и незаполненных рабочей жидкостью гидроаппаратах тепловоз движения не имеет. Включение того или иного гидроаппарата в работу осуществляется путем заполнения его рабочей

жидкостью. Трогание с места и движение его на малых скоростях осуществляется на ГТР1. По мере дальнейшего увеличения скорости движения теплового обеспечивается включение в работу сначала ГТР2 а затем гидромолфы ГМ (Ovchinnikov 2006).

Анализ проблемы

Целью испытаний является приработка узлов и проверка соответствия основных параметров гидравлической передачи нормативным значениям. В процессе контрольных испытаний проверяется качество сборки; герметичность корпуса, штуцерных соединений и уплотнений; давление масла в системах питания гидроаппаратов и смазки; включение и выключение муфт реверса и режимов; работа блокировочных устройств; характер шума и вибрации гидропередачи; питательного и вихревого насосов, насоса системы смазки и фильтров системы управления гидропередачи. Температурный режим работы гидропередачи проверяется в процессе всего периода испытаний.

При испытании гидравлических передач, как правило, используется типовая стенд. Стенд состоит из приводного электродвигателя и нагрузочного устройства (Zhukovytsky et al. 2015; Vodnar et al. 2016).

Одним из основных параметров характеризующим работу гидравлической передачи является ее КПД, который определяется как отношение мощности снимаемой с раздаточного вала к мощности, подводимой к приводному валу. Если значение КПД соответствует паспортным данным, то можно считать, что отремонтированная гидравлическая передача находится в технически исправном состоянии. При отклонении значения КПД от нормативного, необходимо определить тот узел, который приводит к увеличению потерь. Определение причины является сложной задачей, так как динамическая гидравлическая передача имеет следующие виды потерь (Ovchinnikov 2006; Semichastnov 1961): механические, гидравлические и потери мощности на собственные нужды.

Методика

На КПД гидропередачи влияет величина внутренних потерь.

Основные механические потери возникают в следующих местах:

- в подшипниках;
- в зубчатых колесах;
- дисковое трение в кругу циркуляции гидроаппаратов.

При циркуляции жидкости в гидроаппаратах возникают следующие гидравлические потери:

- удар при входе на лопатки;
- трение по длине в каналах между лопастями;
- искривление канала;
- изменение сечения в профилированных каналах.

Питательный и откачивающий насосы обеспечивают работу гидравлической передачи, поэтому их суммарную мощность относим к потерям на соб-

ственные нужды. Суммарные потери можно записать в виде:

$$\sum P_{сум}^{у\text{тп}} = \sum P_{\text{мех}} + \sum P_{\text{гидр}} + \sum P_{\text{сн}}, \quad (1)$$

где: $\sum P_{\text{мех}}$ – суммарные механические потери в гидравлической передаче; $\sum P_{\text{гидр}}$ – суммарные гидравлические потери в гидроаппарате; $\sum P_{\text{сн}}$ – суммарные потери на собственные нужды.

Суммарные потери гидравлической передаче можно определить по формуле:

$$\sum P_{сум}^{у\text{тп}} = N_{\text{вх}} - N_{\text{вых}}. \quad (2)$$

где: $N_{\text{вх}}$ – мощность на входе гидравлической передачи; $N_{\text{вых}}$ – мощность на выходе гидравлической передачи.

При существующей технологии испытаний наиболее целесообразным является определение механических потерь, так как гидравлические потери в гидроаппаратах в основном зависят от конструкции и практически не изменяются в процессе эксплуатации.

Конструктивно гидравлическая передача не имеет жесткой связи между приводным и раздаточным валами, поэтому общие механические потери будут состоять из нескольких частей:

$$\sum P_{\text{мех}} = P'_{\text{мех}} + P''_{\text{мех}} + P'''_{\text{мех}}, \quad (3)$$

где: $P'_{\text{мех}}$ – механические потери приводного вала, главного вала (со стороны насосных колес) и вала отбора мощности; $P''_{\text{мех}}$ – механические потери главного вала (со стороны турбинных колес), вторичного вала и вала реверса до подвижных муфт; $P'''_{\text{мех}}$ – механические потери вторичного вала и вала реверса от неподвижных муфт, раздаточный вал.

Статья посвящена определению механических потерь $P''_{\text{мех}}$. Одним из способов определения этих потерь является метод свободного выбега (самоторможения). Метод самоторможения используется для определения механических потерь в электрических машинах и других агрегатах. Суть метода самоторможения заключается в определении отрицательного ускорения самоторможения. Ускорение определяется либо с помощью датчиков ускорений либо косвенно, например, способом хорды. При использовании способа хорды, измеряется промежуток времени t , в течение которого частота вращения затормаживающейся вращающейся части изменяется от значения n_1 до n_2 . Отношение изменения частоты вращения $\Delta n = n_1 - n_2$ к промежутку времени t близко к значению производной частоты вращения по времени (GOST 25941 – 83, 2003).

Уравнения движения валов гидравлической передачи в режиме свободного выбега можно представить в виде (Vodnar 1997):

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt} + J_{22} \frac{d\omega_{22}}{dt} + J_{31} \frac{d\omega_{31}}{dt} + J_{41} \frac{d\omega_{41}}{dt} = M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_{O_2} - M_{O_{\text{врт}}} - M_{O_{\text{впр}}} - M'_{\text{Опов}}, \quad (4)$$

где: $J_1 \frac{d\omega_1}{dt}$ – момент от сил инерции движущихся масс насосных колес вала;

$$J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt} \text{ – момент от сил инерции движущихся}$$

масс турбинных колес и вала ГТР1;

$$J_{22} \frac{d\omega_{22}}{dt} \text{ – момент от сил инерции движущихся}$$

масс турбинных колес и вала ГТР2 и гидромукфы (для УГП 1200ПР);

$$J_{31} \frac{d\omega_{31}}{dt} \text{ – момент от сил инерции движущихся}$$

масс вторичного вала к муфте;

$$J_{41} \frac{d\omega_{41}}{dt} \text{ – момент от сил инерции движущихся}$$

масс вала реверса к муфте;

M_1 – эффективный момент, развиваемый насосным колесом;

M_2 – момент, который потребляет турбинное колесо ГТР1;

M_3 – потери момента в направляющем аппарате;

M_4 – потери момента при протекании рабочей жидкости по колесам;

M_{O_2} – потери момента на преодоление механического сопротивления вращения турбинных валов;

M_{O_3} – потери момента на преодоление механического сопротивления вращения вторичного вала;

M_{O_4} – потери момента на преодоление механического сопротивления вращения вала реверса;

$M'_{\text{Опов}}$ – потери момента на преодоление воздушного сопротивления вращения турбинных колес ГТР2 и ГМ.

Способ определения механических потерь в гидравлической передаче методом самоторможения (свободного выбега) заключается в следующем. После раскрутки турбинного колеса до определенной угловой скорости, приводной электродвигатель отключается от питания. В результате приводной двигатель останавливается. При этом, вал отбора мощности, приводной вал и насосный вал останавливаются, так как они связаны с валом двигателя, поэтому моменты M_1 , M_2 , M_3 , M_4 равны нулю.

Исходя из кинематической схемы гидравлической передачи УГП 750/1200 видно, что после остановки приводного электродвигателя турбинные валы гидротрансформаторов (ГТР1 и ГТР2) и гидромукфы (ГМ) продолжают вращаться под действием сил инерции. Уравнения их движения имеет вид:

$$J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt} + J_{22} \frac{d\omega_{22}}{dt} + J_{31} \frac{d\omega_{31}}{dt} + J_{41} \frac{d\omega_{41}}{dt} = M_{O_2} + M_{O_3} + M_{O_4} + M'_{\text{Опов}}. \quad (5)$$

Так как определение составляющих потерь момента каждого вала, не разрушая кинематическую связь между валами, очень сложно, то их можно представить в виде общего тормозного момента, который равен:

$$M_{\Gamma} = M_{O_2} + M_{O_3} + M_{O_4} + M'_{\text{Опов}}. \quad (6)$$

Уравнение движения валов запишется в виде:

$$J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt} + J_{22} \frac{d\omega_{22}}{dt} + J_{31} \frac{d\omega_{31}}{dt} + J_{41} \frac{d\omega_{41}}{dt} = M_{\Gamma}. \quad (7)$$

Таким образом, кинетическая энергия движущихся масс валов гидравлической передачи в режиме свободного выбега полностью расходуется на преодоление сил трения.

Выразив угловую скорость через частоту вращения $\omega = 2\pi n$ и подставив в уравнение, получим:

$$2\pi \left(J_{21} \frac{dn_{21}}{dt} + J_{22} \frac{dn_{22}}{dt} + J_{31} \frac{dn_{31}}{dt} + J_{41} \frac{dn_{41}}{dt} \right) = M_{\Gamma}. \quad (8)$$

Для измерения частоты вращения валов гидравлической передачи используется модернизированный датчик скорости (Zhukovytskyu, Kliushnyk 2016). Датчик скорости установлен на турбинном валу ГТР1, и регистрирует частоту вращения валов, то моменты инерции J_{22} , J_{31} и J_{41} необходимо привести к этому валу.

Зная тормозной момент, определяем механические потери $P''_{\text{мех}}$ по формуле:

$$P''_{\text{мех}} = M_{\Gamma} \cdot \omega = 2\pi \cdot n_{21} \cdot M_{\Gamma}. \quad (8)$$

В рамках исследования проведены испытания гидравлических передач по выше изложенной методике и собран статистический материал. Целью испытаний являлось оценка уровня механических потерь в гидравлической передаче. На основании результатов испытаний можно сделать вывод о качестве ремонта и сборки механической части передачи. Однако нет возможности локализации места неисправности и оценки степени влияния неисправности на время выбега.

При проведении исследований построена имитационная 3D модель механической части гидравлической передачи УГП 750 – 1200 в программном комплексе Autodesk Inventor. Целью моделирования является определение диапазона изменения времени выбега валов гидравлической передачи в зависимости от технического состояния ее узлов. При моделировании также учитывалось влияние температуры и, как следствие, кинематической вязкости масла на механические. Моделирование позволяет имитировать неисправности подшипников, зубчатых зацеплений и уз-

лов механической части гидropередачи, которые могут влиять на механические потери.

Имитационная модель механической части гидравлической передачи состоит из 34 основных деталей и более 100 стандартных деталей. Общий вид имитационной модели приведен на рисунке 2.

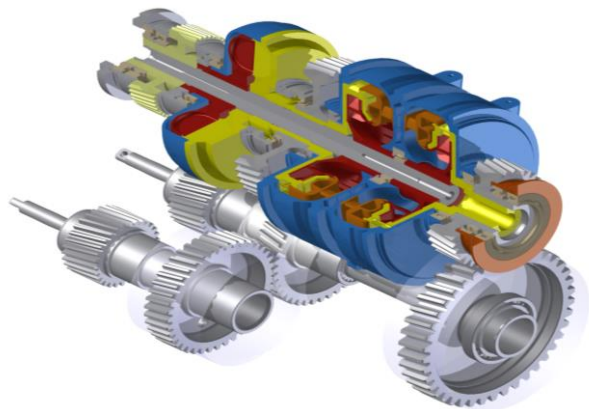


Рис. 2. Общий вид модели механической части УПТ 750/1200

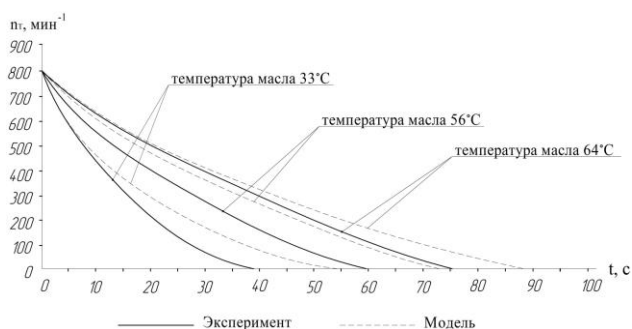


Рис. 3. Зависимости изменения частоты вращения n_t турбинного вала гидравлической передачи от времени t при различной температуре масла

В результате моделирования передачи в режиме самоторможения получены теоретические зависимости времени выбега турбинного вала от температуры масла и величины механических моментов сопротив-

ления. Что позволило получить область допустимых значений времени выбега турбинного вала гидравлической передачи в зависимости от технического состояния ее узлов и температуры масла.

Сравнение результатов моделирования с результатами испытаний позволяет говорить об адекватности разработанной модели.

Экспериментальные и теоретические зависимости изменения частоты вращения n_t турбинного вала гидравлической передачи от времени t при различной температуре масла, приведены на рисунке 3.

Для локализации места возникновения неисправностей и оценки влияния отказов узлов гидравлической передачи на время выбега главного вала необходимо проводить дальнейшие экспериментальные и теоретические исследования.

Выводы

Рассмотрены виды потерь энергии в гидравлической передаче в режиме самоторможения. Предложено использование метода свободного выбега (самоторможения) для определения механических потерь в гидравлической передаче при стендовых испытаниях. Разработана модель механической части гидравлической передачи УПТ750/1200. В результате моделирования определена область изменения допустимых значений времени выбега валов гидравлической передачи. Время выбега валов при моделировании находится в пределах от 55 до 90 секунд, что соответствует температуре масла от 33 до 64°C. При проведении испытаний время выбега валов, при таких же значениях температуры масла, составило от 40 до 75 секунд. Отличие результатов моделирования и эксперимента объясняется тем, что в модели не учтены потери на привод насосов системы смазки и питания передачи. Дальнейшие исследования будут направлены на определение зависимости времени выбега валов в режиме самоторможения с учетом влияния технического состояния узлов гидравлической передачи, кинематической вязкости масла, затрат на привод вспомогательных систем.

Литература

- Ovchinnikov, V.M.; Halimanchik, V.A.; Nevzorov, V.V. 2006. *Hydraulic transmission of diesel locomotives: Textbook*, "BelGUT". Gomel, 155 p. (in Russian).
- Zhukovytskyu, I.V.; Kliushnyk, I. A.; Ochkasov, O. B.; Korenyuk, R.O. 2015. Information-measuring Test System of Diesel Locomotive Hydraulic Transmissions // *Наука та прогрес транспорту*. № 5 (59). С. 53—65. — doi: 10.15802/stp2015/53159.
- Semichastnov, I.F. 1961. *Hydraulic transmissions of locomotives*. - М.: Mashgiz, 332 p. (in Russian).
- GOST 25941 - 83. 2003. Electric rotating machines. Methods for determining the loss and efficiency - Moscow: Izd-vo standards. 29 p. (in Russian).
- Bodnar, B. E. 1997. Theoretical foundations, experience in creating systems for testing and diagnosing diesel locomotives with hydrodynamic transmission: *Dissertacija na soiskanje stepeni kandidata tehniceskikh nauk* (05.22.07 - podvzhnoy sostav i tyaga poezdov); Dnepropetrovsk: Dnepropetrovsk. state. tech. un-t railway transp. - 1997. (in Russian).
- Zhukovytskyu, I.V.; Kliushnyk, I.A. 2016. Use of Microcontroller for Measuring Shaft Speed of Diesel Locomotive Hydraulic Transmission// *Наука та прогрес транспорту*. № 5 (65). С. 43—53. doi 10.15802/stp2016/83990.
- Bodnar, B.; Ochkasov, A.; Bobyр, D. 2016. Improving Operation and Maintenance of Locomotives of Ukrainian Railways // *Technologijos ir Menas = Technology and Art*. № 7. P. 109—114