
УДК 629.113:004.021

В. П. Тарасик, В. В. Региня

**ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**

UDC 629.113:004.021

V. P. Tarasik, V. V. Reginia

**DIAGNOSIS OF TECHNICAL CONDITION OF QUARRY DUMP TRUCK
TORQUE CONVERTER**

Аннотация

Изложена предлагаемая методика диагностирования технического состояния гидродинамического трансформатора. Приведены результаты экспериментальных исследований его характеристик, обоснованы выбор диагностических параметров и способы проведения диагностирования.

Ключевые слова:

диагностирование, мониторинг, гидродинамический трансформатор, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, карьерный самосвал.

Abstract

Methods of diagnosing technical condition of a hydrodynamic torque converter are presented. The results of the experimental research of its characteristics are given; on their basis the choice of diagnostic parameters and methods of diagnosing is justified.

Key words:

diagnosis, monitoring, hydrodynamic torque converter, hydromechanical transmission, mechatronic system of automatic control, quarry dump truck.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30...60 т применяется гидромеханическая передача (ГМП). В состав ГМП входят гидродинамический трансформатор (ГДТ) и многоступенчатая механическая коробка передач, передачи в которой переключаются посредством многодисковых фрикционов с гидроприводом управления.

Для управления ГМП сотрудниками кафедры «Автомобили» Белорусско-Российского университета разработана мехатронная система автоматического управления (МСАУ). Эта система управляет переключением передач, блокированием гидротрансформатора, изменением режима работы двигателя при

переключении передач, обеспечивает плавное включение фрикционов ГМП.

Для реализации алгоритмов управления МСАУ снабжена множеством датчиков, позволяющих фиксировать изменения частот вращения вала двигателя, валов ГМП (турбинного, промежуточного и выходного), положения органов управления (педаль акселератора, рабочего тормоза, гидродинамического тормоза-замедлителя, рычага стояночного тормоза, рычага селектора выбора режимов работы ГМП), положения грузовой платформы, массы перевозимого груза, давлений в магистралях гидропривода, температуры масла ГМП и двигателя, скорости движения

и др. [2, 5].

Наличие большого количества датчиков в составе МСАУ позволяет получать непрерывно в режиме реального времени информацию о процессах функционирования основных механизмов и систем ГМП и выполнять мониторинг их технического состояния с отображением результатов на экране дисплея. Осуществляется также непрерывный мониторинг состояния всех электронных компонентов МСАУ, включая систему датчиков. Описание выполняемых операций мониторинга приведено в [1].

Однако некоторые неисправности ГМП не выявляются в процессе мониторинга, например, повышенные потери энергии во фрикционах, обусловленные короблением и заклиниванием фрикционных дисков; снижение преобразующих свойств ГДТ; износ муфт свободного хода реакторных колес ГДТ; заклинивание этих муфт. Вследствие этих неисправностей снижаются показатели эффективности выполнения транспортной работы (снижается производительность, возрастает удельный расход топлива). При этом ГМП продолжает выполнять свои функции, но параметры ее уже не соответствуют установленным требованиям технической документации.

Выявление таких неисправностей требует разработки соответствующих методик проведения диагностирования. В [1] предложен способ диагностирования, позволяющий выявить причины снижения эффективности работы машины. Он основан на использовании тестовых режимов испытаний. Для оценки снижения мощности двигателя, увеличения потерь энергии в ГМП по причине неисправности фрикционов в качестве тестового режима испытаний предлагается использовать разгон автомобиля на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием при полной подаче топлива в двигатель с номинальной нагрузкой машины. В процессе раз-

гона определяются показатели тягово-скоростных свойств автомобиля и сравниваются с нормативными значениями, хранящимися в базе данных МСАУ. Наиболее информативные показатели – время разгона до заданной скорости t_v и проходимый за это время путь s_v . Существенно реагирует на снижение реализуемой энергии также время разгона на мерных участках маршрута. Все эти диагностические параметры можно непосредственно определить и фиксировать техническими средствами МСАУ.

В работе рассмотрены возможные способы диагностирования технического состояния ГДТ. Они основаны на использовании тестовых режимов испытаний. Проводятся два вида тестовых испытаний: разгон автомобиля и испытание на стоповом режиме ГДТ при заторможенном автомобиле.

На рис. 1 показана конструкция ГДТ самосвалов БелАЗ [2]. ГДТ представляет собой гидравлическую лопастную машину, основными элементами которой являются насосное 7 и турбинное 4 колеса, колеса 5 и 6 направляющего аппарата (реактора) и система питания, обеспечивающая поддержание давления в рабочей полости, исключаящего кавитацию рабочей жидкости, и прокачку рабочей жидкости для отвода выделяемой тепловой энергии и поддержания допускаемой температуры.

Насосное колесо выполняет функцию генератора, преобразуя подводимую к нему механическую энергию двигателя в энергию рабочей жидкости. Турбинное колесо представляет собой гидравлический двигатель, который энергию рабочей жидкости преобразует в механическую энергию.

Колеса реактора 5 и 6 установлены на муфтах свободного хода (МСХ) позволяющими получить более широкую область работы ГДТ с высокими значениями КПД, а также реализовать режим гидромуфты. Насосное колесо 7 кар-

данной передачей связано с валом двигателя. Энергия двигателя передается насосному колесу через входной вал 1,

корпус фрикциона блокировки 2 и кожух 3. Турбинное колесо 4 закреплено на входном валу 10 коробки передач.

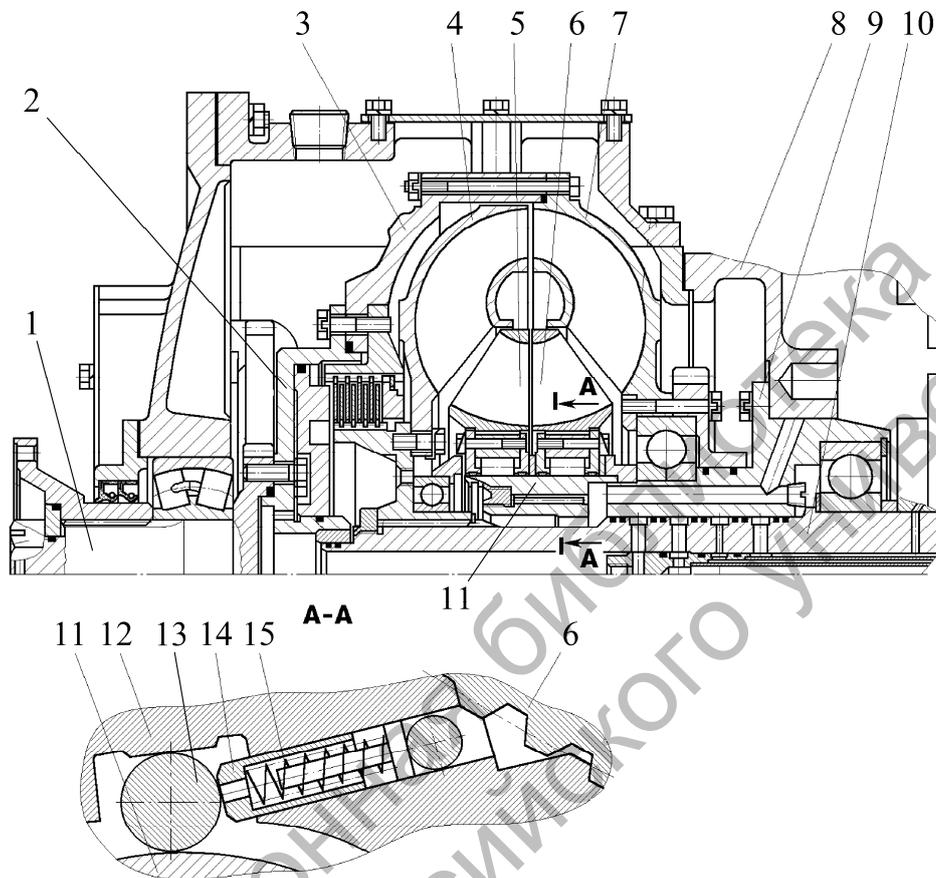


Рис. 1. Конструкция гидродинамического трансформатора

Муфта свободного хода состоит из обоймы 12 с клиновидными пазами, в которых размещены ролики 13, и опорной ступицы 11 с цилиндрической беговой дорожкой. Опорная ступица МСХ 11 жестко связана с корпусом коробки передач 8 посредством ступицы 9. Каждое колесо реактора жестко связано со своей обоймой МСХ шлицевым соединением. Ролики 13 поджимаются пружинами 15 через толкатели 14.

Исправные МСХ обеспечивают стопорение реакторных колес на режиме трансформации вращающего момента и последовательно освобождают эти колеса при соответствующих значениях

передаточного отношения ГДТ, позволяя им свободно вращаться в потоке циркулирующей рабочей жидкости по межлопаточным каналам. Выход из строя МСХ приводит либо к исключению возможностей своевременного стопорения реакторных колес, либо к заклиниванию роликов МСХ и полной блокировке колес реактора.

Основные неисправности ГДТ: износ и разрушение рабочих поверхностей клиновидных пазов, опорной ступицы 11 и роликов 13 МСХ (бринелирование, питтинг); разрушение лопаточной системы колес ГДТ; заполнение продуктами износа рабочей полости и каналов

прокачки рабочей жидкости через ГДТ.

Для выявления неисправностей МСХ необходимо обосновать диагностический параметр и определить параметры тестовых режимов испытаний при диагностировании. С этой целью были проведены испытания гидротрансформатора ЛГ-70Н, используемого на карьерном самосвале БелАЗ-75450. Испытания проводились на специальном стенде в экспериментальном цехе ОАО БелАЗ.

Структурная схема стенда представлена на рис. 2. В его состав входят: 1 – балансирная машина постоянного

тока МПБ 55/34 мощностью 800 кВт; 2 и 5 – карданные передачи, оснащенные модулями для измерения вращающих моментов и частоты их вращения; 3 – специальный корпус для установки испытуемого гидротрансформатора; 4 – маслососная станция с водомасляным теплообменником, позволяющим поддерживать необходимую температуру рабочей жидкости; 6 – нагружающее устройство – гидравлический тормоз фирмы «Шенк» мощностью 1200 кВт; 7 – механический стопор вала гидравлического тормоза.

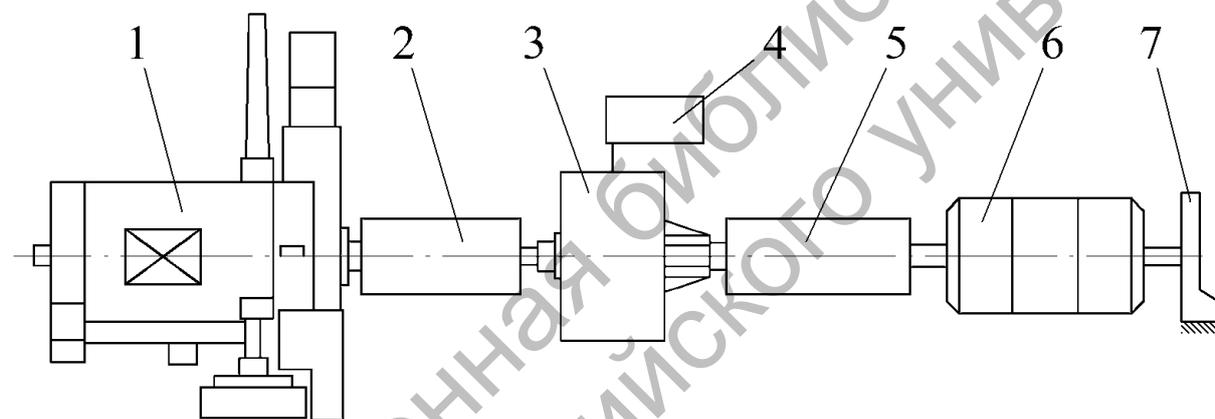


Рис. 2. Структурная схема стенда для испытаний ГДТ

В качестве рабочей жидкости ГДТ использовалось масло марки «А» кинематической вязкостью $7,3 \text{ мм}^2/\text{с}$ и плотностью $812 \dots 820 \text{ кг/м}^3$. Давление рабочей жидкости на входе ГДТ обеспечивалось маслососной станцией и поддерживалось постоянным на уровне $0,4 \text{ МПа}$. Температура рабочей жидкости во время испытаний находилась в пределах $(90 \pm 3) \text{ }^\circ\text{C}$, что обеспечивалось посредством изменения расхода воды через водомасляный теплообменник.

В процессе испытаний осуществлялась имитация следующих возможных неисправностей ГДТ (отказов):

- отказ муфты свободного хода (МСХ) первого реактора;

- отказ МСХ второго реактора;
- отказы МСХ обоих реакторов одновременно.

Для имитации этих отказов из МСХ извлекались ролики. Испытаниям подвергался также ГДТ штатного исполнения без отмеченных неисправностей.

Имитируемые отказы представляли собой неисправности, заключающиеся в том, что МСХ не заклинивают на режиме трансформации момента и не блокируют вращения реакторов, вследствие чего они свободно вращаются и не изменяют направление потока жидкости. В результате не изменяется момент количества движения жидкости и

не происходит трансформация вращающего момента. При отказе обоих реакторов ГДТ превращается в гидродинамическую муфту, позволяющую изменять лишь соотношение между угловыми скоростями вращения насосного и турбинного колес.

Проведение испытаний ГДТ и обработка результатов осуществлялись в соответствии с методикой, изложенной в [7]. Энергетические возможности стенда и характеристики его приводного и нагрузочного устройств позволяли создавать нагрузку в диапазоне изменения передаточного отношения ГДТ $i_{Т.Н}$ в пределах от 0,28 до значения, близкого к режиму холостого хода (в пределах 0,93...0,96). Максимальная частота вращения насосного колеса ГДТ составляла 1600 об/мин.

В процессе испытаний регистрировались следующие параметры:

- частота вращения n_H и вращающий момент M_H насосного колеса;
- частота вращения n_T и вращающий момент M_T турбины;
- давление рабочей жидкости на входе ГДТ;
- температура рабочей жидкости на выходе из ГДТ.

Частоты вращения n_H , n_T и вращающие моменты M_H , M_T измерялись посредством датчиков, установленных на карданных передачах 2 и 5 (см. рис. 2). Регистрация всех измеряемых параметров производилась после достижения установившегося скоростного режима вращения валов и моментов нагрузки при отмеченном выше уровне температуры рабочей жидкости.

Последовательно изменяя нагрузку, создаваемую тормозом 6, получено 46 комплектов значений измеряемых параметров. При обработке результатов эксперимента использованы известные формулы, связывающие между собой параметры характеристик ГДТ [3]:

$$M_H = \lambda_H \rho \pi^2 n_H^2 D_a^5 / 900; \quad (1)$$

$$i_{Т.Н} = n_T / n_H; \quad (2)$$

$$K_{Т.Н} = M_T / M_H; \quad (3)$$

$$\eta_{Т.Н} = K_{Т.Н} i_{Т.Н}, \quad (4)$$

где λ_H – коэффициент момента насосного колеса (безразмерная величина); ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; D_a – активный диаметр ГДТ, м; $i_{Т.Н}$ – передаточное отношение ГДТ; $K_{Т.Н}$ – коэффициент трансформации вращающего момента; $\eta_{Т.Н}$ – КПД.

Так как численное значение коэффициента λ_H сравнительно невелико, то в практических расчетах обычно используют величину $\lambda_H \rho$, вычисляемую по формуле

$$\lambda_H \rho = \frac{900 M_H}{\pi^2 n_H^2 D_a^5}. \quad (5)$$

Проведенный регрессионный анализ результатов эксперимента позволил получить уравнения регрессий, устанавливающих зависимости параметров $\lambda_H \rho$ и $K_{Т.Н}$ от $i_{Т.Н}$. Для описания этих зависимостей использованы полиномы 5-го порядка:

$$F(i_{Т.Н}) = \sum_{k=0}^n b_k i_{Т.Н}^k, \quad (6)$$

где $F(i_{Т.Н})$ – функция отклика (характеристика $\lambda_H \rho = f(i_{Т.Н})$ либо $K_{Т.Н} = f(i_{Т.Н})$); b_k – коэффициент регрессии; n – порядок полинома.

Значения коэффициентов регрессий b_k для всех четырех объектов испытаний приведены в табл. 1.

Оценка адекватности полученных математических описаний исследуемых характеристик осуществлялась с использованием критерия Фишера F , а их работоспособность оценивалась крите-

рием детерминации R^2 , значения которых приведены также в табл. 1. Адекватность обеспечивается при условии, когда значение F превышает табличное

значение критерия Фишера F_T , а работоспособность – при $R^2 \geq 0,75$ [4].

Табл. 1. Результаты регрессионного анализа характеристик ГДТ

Состояние ГДТ	Параметр ГДТ	Коэффициент регрессии					
		b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
Штатное	$\lambda_{нр}$	1,799903	-2,163016	22,927474	-67,185891	82,536474	-37,963406
	$K_{т.н}$	3,040505	0,058501	-21,622751	54,010701	-55,551638	21,090035
МСХ 1-го реактора	$\lambda_{нр}$	1,756688	-3,224817	28,712713	-78,078070	91,512523	-40,733623
	$K_{т.н}$	2,497280	-0,481233	-8,477850	21,324841	-24,668113	10,824693
МСХ 2-го реактора	$\lambda_{нр}$	4,133729	-7,452170	48,501880	-127,08488	132,684350	-50,797720
	$K_{т.н}$	1,595992	1,128412	-14,426117	32,647977	-30,061767	10,111471
МСХ обоих реакторов	$\lambda_{нр}$	3,894227	7,781080	-24,398469	6,471267	24,353625	-18,110535
	$K_{т.н}$	1,027747	1,320017	-9,816750	25,779934	-28,589248	11,261514

Продолжение табл. 1.

Параметр ГДТ	Оценка адекватности и работоспособности				
	$S_{ост}^2$	$S_{ср}^2$	F	F_T	R^2
$\lambda_{нр}$	$1,074 \cdot 10^{-3}$	$1,889 \cdot 10^{-1}$	$1,758 \cdot 10^2$	1,69	0,995
$K_{т.н}$	$5,223 \cdot 10^{-4}$	$2,063 \cdot 10^{-1}$	$3,950 \cdot 10^2$		0,998
$\lambda_{нр}$	$6,247 \cdot 10^{-4}$	$1,649 \cdot 10^{-1}$	$2,640 \cdot 10^2$		0,997
$K_{т.н}$	$1,806 \cdot 10^{-4}$	$1,440 \cdot 10^{-1}$	$7,972 \cdot 10^2$		0,999
$\lambda_{нр}$	$1,615 \cdot 10^{-3}$	1,017	$6,298 \cdot 10^2$		0,999
$K_{т.н}$	$2,257 \cdot 10^{-4}$	$1,357 \cdot 10^{-2}$	$6,010 \cdot 10^1$		0,985
$\lambda_{нр}$	$6,000 \cdot 10^{-4}$	1,404	$2,341 \cdot 10^3$		0,999
$K_{т.н}$	$2,209 \cdot 10^{-4}$	$1,042 \cdot 10^{-3}$	4,719		0,811

Остаточная дисперсия $S_{ост}^2$ и дисперсия модели среднего $S_{ср}^2$ вычислялись по формулам:

$$S_{ост}^2 = \frac{1}{N - N_B} \sum_{i=1}^N (x_i - \hat{x}_i)^2 ; \quad (7)$$

$$S_{ср}^2 = \frac{1}{N - 1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 , \quad (8)$$

где N – количество опытов; N_B – количество коэффициентов регрессии в уравнении (6); x_i – i -е значение оцени-

ваемого параметра (в данном случае $\lambda_{нр}$ и $K_{т.н}$), полученное на основе эксперимента; \hat{x}_i – значение этого же параметра, вычисленного по уравнению регрессии (6); \bar{x} – среднее выборочное значение оцениваемого параметра.

Из табл. 1 видно, что адекватность и работоспособность полученных моделей обеспечена.

На рис. 3 приведены графики зависимостей $\lambda_{нр} = f(i_{т.н})$, $K_{т.н} = f(i_{т.н})$ и $\eta_{т.н} = f(i_{т.н})$ для всех четырех вариантов технического состояния ГДТ. Кружками отображены координаты ха-

рактических, полученные из эксперимента. Изображено лишь каждое второе экспериментальное значение в связи с

высокой частотой их расположения. Две последние точки расчётные.

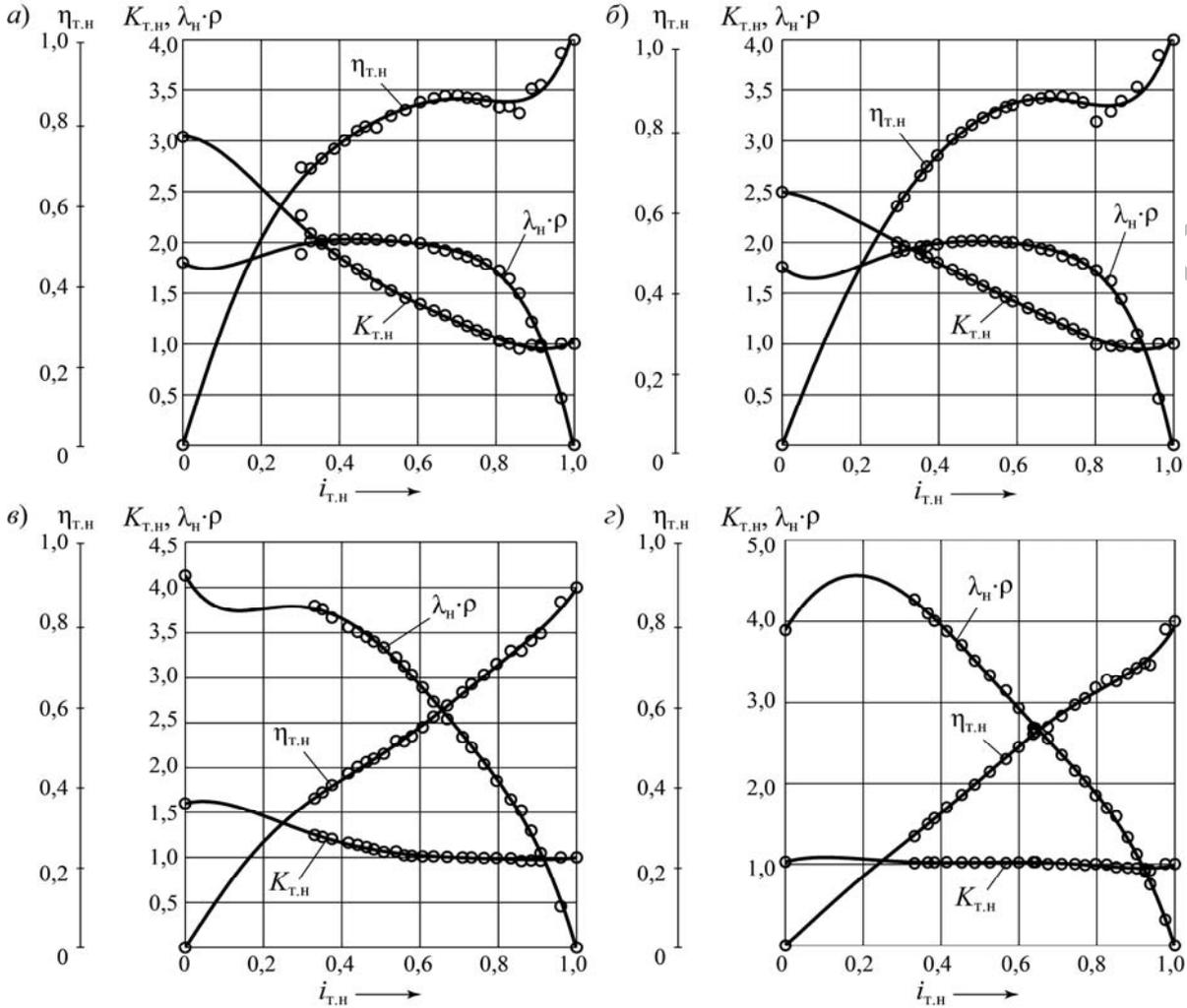


Рис. 3. Характеристики ГДТ при его различных технических состояниях

При испытаниях ГДТ на стоповом режиме вал тормоза был застопорен ($n_T = 0$, $i_{T,н} = 0$). Минимальное количество опытов, регламентируемое стандартом [7], должно быть не менее трех. Было проведено по пять опытов для каждого состояния ГДТ. Результаты экспериментов приведены в табл. 2, а их статистические оценки – в табл. 3.

Поскольку значение параметра $\lambda_{н}\rho$ зависит от $n_{н}$ и $M_{н}$, необходимо выяснить степень вероятностной связи между ними. Для этого вычисляли ко-

эффициент корреляции r_{nM} этих параметров:

$$r_{nM} = \frac{1}{(N-1)S_n S_M} \times \sum_{i=1}^N (n_{ni} - \bar{n}_n)(M_{ni} - \bar{M}_n), \quad (9)$$

где N – количество опытов (в данном случае $N = 5$); \bar{n}_n и \bar{M}_n – выборочные средние значения n_n и M_n ; S_n и S_M – средние квадратические отклонения этих же параметров.

Как видно из табл. 3, во всех экспериментах значения коэффициента корреляции r_{nM} приближаются к единице. Это означает, что связь между n_H и M_H почти функциональная. Следова-

тельно, можно непосредственно использовать экспериментальные значения n_H и M_H для вычисления параметра λ_{HP} и затем получить его статистические оценки.

Табл. 2. Результаты эксперимента по определению параметров характеристик ГДТ

Состояние ГДТ	Номер опыта	Значения параметров характеристик ГДТ				
		Эксперимент			Расчет	
		n_H , об/мин	M_H , Н·м	M_T , Н·м	λ_{HP} , кг/м ³	K_{TH}
Штатное	1	1607	1167,4	3548,9	1,7974	3,040
	2	1603	1167,2	3542,5	1,8061	3,035
	3	1604	1161,6	3531,3	1,7952	3,040
	4	1606	1166,9	3541,5	1,7989	3,035
	5	1609	1172,8	3565,3	1,8012	3,040
Неисправна МСХ 1-го реактора	1	1600	1131,1	2816,4	1,7568	2,49
	2	1603	1137,2	2843,1	1,7596	2,50
	3	1605	1145,4	2863,2	1,7679	2,50
	4	1600	1133,2	2821,7	1,7600	2,49
	5	1607	1157,3	2893,0	1,7818	2,50
Неисправна МСХ 2-го реактора	1	1484	2276	3619	4,1092	1,590
	2	1467	2256	3630	4,1680	1,609
	3	1493	2305	3665	4,1115	1,590
	4	1480	2271	3618	4,1224	1,593
	5	1475	2257	3611	4,1248	1,600
Неисправны МСХ обоих реакторов	1	1502	2237	2326	3,9426	1,040
	2	1520	2266	2310	3,8997	1,019
	3	1530	2286	2330	3,8828	1,019
	4	1525	2276	2295	3,8912	1,008
	5	1522	2266	2280	3,8894	1,006

Табл. 3. Статистические оценки результатов эксперимента

Состояние ГДТ	Значения статистических оценок									
	\bar{n}_H , об/мин	\bar{M}_H , Н·м	$\bar{\lambda}_{HP}$, кг/м ³	S_n , об/мин	S_M , Н·м	S_{λ_P} , кг/м ³	$r_{n,M}$	I_n , кг/м ³	I_B , кг/м ³	ε_{λ_P} , %
Штатное	1605,8	1167,2	1,7997	2,387	3,964	$4,167 \cdot 10^{-3}$	0,744	1,7946	1,8049	0,288
МСХ 1-го реактора	1603,0	1140,8	1,7652	3,082	10,703	$10,16 \cdot 10^{-3}$	0,716	1,7526	1,7779	0,716
МСХ 2-го реактора	1479,8	2273,0	4,1272	9,731	19,887	$23,80 \cdot 10^{-3}$	0,942	4,0976	4,1568	0,717
МСХ обоих реакторов	1519,8	2266,2	3,9011	10,640	18,308	$23,93 \cdot 10^{-3}$	0,991	3,8714	3,9309	0,763

При оценке математического ожидания параметра $\bar{\lambda}_{HP}$ примем уровень значимости $q = 0,05$, что соответствует доверительной вероятности $P_\alpha = 1 - q = 0,95$, и определим доверительный интервал, накрывающий пара-

метр $\bar{\lambda}_{HP}$ с вероятностью P_α . Доверительный интервал имеет случайные границы, т. к. оцениваемое математическое ожидание $\bar{\lambda}_{HP}$ параметра λ_{HP} является случайной величиной [6].

Нижняя I_H и верхняя I_B границы доверительного интервала вычислялись по формулам:

$$I_H = \overline{\lambda_{HP}} - t_{k,q} S_{\lambda\rho} / \sqrt{N}; \quad (10)$$

$$I_B = \overline{\lambda_{HP}} + t_{k,q} S_{\lambda\rho} / \sqrt{N}, \quad (11)$$

где $t_{k,q}$ – значение критерия Стьюдента при числе степеней свободы k и уровне значимости q ; $S_{\lambda\rho}$ – среднее квадратическое отклонение параметра λ_{HP} .

Число степеней свободы в данном случае $k = N - 1 = 4$. Тогда табличное значение критерия Стьюдента $t_{k,q} = 2,78$ [4]. Оцениваемое значение параметра находится в пределах доверительного интервала $I_H \leq \lambda_{HP} \leq I_B$.

Сравнивая полученные на основе экспериментальных данных значения λ_{HP} , приведенные в табл. 2, со значениями границ доверительного интервала (см. табл. 3), можно обнаружить значения λ_{HP} , выпадающие из доверительного интервала. Например, при испытаниях ГДТ в штатном исполнении, согласно результатам второго опыта, $\lambda_{HP} = 1,8061$, что выходит за пределы верхней границы доверительного интервала $I_B = 1,8049$.

Относительная ошибка в процентах, получаемая при замене искомого значения параметра λ_{HP} его выборочным средним $\overline{\lambda_{HP}}$, вычисляется по формуле

$$\varepsilon_{\lambda\rho} = t_{k,q} \frac{S_{\lambda\rho}}{\overline{\lambda_{HP}} \sqrt{N}} 100. \quad (12)$$

Предельное значение относительной ошибки $\varepsilon_{\lambda\rho}$ гарантируется с вероятностью $P_\alpha = 0,95$ при объеме выборки $N = k + 1$. Как видно из табл. 3, значения $\varepsilon_{\lambda\rho}$ во всех проведенных экспери-

ментах меньше 1 %. Это гарантирует надежность использования полученных значений $\overline{\lambda_{HP}}$ для решения поставленной задачи поиска диагностического параметра на основе использования стопового режима ГДТ в качестве тестового режима испытаний.

На рис. 4 приведены характеристики совместной работы двигателя QSX15-600 мощностью 447 кВт при $n_d = 2100$ об/мин и ГДТ ЛГ-470Н, используемых на карьерном самосвале БелАЗ-75450.

Нагрузочные характеристики ГДТ $M_H = f(n_H)$ определены по формуле (1) и соответствуют исследуемым его четырём состояниям, а характеристики двигателя $M_d = f(n_d)$ построены для трёх состояний: кривая *A* – с учетом затрат мощности 10 % на привод вспомогательного оборудования; кривая *B* – при снижении мощности в процессе эксплуатации на 10 %; кривая *C* – при снижении мощности на 20 %. Кривая 1 принадлежит штатному исполнению ГДТ, кривая 2 соответствует отказу МСХ первого реактора, кривая 3 – отказу МСХ второго реактора, кривая 4 – отказу МСХ обоих реакторов. Очевидно, что выявить отказ МСХ первого реактора на стоповом режиме ГДТ невозможно, т. к. графики 1 и 2 почти не различаются. При отказе МСХ второго реактора значение λ_{HP} существенно возрастает, и кривая 3 значительно смещается влево в сторону низких значений частоты вращения вала двигателя n_d . Но поскольку различие графиков 3 и 4 незначительно, то сделать вывод о состоянии МСХ первого реактора весьма проблематично. Идентификация состояния ГДТ затрудняется также разбросом характеристик, обусловленным технологическими причинами.

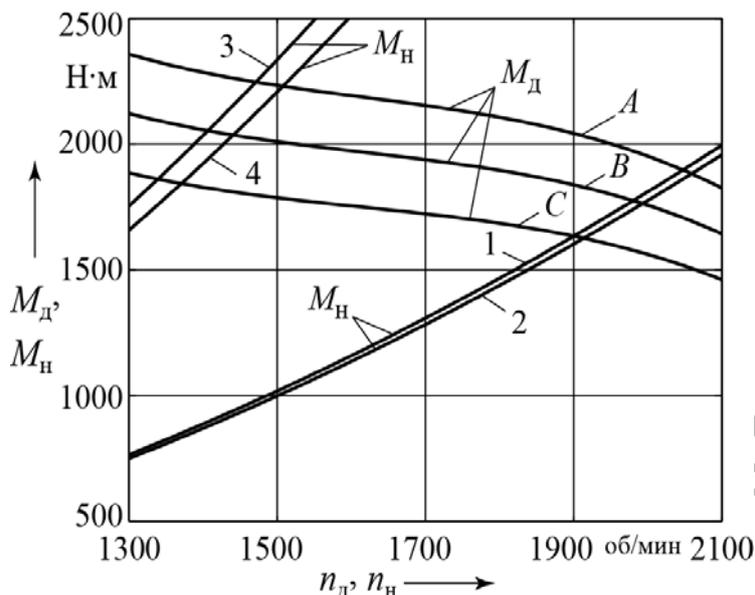


Рис. 4. Характеристики совместной работы двигателя и ГДТ

Рассмотрена возможность диагностирования технического состояния МСХ реакторов ГДТ на основе тестового режима испытаний при разгоне автомобиля. Для этого выполнено моделирование разгона самосвала БелАЗ-75450 на мерном участке длиной 1 км. Для описания характеристик ГДТ использованы полученные уравнения регрессий $\lambda_{нр} = f(i_{т.н})$ и $K_{т.н} = f(i_{т.н})$. Имитировалось автоматическое переключение передач, но без использования режима блокировки ГДТ, что необходимо для выявления влияния характеристик ГДТ на показатели разгона. Наиболее информативными оказались следующие показатели: время t_v и путь s_v разгона до скорости $v = 40$ км/ч; время t_{400} разгона на участке 400 м и t_{1000} – на участке 1000 м.

На рис. 5 приведены диаграммы этих показателей, полученные для рассматриваемых вариантов технического состояния ГДТ, отмеченных в табл. 1. Очевидно, что отказ МСХ первого реактора и на этом режиме испытаний не обнаруживается. Объясняется это тем, что характеристики $\lambda_{нр} = f(i_{т.н})$ и

$K_{т.н} = f(i_{т.н})$ при данной неисправности остаются почти такими же, как у штатного ГДТ, что видно из рис. 3, а и б. Небольшое различие характеристик $K_{т.н} = f(i_{т.н})$ у этих вариантов наблюдается в диапазоне изменения передаточного отношения $i_{т.н} = 0 \dots 0,35$. Но при разгоне автомобиля $i_{т.н}$ изменяется от 0,45 до 0,85, где характеристики $K_{т.н} = f(i_{т.н})$ у них одинаковы.

Таким образом, как на стоповом режиме ГДТ, так и на режиме разгона можно уверенно диагностировать потерю способности заклинивания МСХ только второго реактора. Эта проблема легко решается посредством использования возможностей МСАУ, которой оснащены ГМП самосвалов БелАЗ.

Если же МСХ какого-либо реактора окажется нерасклиненной при высоких значениях передаточного отношения $i_{т.н}$, то эту неисправность можно обнаружить на ходу машины по чрезмерно быстрому нагреву рабочей жидкости на выходе из ГДТ, т. к. его КПД начнет резко уменьшаться.

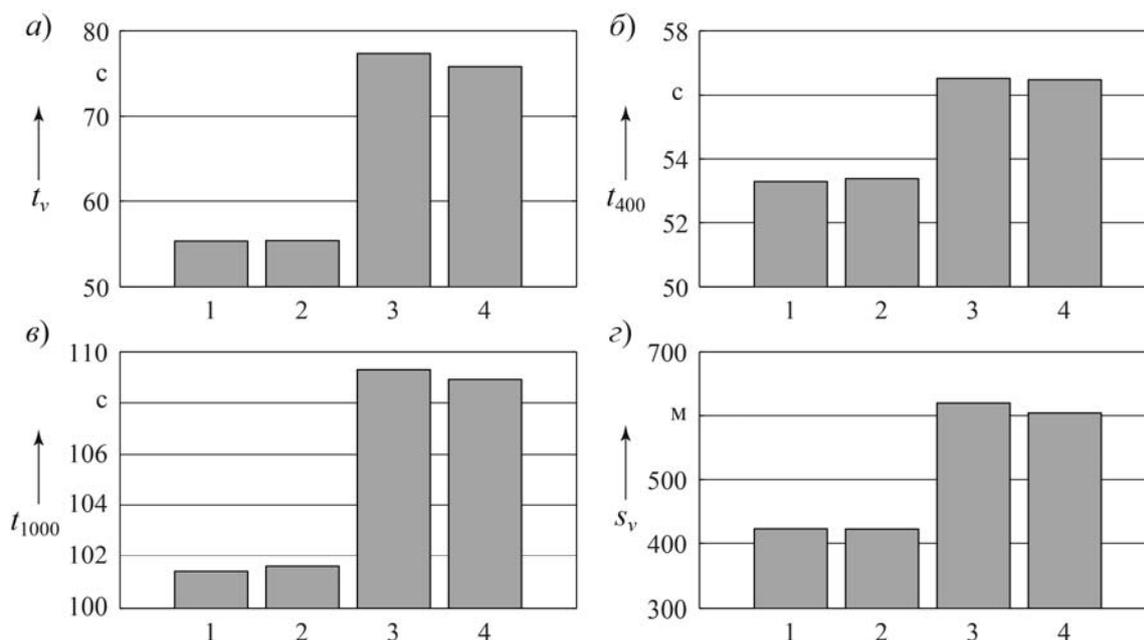


Рис. 5. Диаграммы оцениваемых показателей для выявления неисправностей ГДТ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Диагностирование технического состояния гидромеханической передачи с мехатронной системой управления карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. В. Региня, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 2. – С. 106–118.
2. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач мобильных машин : монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
3. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
4. **Тарасик, В. П.** Математическое моделирование технических систем / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
5. **Тарасик, В. П.** Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
6. **Митков, А. Л.** Статистические методы в сельхозмашиностроении / А. Л. Митков, С. В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.
7. **ГОСТ 17069-71.** Передачи гидродинамические. Методы стендовых испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1971. – 13 с.

Статья сдана в редакцию 30 июня 2014 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Владимир Владиславович Региня, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: vvreh_a@tut.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc, Professor, Belarusian-Russian University. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Vladimir Vladislavovich Reginia, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: vvreh_a@tut.by.