



ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 029.113:004.021

С.А. ШИШКО

заместитель главного конструктора

НТЦ УГК ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

В.И. МОИСЕЕНКО, д-р техн. наук, проф.

главный научный сотрудник

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 10.11.2016.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ ГМТ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ ОСОБО БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Карьерные самосвалы с ГМТ являются доминирующим транспортом современных карьеров. Конструкции ГМТ и их агрегатов практически целиком определяются технологиями горных работ и сегодня должны отвечать особенностям работы самосвалов в глубоких карьерах. Проведенный анализ известных конструкций ГМТ и выполненный комплекс исследований позволили создать методологию оптимизации передаточных отношений ГМТ и их агрегатов для достижения максимальных эксплуатационных характеристик карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности.

Ключевые слова: самосвал, гидромеханическая трансмиссия, передаточное отношение, тягово-динамические характеристики, глубокие карьеры

Введение. Решением проблемы обеспечения высокопроизводительным мобильным транспортом современных глубоких карьеров является создание и освоение производства карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности в диапазоне от 90–130 т с гидромеханической трансмиссией (ГМТ), обладающими более высоким КПД и по ряду показателей лучшими характеристиками в сравнении с электро-механическими трансмиссиями (ЭМТ) для условий движения в глубоких карьерах на повышенных уклонах дорог при скоростях на затяжных подъемах до 5...10 км/ч, что позволяет оптимизировать транспортные расходы и затраты на обслуживание техники (таблица 1).

Абсолютное большинство эксплуатируемых в мире карьерных самосвалов с ГМТ — это машины с маркой «САТ» (КАТТЕРПИЛЕР). В текущем году их поставки составили более 40 % от общего количества самосвалов поступивших в эксплуатацию.

В ближайшей перспективе глубина большинства карьеров может составить 1000 м, а уклоны 16 %, превысив предшествующие в 1,5–2 раза. В США глубина отдельных карьеров уже достиг-

ла 2000 м. Для белорусских производителей карьерной техники традиционным рынком являются карьеры стран СНГ. Наиболее рельефно тенденции увеличения глубины карьеров отмечены при разработке кимберлитовых трубок из-за специфики месторождения природного сырья для производства алмазов (рисунок 1) [1].

Для абсолютного большинства горнодобывающих предприятий главным фактором при формировании парка машин остается снижение себестоимости транспортировки горной массы.

Современные тенденции развития карьерных самосвалов нашли отражение в «Концепции развития автомобилестроения Республики Беларусь на период до 2020 года». В ней указано, что научно-техническая и инновационная деятельность корпораций-лидеров мирового автомобилестроения на ближайшую перспективу будет направлена (в том числе) и на «...многоступенчатые автоматические коробки передач с оптимизацией параметров традиционных моторно-трансмиссионных установок». На практике решение указанной проблемы в первую очередь тесно связано

Таблица 1 — Основные производители карьерных самосвалов особо большой и сверх особо большой грузоподъемности с ГМТ

Класс грузоподъемности	Производитель (страна)	Базовая модель
90...100 т	Caterpillar (США)	Cat-777
	Euclid-Hitachi (США-Япония)	R90, EH-1600, EH-1700
	Haulpak-Dresser (США)	330M
	Komatsu (Япония)	HD 785-5, HD985-5
	Perlini (Италия)	D905
	Terex (США)	TR 100
	БелАЗ (Беларусь)	БелАЗ-75570
130...160 т	Caterpillar (США)	Cat-785, Cat-787
	Euclid-Hitachi (США-Япония)	R130B
	Komatsu (Япония)	HD 1500-5
	БелАЗ (Беларусь)	БелАЗ-7516
170...200 т	Caterpillar (США)	Cat-789
200...240 т	Caterpillar (США)	Cat-793
250...280 т	—	—
320...360 т	Caterpillar (США)	Cat-797
>360 т	—	—

с выбором и оптимизацией кинематических параметров трансмиссии для заданных условий эксплуатации (назначения) техники и мощностных параметров двигателя, а также обеспечением минимизации затрат на эксплуатацию.

Методика выполнения исследований по оптимизации кинематических параметров ГМТ. Продолжительность исторического периода развития карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности относительно невелика — не более полувека. На разных этапах развития решались разные задачи и накопленный здесь опыт трудно переоценить при создании современной техники как в части выбора и достиже-

ния оптимальных тягово-динамических и топливно-экономических характеристик, так и ее надежности и ресурса. И здесь определению кинематических параметров отводится несомненный приоритет.

К основным кинематическим параметрам ГМТ чаще относят: общее передаточное число трансмиссии $u_{тр}$, диапазон передаточных чисел гидромеханической коробки передач (ГМП) $D_{ГМП}$, количество ступеней ГМП i , шаг приращения передаточных чисел q , передаточное число ведущего моста $u_{вм}$, а также максимальное значение динамического фактора D_{max} [2].

Оптимизация выбранных кинематических параметров ГМТ в основном производится путем согласования характеристик гидротрансформатора и двигателя по оборотам и крутящему моменту, а также при проведении тягово-динамического расчета на основе виртуального моделирования движения в заданном технологическом карьере.

Общее передаточное число трансмиссии $u_{тр}$ выбирается из условия полного использования мощности двигателя для обеспечения максимальной скорости автомобиля полной массы движущегося на высшей передаче в ГМП при заблокированном гидротрансформаторе. Обычно для карьерного самосвала это 55 км/ч при коэффициенте сопротивления качению $f \approx 0,02$. Передаточное число 1-й передачи ГМП выбирается для обеспечения преодоления автомобилем заданного дорожного сопротивления и движения при маневрировании в зоне погрузки/разгрузки с устойчивой скоростью 4...6 км/ч [2].

Однако для механических трансмиссий карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности в силу ряда конструктивных параметров таких мер с точки зрения оптимизации недостаточно. При проектировании их ГМТ известны случаи принятия ошибочных решений, а у некоторых производителей до сих пор применяются не совсем приемлемые, именно для карьерного самосвала, параметры ГМТ.

Так на первых моделях карьерных самосвалов HD1600M фирмы «Komatsu» (Япония) с целью получения максимально возможной теоретической величины динамического фактора D_{max} передаточное число первой передачи переднего хода в ГМП равнялось $u_{1ГМП} = 9,69$. По данным эксплуатации (Комсомольский ГОК, Украина) Komatsu-HD1600M, трогание с 1-й передачи практически не производилось в виду значительного увеличения нагрузок на карданный вал и на входе в ведущий мост. В итоге самосвал Komatsu-HD1600M-1 был снят с производства. В последующих модификациях самосвала компания «Komatsu» пошла на снижение передаточного числа первой ступени коробки передач до $u_{1ГМП} = 7,64$ и, соответственно, на уменьшение диапазона. Передаточные числа центрального редуктора глав-

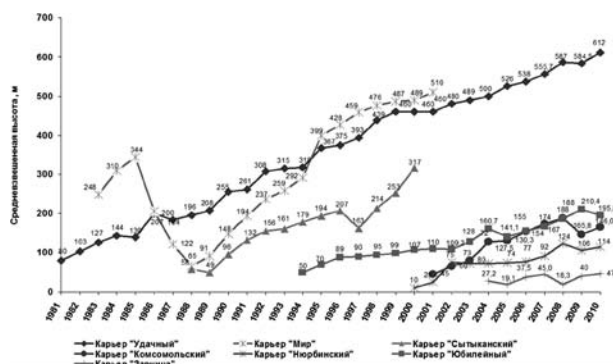


Рисунок 1 — Изменение средневзвешенной высоты подъема горной массы при отработке кимберлитовых карьеров АК «АЛРОСА» в Якутии

ной передачи для этого случая составляли: $u_{тн} = z_2/z_1 = 47/14 = 3,357$ и однорядного планетарного колесного редуктора $u_{кр} = 85/17 + 1 = 6,0$.

Таким образом, проявляется первая проблема при проектировании ГМТ карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности — завышенное передаточное число 1-й передачи ГМП и конструкция колесной передачи в виде однорядного планетарного редуктора являются факторами увеличения нагрузки на дифференциал и полуоси и, как следствие, увеличиваются габариты и массы этих узлов и их деталей.

Другая группа основных производителей карьерных самосвалов с ГМТ — «TEREX», «EUCLID-HITACHI», «Perlini» — применяют в трансмиссии планетарную ГМП известной фирмы «Allison» с повышающим передаточным числом высшей передачи $u_{ФВ} = 0,72...0,75$ (таблица 2). Передаточное число высшей передачи ГМП $u_{ФВ}$ определяет максимальные обороты (таблица 3) на входе в ведущий мост при движении карьерного самосвала с максимальной скоростью.

Отсюда вторая проблема — повышающая высшая передача ГМП увеличивает частоту враще-

ния на входе в ведущий мост и, как следствие, окружные скорости крупногабаритных деталей.

Диапазон передаточных чисел ГМП для современных карьерных самосвалов составляет: для класса грузоподъемности 30...60 т $D_{ГМП} = 5,2...6,0$, для класса грузоподъемности 90...320 т $D_{ГМП} = 4,5...6,3$ (см. таблицу 2).

Шаг приращения передаточных чисел q лучших ГМП составляет 1,33...1,36 и до 1,40, для часто используемых при движении самосвала передач рекомендуется выбирать меньшие значения q .

Количество ступеней современных ГМП составляет 6...7.

Характеристики двигателя обычно определяются исходя из условий гарантированного обеспечения заданной техническим заданием максимальной скорости и тяговых характеристик.

Удельная мощность дизельных двигателей современных карьерных самосвалов составляет: для класса грузоподъемности 30...60 т 6,7...8,0 л.с./т, для класса грузоподъемности 90...360 т 5,7...7,0 л.с./т. Для применения на карьерных самосвалах — оптимальный запас двигателя по крутящему моменту

Таблица 2 — Кинематические параметры ГМТ карьерных самосвалов основных мировых производителей

Наименование агрегата	Модель карьерного самосвала														
	БелАЗ 75570	БелАЗ 75571	БелАЗ 7516	Caterpillar CAT 777F	Caterpillar CAT 785C	Caterpillar CAT 789B	Caterpillar CAT 793F	Caterpillar CAT 797F*	TerexTR 100	EUCLID R90	EUCLID R130B	Komatsu HD 785-5	Komatsu HD 985-5	Komatsu HD 1500-5	Perlini D905
Согласующая передача	нет	нет	нет	0,75	0,8235	н.д.	0,93	нет	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.	н.д.
ГМП	$D_{ГМП}$	5,81	4,75	4,55	6,16	4,53	4,59	5,96	5,81	5,65	5,89	6,323	н.д.	н.д.	5,81
	$U_{1F/q}$	4,24/1,83	4,75/1,38	4,55/1,36	6,16/1,36	4,53/1,35	4,59/1,36	5,96/1,35	4,24/1,83	4,24/1,83	4,24/1,39	4,692/1,41	н.д.	н.д.	4,24/1,83
	$U_{2F/q}$	2,32/1,37	3,45/1,34	3,35/1,35	4,52/1,35	3,36/1,36	3,38/1,36	4,40/1,35	2,32/1,37	2,32/1,37	3,05/1,31	3,333/1,35	н.д.	н.д.	2,32/1,37
	$U_{3F/q}$	1,69/1,29	2,58/1,38	2,48/1,36	3,33/1,35	2,47/1,35	2,48/1,36	3,27/1,35	1,69/1,29	1,69/1,29	2,32/1,39	2,475/1,35	н.д.	н.д.	1,69/1,29
	$U_{4F/q}$	1,31/1,31	1,87/1,36	1,83/1,35	2,47/1,35	1,83/1,36	1,83/1,35	2,43/1,34	1,31/1,31	1,31/1,31	1,67/1,67	1,838/1,35	н.д.	н.д.	1,31/1,31
	$U_{5F/q}$	1,00/1,37	1,38/1,38	1,36/1,36	1,82/1,34	1,35/1,35	1,36/1,36	1,81/1,36	1,00/1,37	1,00/1,33	1,00/1,39	1,365/1,37	н.д.	н.д.	1,00/1,37
	$U_{6F/q}$	0,73	1,00	1,00	1,36/1,36	1,00	1,00	1,33/1,33	0,73	0,75	0,72	1,000/1,35	н.д.	н.д.	0,73
	$U_{7F/q}$	—	—	—	1,00	—	—	1,00	—	—	—	0,742	н.д.	н.д.	—
	U_{8F}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$U_{1R/q}$	5,75	4,033	5,03	5,35	4,98	н.д.	5,23	5,75	5,75	5,75	3,934	н.д.	н.д.	5,75
	U_{2R}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ведущий мост	$U_{вм}$	25,44	19,07	19,29	19,16	22,75	25,46	28,8	21,09	29,7	24,73	33,45	22,54	19,15	22,35
	$U_{тн}$	3,417	2,56	2,05	2,74	2,10	2,35	1,8	1,265	2,16	3,73 (3,15)	1,56	3,467	2,65	2,45
	$U_{кр}$	7,44	7,44	9,4	7,00	10,83	10,83	16	16,67	13,75 (10,5)	6,63	21,44	6,50	7,24	9,125

(коэффициент приспособляемости) выбирается в пределах 23 %–30 %.

Выбор передаточных отношений. Как говорилось выше, передаточное число первой ступени переднего хода ГМП должно обеспечивать преодоление заданного техническим заданием сопротивления дороги $\psi_{\max}$. Для карьерных самосвалов

$$\psi_{\max} = D_{\max} = i_{\max} + f,$$

где $D_{\max}$ — максимальное значение динамического фактора самосвала на первой передаче переднего хода; $i_{\max}$ — максимальное сопротивление подъему; f — сопротивление качению колеса (обычно при расчетах $f = 0,02$).

Поскольку в классических карьерных самосвалах используется колесная формула 4×2 и распределений полной массы на ведущий мост составляет 2/3 или ≈66 %, то не имеет смысла задаваться расчетной величиной $D_{\max} = \psi_{\max}$ более, чем может быть реализована тяговым усилием на ведущих колесах F_k при коэффициенте сцепления $\phi = 0,7$ (рисунок 2).

$$\psi_{\max} = D_{\max} = 66 \cdot \phi = 46 = 0,46.$$

Передаточное число высшей передачи КПП ГМП $u_{FВ}$ для карьерных самосвалов для классов грузоподъемности 90...345 т следует принимать $u_{FВ} = 1,0$.

Очевидно, что выбор передаточных отношений 1-й и высшей передач ГМП не может производиться без учета технических требований к агрегатам ведущего моста: редуктора главной передачи и колесного редуктора.

Исходя из приведенных требований и рекомендаций выбирается общее передаточное число ведущего моста $u_{ВМ}$.

Выбранное с учетом вышеуказанных рекомендаций и уточненное по результатам проведения тягово-динамического или кинематического расчета передаточное число ведущего моста $u_{ВМ}$ необходимо рационально распределить между колесным планетарным редуктором ($u_{кр}$) и центральным редуктором главной передачи ($u_{гп}$).

Распределение передаточного числа $u_{ВМ}$ производится исходя из принципа максимальной ре-

ализации крутящего момента в конечной ступени, т. е. в планетарной колесной передаче, что уменьшает нагрузки на дифференциал и полуоси, уменьшает их габариты.

Особенностью данной операции при конструировании ведущих мостов карьерных самосвалов большой, особо большой и сверх большой грузоподъемности по сравнению с обычными автомобилями является то, что детали трансмиссии, их элементы, а также применяемые в узлах подшипники и уплотнительные устройства имеют большие габаритные размеры.

Из опыта проектирования ГМТ карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности при распределении передаточных чисел трансмиссии необходимо учитывать следующие ограничения (технические требования):

- по обеспечению технологической возможности нарезки зубьев конических колес с круговым зубом центрального редуктора главной передачи на имеющемся на предприятии оборудовании, а именно по максимальному внешнему окружному модулю $m_{\text{вн}}$, наружному диаметру ведомой шестерни $D_{\text{вн}}$, высоте зуба h ;
- по обеспечению дорожного просвета по ведущему мосту ($\approx 0,5r_0$, см. таблицу 3);
- по ширине зубчатого венца прямозубых цилиндрических колес внутреннего зацепления для обеспечения технологической возможности нарезки зуба на зубодолбежных станках из-за ограничения по рабочему ходу шпинделя;
- по предельным окружным скоростям в зацеплении конических колес с круговым зубом при которых допускается их работа без принудительной смазки (для карьерных самосвалов не более 27–30 м/с при максимальной частоте вращения) [3];
- по допустимой предельной частоте вращения применяемых подшипников качения;
- по допустимым предельным окружным скоростям на кромках применяемых уплотнительных манжет (до 20 м/с при максимальной частоте вращения);
- по толщине тела обода $t_{\text{кор}}$ короны шестерни планетарной передачи колесного редуктора ($3,5 \pm 0,5$ т для углеродистых легированных сталей);
- по толщине тела $t_{\text{сол}}$ ведущей солнечной шестерни планетарной передачи колесного редуктора (в случае посадки на полуось посредством шлицевого соединения);
- по особым требованиям к материалам крупногабаритных зубчатых колес, в части обеспечения требуемой глубины прокаливаемости зубьев и закалки их поверхности, точности нешлифуемых колес и минимизации обезуглероживания их рабочих поверхностей [4].

На рисунке 3 графически изображено изменение передаточных чисел главных передач карьерных самосвалов в зависимости от их грузоподъемности.

Распределение передаточных чисел в ведущем мосту проводится графоаналитическим или ана-

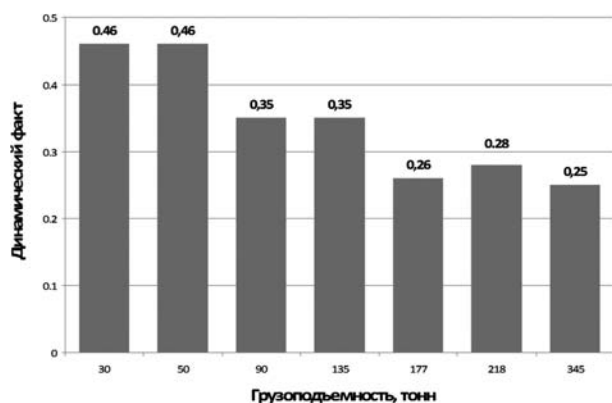


Рисунок 2 — Максимальное значение динамического фактора карьерных самосвалов с ГМТ в зависимости от грузоподъемности

Таблица 3 — Значения максимальной частоты вращения n_{17} ведущей шестерни главной передачи

Модель карьерного самосвала	v_{amax} , км/ч	$u_{вм}$	Передаточное число высшей передачи ГМП	Радиус качения колеса r_0 , м	n_{17}	Примечание
Haulpak 330M	68	22,54	0,742	1,29	3152	г/п 84,4–90 т
Caterpillar 777D	60,4	19,157	1,00	1,29	2380	г/п 90,9 т
Caterpillar 783B	52,3	22,743	1,00	1,39	2270	г/п 118 т
Caterpillar 785B	56,3	22,743	1,00	1,42	2125	г/п 136 т
Caterpillar 787B	52,3	22,743	1,00	1,56	2020	г/п 154 т
Caterpillar 789B	54,4	22,45	1,00	1,66	2210	г/п 177 т
Caterpillar 793B	53,6	28,8	н.д.	1,73	2360	г/п 218 т
Caterpillar 797	64,2	21,09	н.д.	2,2	1633	г/п 326 т
KomatsuHD 785.5	61,9	22,54	0,742	1,29	2870	г/п 90,7 т
Komatsu HD 1600M-1	62	20,142	0,795	1,56	2123	г/п 160 т
EuclidR90	57,5	24,73	0,73	1,29	2920	г/п 85,8 т
EuclidR130B	49,3	33,45	0,72	1,42	3080	г/п 132 т
Terex TR-100	47,6	29,7	0,73	1,29	2907	г/п 91 т
БелАЗ-75570	55	25,42	0,728	1,285	2885	г/п 90 т ПлГМП «Allison» 6+1
БелАЗ-75570	55	19,07	1,00	1,285	2100	г/п 90 т ПлГМП «БелАЗ» 6+1
БелАЗ-7516	54	19,3	1	1,42	1900	ПлГМП 6+1

литическим методом и начинается с колесного редуктора. В качестве исходных вспомогательных данных для этого используются: $d_{об}$ — внутренний диаметр обода колеса с элементами крепления к ступице; $D_{ст}$ — наружный диаметр ступицы под установку колеса; $t_{ст}$ — толщина тела ступицы ведущего колеса в месте установки шпилек (болтов) крепления колеса определяется конструктивно.

Наружный диаметр $D_{к.нар.}$ обода коронной шестерни приблизительно можно определить по условию

$$D_{к.нар.} = D_{ст} - 2 \cdot t_{ст} - 10,$$

где 10 мм — рекомендуемый минимальный диаметральный зазор между отверстием в ступице ведущего колеса и наружным диаметром обода коронной шестерни.

Толщину тела обода $t_{кор}$ коронной шестерни планетарной передачи колесного редуктора выбираем конструктивно в зависимости от модуля зубчатых колес m (таблица 4). При этом следует учитывать следующие рекомендации:

- для коронных шестерен изготавливаемых из конструкционных легированных сталей подвергаемых поверхностному химико-термическому упрочнению (азотирование, цементация и т. п.) минимальную толщину обода принимать равной $t_{кор} = (3,0...3,5)m$;

- для коронных шестерен изготавливаемых из конструкционных углеродистых сталей подвергаемых улучшению или поверхностной закалке принимать $t_{кор} = (4,0...5,0)m$.

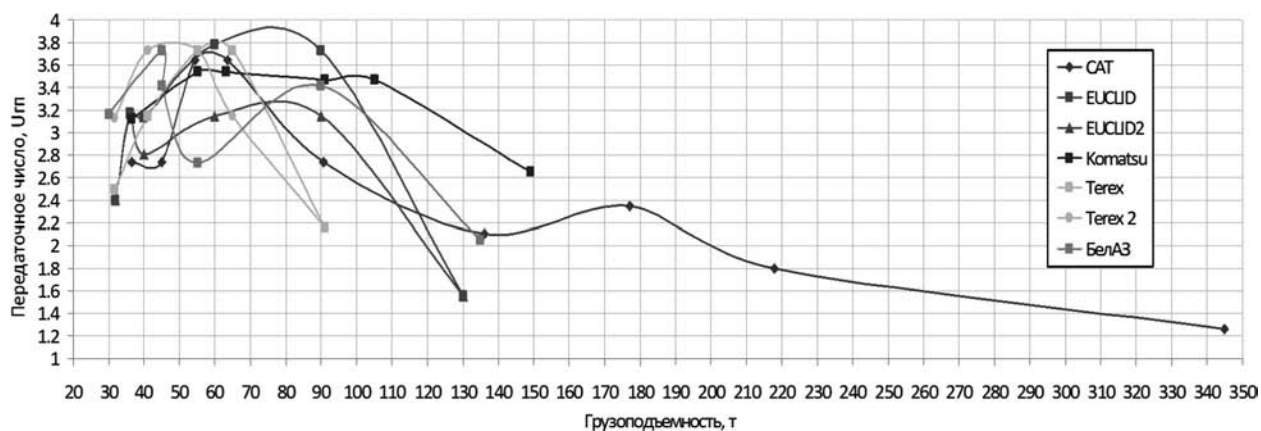


Рисунок 3 — Изменение передаточных чисел главных передач карьерных самосвалов в зависимости от их грузоподъемности

На карьерных самосвалах с ГМТ класса грузоподъемности 90...100 т применяются, как правило, однорядные планетарные колесные редукторы, выполненные по схеме B_{ha}^b . На самосвалах класса грузоподъемности от 110 и выше — двухрядные.

Параметры солнечной шестерни определяют исходя из расчета полуосей на кручение и толщины тела.

Экспериментальные исследования тягово-динамических характеристик карьерных самосвалов «БелАЗ» грузоподъемностью 90 т при оптимизированных кинематических параметрах ГМТ. Оценка эффективности принятой методики выбора кинематических параметров ГМТ карьерных самосвалов грузоподъемностью 90 т проведена путем сравнительных испытаний шасси БелАЗ-75570 с ГМП конструкции «БелАЗ», шасси №6) и ГМП «Allison» модели H8610A (БелАЗ-75570, шасси №3).

Передаточные числа ГМП «БелАЗ»: вперед 4,75; 3,45; 2,58; 1,87; 1,38; 1,00; назад 4,03.

Передаточные числа ГМП «Allison» M8610H: вперед 4,24; 2,32; 1,69; 1,31; 1,0; 0,73; назад 5,75.

На самосвале БелАЗ-75570 с ГМП «БелАЗ» согласно КД штатно устанавливается ведущий мост с передаточным числом $u_{\text{вм}} = 19,1$. На самосвале БелАЗ-75570 с ГМП «Allison» M8610H используется ведущий мост с передаточным числом $u_{\text{вм}} = 25,42$. Сравнительные испытания по определению тягово-скоростных характеристик самосвалов БелАЗ-75570 шасси № 3 и № 6 проводились с одинаковыми ведущими мостами $u_{\text{вм}} = 25,42$ (см. таблицу 4).

На БелАЗ-75570 шасси № 6 установлены задние шины — 31/90-49 ($r_{\text{ст}} = 1240$ мм), передние шины — 27.00-49 ($r_{\text{ст}} = 1218$ мм).

На БелАЗ-75570 шасси № 3 установлены передние и задние шины 27.00-49.

Загрузка каждого самосвала 74 т.

Переключение передач на обоих шасси происходило в автоматическом режиме.

Исследования проведены на испытательном полигоне ОАО «БЕЛАЗ».

Характеристики использованных участков полигона имели следующие особенности:

- участок горизонтальной дороги с укатанным щебеночным покрытием;

- участок дороги с уклоном 8 % с укатанным щебеночным покрытием.

Замеры проводились при движении самосвалов на следующих режимах:

1) Горизонтальный участок дороги 330 м с разгоном самосвала с 1-й по 6-ю передачи.

2) Движение на подъем 8 % с предварительным разгоном на прямолинейном участке 50 м.

3) Движение на подъем 8 % с троганием самосвала на первой передаче. Исследования проведены в следующем порядке: остановка самосвала у дорожного знака перед началом подъема, разгон самосвала с первой передачи при полной подаче топлива двигателя до верхней точки подъема, спуск с уклона 10 %.

4) Для самосвала БелАЗ-75570 шасси № 6 были дополнительно выполнены заезды с грузом 54 т и 90 т на уклонах 10 %, 16 % и 25 %.

Для каждого вида испытаний были проведены по 3...4 контрольных заезда.

Результаты заездов на шасси № 6 регистрировались с использованием электронной системы САУ ГМП ОДО «СТРИМ», г. Могилев, а также измерительной системы «DAS 3» — оптическое «пятое колесо». На шасси № 3 регистрация производилась с использованием электронной системы диагностирования, представленной фирмой «Allison» и также измерительной системы «DAS 3» — оптическое «пятое колесо».

Учитывая, что ГМП «БелАЗ» и «Allison» при одинаковых установленных ведущих мостах имеют отличие в высших передачах, то сравнение целесообразно провести на режиме 3.

При движении на подъем с уклоном 8 % без предварительного разгона самосвала в течение 6 с динамика разгона самосвалов в начале подъема оставалась приблизительно одинаковой, далее карьерный самосвал БелАЗ-75570 с ГМП «БелАЗ» переключается 1-2-Б-3-Б и преодолевает подъем за 43,96 с с конечной скоростью 11,7 км/ч на 3Б передаче.

БелАЗ-75570 с ГМП «Allison» переключается на 1-1Б-2-1-1Б-2-1-1Б, преодолевает подъем за 56,45 с с конечной скоростью 8,5 км/ч.

Более высокие показатели преодоления подъема с уклоном 8 % для карьерного самосвала

Таблица 4 — Сравнительная характеристика самосвалов

ГМП	«БелАЗ»		«Allison»
Передаточное число ведущего моста	19,1	25,42	25,42
Полная масса, т	166,8	166,8	166,8
Двигатель QST 30, л. с.	1050	1050	1050
Максимальная скорость, км/ч	53,6	42,69	55,5
Максимальный динамический фактор, %	0,352	0,468	0,333

Таблица 5 — Результаты разгона самосвалов на подъем с уклоном 8 % без предварительного разгона самосвала

Самосвал	$v_{\text{кон}}^*$ км/ч	$v_{\text{ср}}^*$ км/ч	s , м	t , с	Δt , %	$\Delta v_{\text{кон}}^*$ %	$\Delta v_{\text{ср}}^*$ %
БелАЗ-75570 с ГМП «БелАЗ»	11,7	10,8	130	43,96	—	—	—
БелАЗ-75570 с ГМП «Allison»	8,5	8,4	137	57,20	+30,1	-37,6	-28,6

Таблица 6 — Результаты разгона самосвала БелАЗ-75570 с ГМП «Allison» на подъеме с уклоном 8 % без предварительного разгона самосвала на передаче 1Б

Самосвал	$v_{\text{кон}},$ км/ч	$v_{\text{ср}},$ км/ч	$s,$ м	$t,$ с	$\Delta t,$ %	$v_{\text{ср}},$ %
БелАЗ-75570 с ГМП «Allison» при движении на 1Б передаче	9,21	8,92	132	56,46	+28,4	-21,1

БелАЗ-75570 с ГМП «БелАЗ» определяются следующими показателями: средняя скорость выше более чем на 28 %; время преодоления подъема меньше на ≈ 30 % (таблица 5).

При движении БелАЗ-75570 с ГМП «Allison» на фиксированной первой передаче в сравнении предыдущим заездом получены следующие результаты (таблица 6).

Результаты проведенных расчетов и сравнительных испытаний самосвалов БелАЗ-75570 шасси № 6 с ГМП «БелАЗ» и БелАЗ-75570 шасси № 3 с ГМП «Allison» Н8610А с грузом 74 т и одинаковыми ведущими мостами ($u_{\text{вм}} = 25,42$) позволяют сделать вывод, что самосвал БелАЗ-75570 с ГМП «БелАЗ» имеет более высокие показатели по динамичности и приемистости (рисунок 4).

Вышеприведенные преимущества связаны, как указано выше с особенностями кинематической схемы ГМП «БелАЗ», обеспечивающей равномерное соотношение между остальными передачами $q = 1,34 \dots 1,38$.

Заключение. Разработаны, всесторонне исследованы, освоены и используются в промышленности новые решения по выбору кинематических параметров ГМТ карьерных самосвалов большой и особо большой грузоподъемности, основанные на анализе современного мирового опыта и отличающиеся

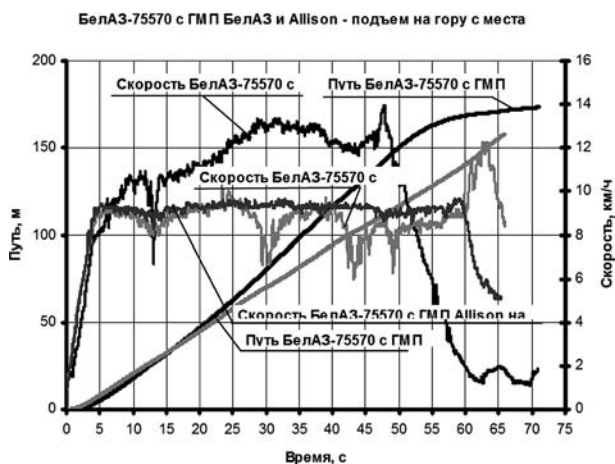


Рисунок 4 — Сравнительная диаграмма движения БелАЗ-75570 с ГМП «БелАЗ» и ГМП «Allison» на подъеме 8 % без предварительного разгона

уточнением числа и величины искомых параметров: передаточных отношений первой и высшей передач ГМП и шага между передачами в ней, а также передаточного отношения центрального редуктора главной передачи ведущего моста, что значительно упрощает и ускоряет процесс проектирования ГМТ указанного назначения и класса.

Список литературы

1. Развитие транспортных систем при отработке кимберлитовых карьеров Якутии / И.В. Зырянов. — Екатеринбург: материалы конф. 12–14 окт. 2011 г.
2. Определение критериев для выбора оптимальных параметров гидромеханической трансмиссии карьерного автосамосвала / С.А. Шишко // Строительные и дорожные машины. — 2012. — № 7. — С. 17–20.
3. Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач. Инструкционные материалы фирмы Глисон (США) / под ред. В.Ф. Родионова. — М.: Машгиз, 1963. — 244 с.
4. Новые подходы к оценке и выбору параметров точности профиля рабочих поверхностей спиральных зубьев цементированных конических зубчатых колес / В.И. Моисенко [и др.]. // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр., 2015. — Вып. 4. — С. 378–383.

SHISHKO Sergei A.

Deputy Chief Designer

Scientific and Technical Center of OJSC “BELAZ — Management Company of Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

MOISEENKO Vladimir I., D. Sc. in Eng., Prof.

Chief Researcher

Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 10 November 2016.

RATIONALE FOR SELECTION OF GEAR RATIO OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF DUMP TRUCKS OF EXTRA HEAVY PAYLOAD CAPACITY

The dump trucks of extra heavy payload capacity are dominant transport of modern quarries. Constructions of hydromechanical transmissions and their units are determined almost entirely by the technologies of mining works and nowadays they should comply with the characteristics of operation of dump trucks at deep quarries. The conducted analysis of known constructions of hydromechanical transmissions and the complex of investigations allowed to create a methodology to optimize the gear ratios of hydromechanical transmission and their units to achieve the maximum performance of dump trucks of extra heavy payload capacity.

Keywords: dump truck, hydromechanical transmission, gear ratio, tractive-dynamic characteristics, deep quarries

References

1. Zyryanov I.V. Razvitie transportnyh sistem pri otrabotke kimberlitovyh kar'erov Jakutii [Development of transport systems in kimberlite quarries of Yakutia]. *Trudy konferencii 12–14 oktyabrja 2011 g.* [Proc. conf 12–14 October 2011]. Ekaterinburg, 2011.
2. Shishko S.A. Opredelenie kriteriev dlja vybora optimalnyh parametrov gidromehanicheskoy transmissii karernogo samosvala osobo bolshoj i sverh osobo bolshoj gruzopodemnosti [Determination of the criteria for selecting the optimal parameters of hydromechanical transmission of dump truck extra heavy and super extra heavy payload capacity]. *Nauchno-tehnicheskij i proizvodstvennyj zhurnal "Stroitelnye i dorozhnye mashiny"* [Scientific and technical and industrial magazine "Construction and road machines"], 2012, no. 7, pp. 17–20.
3. Rodionov V.F. *Proektirovanie zubchatyh konicheskikh i gipoidnyh peredach. Instrukcionnye materialy firmy Gleason (SShA)* [Design of bevel and hypoid gear pairs. Instructional materials of Gleason (USA)]. Moscow, Mashgiz, 1963. 244 p.
4. Moiseenko V.I., Shishko S.A., Krivonos A.N., Lisichik A.S. Novye podhody k ocenke i vyboru parametrov tochnosti profilja rabochih poverhnostej spiralnyh zubev cementirovannyh konicheskikh zubchatyh koles [New approaches to the assessment and selection of accuracy parameters of the profile of working surfaces of teeth of cemented bevel gear pairs]. *Aktualnye voprosy mashinovedenija: sb. nauch. tr.* [Topical Issues of Mechanical Engineering: collection of scientific articles], 2015, no. 4, pp. 378–383.