

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.833.65: 539.43

С.А. ШИШКО

заместитель главного конструктора – начальник отдела механических трансмиссий УГК НТЦ им. А.Н. Егорова¹
E-mail: kbst@belaz.minsk.by

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.

начальник НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: ishin@oim.by

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.

начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: arcady.mih@tut.by

М.К. НАТУРЬЕВА

научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: bahama2008@yandex.ru

¹ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

²Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 17.09.2025.

ИНЖЕНЕРНЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ И РАСЧЕТУ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ

В работе рассмотрены научные и инженерные аспекты проектирования, оптимизации, расчета, конструирования и обеспечения технологичности изготовления ведущих мостов большегрузных карьерных самосвалов. Разработан новый метод инженерного анализа для экспресс-оценки и ограничения области выбора основных параметров зубчатых передач ведущих мостов карьерных самосвалов БЕЛАЗ: модуля зубчатых колес; числа зубьев шестерен; нагрузки на входном (выходном) валах; максимальной частоты вращения входного (выходного) звеньев; максимального динамического фактора. Распределение передаточного числа ведущего моста $i_{вм}$ производится по принципу «максимально реализовывать крутящий момент в конечной ступени», т. е. в планетарной колесной передаче, что снижает нагрузки на дифференциал и полуоси, уменьшает их габариты. При распределении передаточных чисел необходимо учитывать ограничения по обеспечению технологической возможности нарезки зубьев конических колес с круговым зубом главной передачи на имеющемся на предприятии оборудовании. Впервые на карьерных самосвалах особо большой грузоподъемности БЕЛАЗ применена схема B_{ha}^b однорядного планетарного колесного редуктора с двухвенцовым сателлитом. Принятая схема обеспечивает увеличение передаточного числа, по сравнению с однорядным классическим планетарным редуктором A_{ha}^b , в 1,7...1,8 раза.

Ключевые слова: большегрузный карьерный самосвал, гидромеханическая трансмиссия, ведущий мост, главная передача, спирально-конические зубчатые колеса, дифференциал, планетарная колесная передача

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-1-74-31-40>

Введение. Силовые передачи карьерных самосвалов с электроприводом достигают максимальной эффективности на подъемах лишь до 5...7 %, однако при большей крутизне их эффективность резко падает. Максимальная величина динамического фактора для карьерных самосвалов с электротрансмиссией составляет 0,16...0,23. Именно поэтому в начале 90-х годов прошлого века на крупнейших мировых фирмах-производителях горнодобывающей техники стала прослеживаться тенденция создания карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности (от 77 до 326 т и более) с гидромеханическим приводом. Механическая силовая передача обеспечивает более эффективное преобразование мощности двигателя в тяговое усилие на колесе, сохраняя более высокие скорости движения на подъемах и большую гибкость при работе на дорогах с большой крутизной по сравнению с электроприводом, способствует снижению расхода топлива. Силовая установка с механическим приводом сохраняет общую эффективность трансмиссии на уровне 82–85 % при движении на подъемах с крутизной до 16 % [1].

Основными мировыми производителями большегрузных карьерных самосвалов с гидромеханическими трансмиссиями (ГМТ) являются компании Caterpillar (США), Komatsu (Япония), Volvo-Terex (Швеция-США), БЕЛАЗ (Беларусь) [2].

Механическая часть классической трансмиссии карьерного самосвала состоит из карданной передачи с демпфирующим элементом (упругой муфтой), гидромеханической коробки передач (ГМП) и ведущего моста.

Несмотря на то что гидромеханические трансмиссии большегрузных карьерных самосвалов по своей схеме в своей основе подобны трансмиссиям дорожных грузовых автомобилей, при их проектировании возникает ряд сложностей и технических проблем, связанных со спецификой работы карьерного самосвала, габаритами основных деталей, технологическими особенностями изготовления и подбором комплектующих — подшипников, уплотнительных устройств [3–5].

Актуальность решаемых в статье вопросов связана с необходимостью разработки методов расчета и проектирования крупногабаритных деталей гидромеханических трансмиссий карьерных самосвалов, предназначенных для работы в глубоких и сверхглубоких карьерах.

Научная новизна состоит в разработке нового метода инженерного анализа для экспресс-оценки основных конструктивных параметров и исключения переразмеривания ведущих мостов карьерных самосвалов БЕЛАЗ.

Практическая значимость работы заключается в использовании предложенных методов инженерного анализа и сравнительных расчетов при проектировании трансмиссий карьерных самосвалов БЕЛАЗ.

В настоящей работе рассмотрены научные и практические аспекты проектирования, оптимизации, расчета, конструирования и обеспечения технологичности изготовления ведущих мостов большегрузных карьерных самосвалов. Разработан новый метод инженерного анализа для экспресс-оценки и ограничения области выбора основных параметров зубчатых передач трансмиссии. Используется метод сравнительных расчетов для определения критериев прочности вновь проектируемых деталей, рассмотренный в работе [6].

Объектом исследования данной работы являются параметры элементов механической части трансмиссии ведущих мостов карьерных самосвалов с ГМТ большой грузоподъемности (90...363 т), состоящих из главной передачи, дифференциала, полуосей, планетарного колесного редуктора, картерных деталей.

По ведущему мосту исследованы распределение общего передаточного числа $u_{\text{вм}}$; передаточное число главной передачи $u_{\text{гп}}$; модуль спирально-конических колес главной передачи $m_{\text{гп}}$; модуль зубчатых колес дифференциала $m_{\text{диф}}$. При этом использованы методы анализа данных параметров трансмиссий карьерных самосвалов-аналогов, сравнительных кинематических, прочностных расчетов и расчетов геометрических параметров, метод инженерного анализа конструкций.

В работе [2] показано, что при проектировании гидромеханических трансмиссий, во избежание переразмеривания деталей, необходимо, чтобы расчетная величина максимального динамического фактора D_{max} не превышала 0,46. Оптимальные параметры крупногабаритных конических шестерен с круговым зубом главной передачи реализуются при передаточном числе высшей передачи планетарной коробки передач $u_{\text{вкп}} = 1,0$.

Метод инженерного анализа конструкций.

При создании совершенно новых конструкций, как правило, возникают следующие трудности: определение критериев прочности различных типовых ответственных деталей, выбор правильного нагрузочного режима для расчета их долговечности. Для установления на стадии проектирования оценочных критериев прочности и долговечности детали предлагается проводить сравнительные расчеты подобных деталей уже отработанных и давно себя зарекомендовавших конструкций, у которых известен ресурс по результатам эксплуатации.

Несмотря на отсутствие в мире технической литературы по конструированию карьерных самосвалов и, в частности, их трансмиссий, на начальной стадии проектирования полезно оценить уровень технических параметров конкурентов. Благодаря современному развитию информационных систем и при соответственном изучении существующих источников технической информации — руководств по эксплуатации, реклам-

ных материалов с техническими характеристиками самосвалов-аналогов — можно определиться с начальной граничной областью конструктивных параметров вновь разрабатываемых узлов.

Для конструктора трансмиссий важными параметрами являются следующие входные данные проекта:

- модуль зубчатых колес;
- числа зубьев шестерен;
- нагрузки $M_{кр}$ на входном (выходном) валах;
- максимальная частота вращения входного (выходного) звеньев;
- максимальный динамический фактор D_{max} ;
- передаточные числа редукторов;
- скорость самосвала;
- вес автомобиля.

Последние три параметра обычно можно найти в информационных источниках. Для определения первых пяти рекомендуется применить следующую методику.

Модуль m_{te} (внешний окружной, мм) спирально-конических зубчатых колес ведущего моста с достаточной точностью можно определить по общим геометрическим параметрам самосвала, зная радиус качения ведущих колес r_k и дорожный просвет (клиренс) по ведущему мосту h (рисунок 1, таблица 1), применив следующую эмпирическую формулу:

$$m_{te} = \frac{2(r_k - h - c - \Delta)}{z_2},$$

где $c \approx 16...25$ мм — толщина нижней стенки картера (большие значения для самосвалов боль-

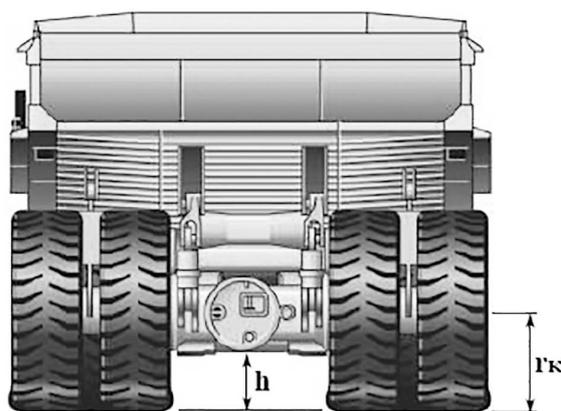


Рисунок 1 — Радиус качения ведущих колес r_k и дорожный просвет (клиренс) по ведущему мосту h карьерных самосвалов большой грузоподъемности (90...363 т) с ГМТ
Figure 1 — Rolling radius of the r_k driving wheels and ground clearance on the drive axle h of heavy-duty quarry dump trucks (90...363 t) with hydromechanical transmission (HMT)

шей грузоподъемности); $\Delta \approx 30...50$ мм — зазор между нижней стенкой картера и делительным диаметром ведомой шестерни (большие значения для самосвалов большей грузоподъемности); z_2 — число зубьев ведомой шестерни, определяемое по известному передаточному числу из рисунка 3.

Максимальный крутящий момент $M_{вм max}$ (Н·м) на входном валу ведущего моста и максимальный динамический фактор D_{max} определяются с использованием графика (рисунок 2) тягово-динамической характеристики (обычно приводится в рекламных материалах по карьерным самосвалам). По графику находится максимальное тяговое уси-

Таблица 1 — Соотношения радиуса качения колеса к клиренсу заднего ведущего моста карьерных самосвалов большой грузоподъемности (90...363 т) с ГМТ
Table 1 — Ratio of the rolling radius of the wheel to the ground clearance of the rear drive axle of heavy-duty quarry dump trucks (90...363 t) with HMT

Модель самосвала	Радиус качения колеса r_k , м	Клиренс груженный/снаряженный по ведущему мосту h , м	Шины	Грузоподъемность, т
Euclid R90	1,286	/ 0,920	27.00R49	85,8
Euclid-Hitachi EH1600	1,286		27.00R49	89,7
Euclid-Hitachi EH1700	1,339		31/80R49	98,4
Euclid R130B	1,420	/ 0,920		132,0
Terex TR-100	1,286		27.00R49	91,0
Komatsu HD 785.5	1,286	0,789 / 0,810	27.00R49	90,7
Komatsu HD 985.5	1,380	/ 0,875	30.00R51	105,0
Komatsu HD 1500-5	1,420	0,838 / 0,880	33.00R51	136,0–149,0
Komatsu HD 1600M-1	1,536		36.00R51	160,0
Caterpillar 777F	1,286	0,880 / 0,912	27.00R49	90,7
Caterpillar 783B	1,380	0,892 / 1,000	30.00R51	118,0
Caterpillar 785C	1,420	0,955 / 1,080	33.00R51	118,0–136,0
Caterpillar 787B	1,536	1,015 / 1,123	36.00R51	154,0
Caterpillar 789C	1,707	1,057 / 1,225	37.00R57	154,0–177,0
Caterpillar 793D	1,699	1,066 / 1,128 или 1,244	40.00R57	218,0
Caterpillar 797F	1,905	0,947 / 1,056	59/80R63	363,0
Dart 3120	1,380	0,838 /	30.00-51	108,9
Dart 3110	1,380	0,838 /	30.00-51	108,9
Haulpak 330M	1,286		27.00R49	84,4–90,0
Perlini DP905	1,286	0,850	27.00R49	95,0

лие F_k на ведущих колесах, далее по известным радиусу качения ведущих колес r_k и передаточному числу ведущего моста u_{BM} определяется

$$M_{BM \max} = \frac{F_k \cdot r_k}{u_{BM} \cdot \eta_{кр} \cdot \eta_{гп}},$$

где u_{BM} — передаточное число ведущего моста; $\eta_{гп} = 0,95$ — КПД пары спирально-конических зубчатых колес редуктора главной передачи; $\eta_{кр} = 0,97$ — КПД колесного планетарного редуктора;

$$D_{\max} = \frac{F_k}{G_a},$$

где G_a — вес карьерного самосвала с полной нагрузкой.

Максимальная частота вращения n_{BM} (мин⁻¹) входного вала ведущего моста (выходного вала ГМП) определяется исходя из максимальной заданной скорости самосвала:

$$n_{BM} = \frac{9,55 \cdot V_{a \max} \cdot u_{BM}}{r_k \cdot 3,6},$$

где $V_{a \max}$ — максимальная скорость карьерного самосвала, км/ч.

При проведении инженерного анализа конструкции и определения данных по трансмиссии зарубежных производителей также полезно использовать следующие зависимости:

- для определения передаточного числа ведущего моста:

$$u_{BM} = \frac{n_t \cdot r_k \cdot 3,6}{9,55 \cdot V_{a \max} \cdot u_B}, \quad (1)$$

где n_t — число оборотов турбинного вала ГМП (входного вала коробки передач), принимаемое равным номинальной частоте вращения двигателя, мин⁻¹; u_B — передаточное число высшей передачи коробки передач;

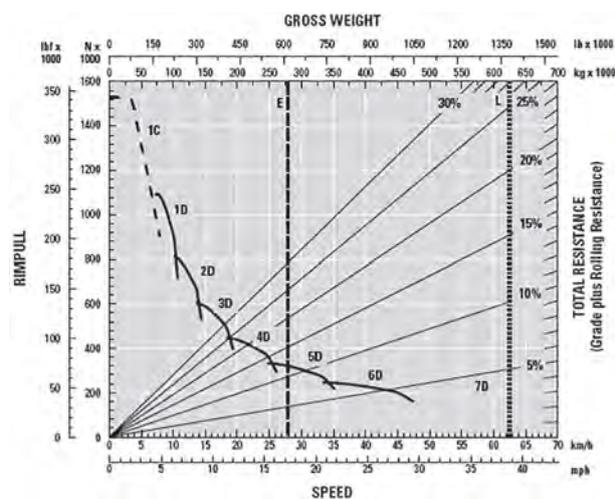


Рисунок 2 — Тягово-динамическая характеристика карьерного самосвала CAT-797F [7]
Figure 2 — Traction and dynamic characteristics of the CAT-797F dump truck [7]

- для определения радиуса качения (мм) ведущего колеса (примерно):

$$r_k = \left(\frac{2 \cdot B'' + d''}{2} \right) \cdot 25,4,$$

где B'' — высота профиля шины в свободном состоянии, дюйм; d'' — посадочный диаметр шины (на обод), дюйм.

Общие вопросы конструирования ведущих мостов большегрузных карьерных самосвалов.

Исходными данными для начала конструкторских работ по проектированию ведущего моста карьерного самосвала являются:

- размер обода колеса, дюйм или мм;
- колея колес, мм;
- нагрузка на мост, Н;
- передаточное число ведущего моста u_{BM} ;
- максимальный крутящий момент на входе в ведущий мост.

При известных параметрах коробки передач передаточное число ведущего моста u_{BM} (1) выбирается в результате проведения тягово-динамического расчета из условий полного использования мощности двигателя для получения заданной техническим заданием максимальной скорости самосвала на высшей передаче в коробке передач при оптимальной топливной экономичности с учетом преодоления заданного сопротивления дороги ψ_{\max} .

Выбранное в результате проведения тягово-динамического расчета передаточное число ведущего моста u_{BM} необходимо рационально распределить между колесным планетарным редуктором $u_{кр}$ и центральным редуктором главной передачи $u_{гп}$.

На рисунке 3 для информации графически показано изменение передаточного числа главной передачи в зависимости от грузоподъемности самосвала [3]. Распределение передаточного числа u_{BM} производится по принципу «максимально реализовывать крутящий момент в планетарной колесной передаче», что снижает нагрузки на дифференциал и полуоси, уменьшает их габариты. Однако особенностью данной операции при конструировании ведущих мостов карьерных самосвалов и в особенности самосвалов большой грузоподъемности, по сравнению с обычными автомобилями, является то, что детали трансмиссии, их элементы, а также применяемые в узлах подшипники и уплотнительные устройства имеют значительно большие габаритные размеры. Именно поэтому при распределении передаточных чисел необходимо учитывать следующие ограничения:

- 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 окружно-

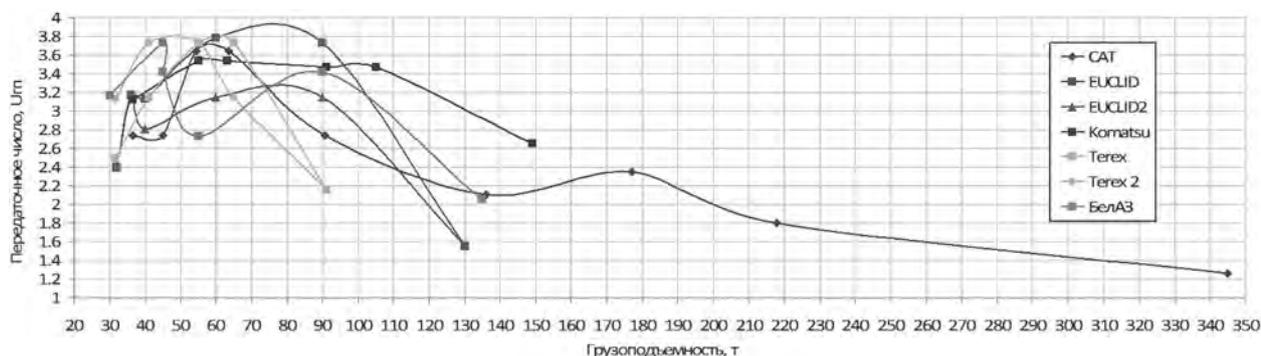


Рисунок 3 — Графическое изображение изменения передаточных чисел главных передач карьерных самосвалов в зависимости от их грузоподъемности

Figure 3 — Graphic representation of the change in gear ratios of the main gears of quarry dump trucks depending on their load capacity

му модулю m_{te} , наружному диаметру ведомой шестерни D_{ae2} , высоте зуба h ;

- 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;

- по допустимой предельной частоте вращения применяемых подшипников качения.

Следует также иметь в виду, что наружный диаметр ведомой шестерни главной передачи определяет геометрические параметры картера ведущего моста и отверстия под установку главной передачи.

Проектировочные расчеты основных элементов ведущих мостов. Для карьерных самосвалов, в зависимости от их грузоподъемности и мощности силовой установки, в силу конструктивных особенностей возможны различные комбинации расположения механизмов GMT и ее привода. На рисунке 4 показана схема трансмиссии карьерного самосвала БЕЛАЗ грузоподъемностью 90 т. На схеме в качестве основных элементов ведущего моста представлены главная передача и дифференциал 8, колесный планетарный редуктор 9.

Проектирование, расчет и оптимизация главных передач. Особенности проектирования спирально-конических шестерен главной передачи рассмотрены в работах [8–13]. Представленная в [3] методика проектирования крупномодульных спирально-конических зубчатых колес главной передачи большегрузных карьерных самосвалов отличается от известных рекомендациями по оптимизации передаточных чисел в целом для трансмиссии и применением корректирующих коэффициентов, установленных методом сравнительных расчетов.

Эту методику целесообразно применять для экспресс-оценки кинематических и прочностных

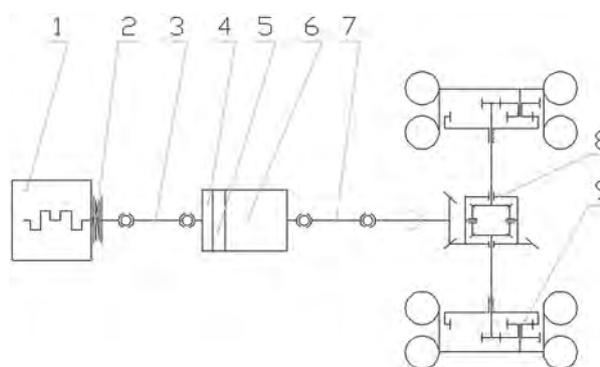


Рисунок 4 — Схема трансмиссии карьерного самосвала БЕЛАЗ грузоподъемностью 90 т с ГМП 6+1 планетарного типа: 1 — двигатель; 2 — упругая муфта; 3, 7 — карданные валы; 4 — согласующая передача; 5 — гидротрансформатор; 6 — ГМП 6+1; 8 — главная передача и дифференциал; 9 — колесный планетарный редуктор

Figure 4 — Transmission diagram of the BELAZ quarry dump truck with a load capacity of 90 t with a hydromechanical gearbox (HMG) 6+1 planetary type: 1 — engine; 2 — elastic clutch; 3, 7 — cardan shafts; 4 — matching gear; 5 — torque converter; 6 — HMG 6+1; 8 — final gear and differential; 9 — wheel planetary reduction gear

параметров вновь проектируемых главных передач ведущих мостов карьерных самосвалов.

Расчет геометрических параметров и прочности зубчатых колес главных передач основан на установленной эмпирической связи между торцовым модулем m_{te} (мм) и максимальным крутящим моментом $M_{гп\max}$ (кН) на ведущей шестерне:

$$m_{te} = 3,14 \dots 4,63 \cdot \sqrt[3]{M_{гп\max}}$$

При этом максимальный крутящий момент выбирается по меньшему из двух значений моментов: расчетному максимальному моменту $M_{р\max}$ на ведущих колесах самосвала и максимальному моменту $M_{ф\max}$, ограниченному сцеплением ведущих колес с дорогой.

Проектирование, расчет и оптимизация деталей дифференциала. Межколесный дифференциал является узлом главной передачи, который имеет ограниченные габаритные размеры вследствие небольшого компоновочного пространства. Размеры дифференциала значительно влияют на размеры ведомой шестерни главной передачи

и, следовательно, на габариты самой главной передачи, которая, в свою очередь, определяет размеры центральной части картера ведущего моста. Поэтому от выбора параметров межколесного дифференциала зависят многие характеристики ведущего моста, например дорожный просвет и масса. Все дифференциалы самосвалов БЕЛАЗ имеют по четыре сателлита. В каждый из них запрессована втулка, и сателлит может свободно вращаться на шипе крестовины. Сателлиты находятся в зацеплении с шестернями полуоси, имеющими, как правило, одностороннюю ступицу с внутренними эвольвентными шлицами. Зубчатые колеса дифференциала являются прямозубыми коническими колесами.

При проектировании нового дифференциала первой важной задачей является рациональный выбор параметров зубчатого зацепления. Нерационально закладывать завышенные коэффициенты запаса прочности, так как это приведет к увеличению габаритов всего узла.

Одновременно с прочностными расчетами необходимо проводить расчет требуемых размеров подшипников сателлитов (втулок или подшипников качения), так как от этого зависит число зубьев сателлитов. При определении требуемого диаметра втулки нужно учитывать окружную скорость на критическом режиме движения самосвала (за расчетный режим принимать движение с минимальным радиусом со скоростью 20 км/ч).

Далее определяются размеры опорных шайб сателлита и шестерни полуоси. Размеры следует выбирать близкие к максимально возможным для снижения действующих давлений.

Габаритный размер крестовины определяется выбранными размерами шестерен и необходимой высотой зоны контакта шипа и чашек дифференциала для предотвращения повышенных удельных давлений.

Подшипники дифференциала, как правило, роликовые конические. При таких подшипниках достигается простота конструкции подшипниковых опор и регулировки самих подшипников и зацепления спирально-конических шестерен главной передачи. Рекомендуется выбирать подшипники серии диаметров 5, так как при этом достигается требуемая грузоподъемность подшипника и небольшой наружный диаметр.

Крутящий момент на корпусе дифференциала

$$M_{\text{диф}} = M_{\text{гп max}} \cdot u_{\text{гп}} \cdot \eta_{\text{гп}},$$

где $\eta_{\text{гп}}$ — КПД главной передачи.

Выбор модуля зубчатых колес. Внешний модуль m (мм) зубчатых колес дифференциала рассчитывается по эмпирической формуле [14]:

$$m = \frac{5}{z_2} \cdot \sqrt[3]{1,25M_{\text{диф}}},$$

где z_2 — число зубьев шестерни полуоси.

При выборе чисел зубьев шестерни полуоси необходимо также учитывать условие сборки механизма дифференциала [15]:

$$N = \frac{2 \cdot z_2}{n_w},$$

где N — целое число; n_w — число сателлитов.

Проектирование колесных передач. Конструкции колесных передач карьерных самосвалов всех производителей выполнены по одинаковой схеме. На самосвалах класса грузоподъемности 90 т у всех производителей применен однорядный планетарный редуктор, на самосвалах большей грузоподъемности — двухрядный. Ведущая (солнечная) шестерня установлена на шлицах по полуоси и зафиксирована стопорными кольцами. Полуоси у всех производителей цельной конструкции. Выходным звеном является водило последнего ряда, которое связано со ступицей ведущего колеса. Конструкция водила представляет собой отливку. Сателлиты установлены на цилиндрических роликовых подшипниках. Ступицы ведущих колес устанавливаются на конических роликовых подшипниках (на самосвалах фирмы Caterpillar применяется фиксация внутреннего кольца подшипника на валу (цапфе) с помощью шпоночного соединения).

По приведенной выше методике инженерного анализа и формулам можно также определять передаточные числа ГМП, согласующих редукторов и далее проводить сравнительные тягово-динамические расчеты с целью разработки конструкций с техническими характеристиками, превышающими показатели аналогов.

Распределение передаточных чисел в ведущем мосту начинается с колесного редуктора. В качестве исходных вспомогательных данных для этого используются: $d_{\text{об}}$ — внутренний диаметр обода колеса с элементами крепления к ступице; $D_{\text{ст}}$ — наружный диаметр ступицы под установку колеса; $t_{\text{ст}}$ — толщина тела ступицы ведущего колеса в месте установки шпилек (болтов) крепления колеса.

Предварительно наружный диаметр обода коронной шестерни определяется по условию

$$D_{\text{кор}} = D_{\text{ст}} - 2 \cdot t_{\text{ст}} - 10,$$

где 10 — рекомендуемый минимальный диаметральный (по 5 мм на сторону) зазор между отверстием в ступице ведущего колеса и наружным диаметром обода коронной шестерни, мм.

Толщина тела обода $t_{\text{кор}}$ коронной шестерни планетарной передачи колесного редуктора выбирается конструктивно в зависимости от модуля зубчатых колес m . При этом следует учитывать следующие рекомендации:

- для коронных шестерен, изготавливаемых из конструкционных легированных сталей, подвергаемых поверхностному химико-термическому упрочнению (азотирование, цементация), мини-

мальную толщину обода принимать равной не менее $t_{кор} \geq (3,0 \dots 3,5)m$;

- для коронных шестерен, изготавливаемых из конструкционных углеродистых сталей, подвергаемых улучшению или поверхностной закалке — не менее $t_{кор} \geq (4,0 \dots 5,0)m$.

Модуль зубчатых колес планетарного колесного редуктора можно выбирать, используя справочную таблицу 2 с учетом передаваемого редуктором крутящего момента, с последующим проверочным расчетом на прочность зубчатого зацепления.

При проектировании колесных передач карьерных самосвалов рекомендуется для обеспечения наименьших габаритов колесной передачи принимать минимально допустимое число зубьев на ведущей шестерне, которое ограничивается условиями отсутствия подрезания, а также достаточной толщины тела зубчатого колеса. По заданному числу зубьев ведущей шестерни определяются числа зубьев сателлитов и коронной шестерни. При этом соотношение числа зубьев колес должно удовлетворять условиям соседства сателлитов, соосности и сборки передачи.

Проанализировав расчетные напряжения в зубчатых зацеплениях планетарных передач БЕЛАЗ, можно отметить, что нагрузочная способность планетарной колесной передачи определяется колесами с внешним зацеплением (сателлитами и ведущей шестерней). Поэтому дальнейший расчет прочности и выносливости следует вести, исходя из условия внешнего зацепления. В случае применения для коронной шестерни внутреннего зацепления материала менее прочного, чем для ведущей шестерни и сателлитов, она должна проверяться на равнопрочность соответствующим расчетом.

С увеличением грузоподъемности самосвала возрастают размеры деталей колесной передачи

и при их изготовлении возникают перекосы и, как следствие, осевые нагрузки на полуоси. Поэтому для нормальной работы узла повышаются требования к упорам полуоси. Конструкция упора должна предусматривать регулировку требуемого зазора между полуосью и упором и препятствовать повышенному износу.

Впервые на карьерных самосвалах особо большой грузоподъемности БЕЛАЗ применена схема B_{ha}^b однорядного планетарного колесного редуктора с двухвенцовым сателлитом (рисунок 5). Принятая схема обеспечивает увеличение передаточного числа, по сравнению с однорядным классическим планетарным редуктором A_{ha}^b , в 1,7...1,8 раза.

Расчет опасного сечения балки картера ведущего моста на прочность при изгибе. Исходные данные: G_2 — статическая вертикальная нагрузка на ведущий мост, Н; J_x — момент инерции сечения, mm^4 ; k_d — коэффициент динамичности (рекомендуется принимать равным 2,5). Проектировочный расчет проводится для следующих опасных сечений: опасное сечение картера «А-А» (рисунок 6) посередине сквозного отверстия банджо для случая установки редуктора главной передачи сзади картера; опасное сечение картера «Б-Б» — переход диаметра на кожухе полуоси перед шлицами под суппорт тормоза.

Момент сопротивления сечения при изгибе (mm^3)

$$W_x = \frac{J_x}{Y}$$

Максимальный изгибающий момент (сечение «А-А») (Н·м)

$$M_{max} = \frac{k_d \cdot G_2 \cdot 0,5L}{2}$$

Таблица 2 — К выбору модуля планетарных передач колесных редукторов
Table 2 — To select the module of planetary gears of wheel reduction gears

Карьерный самосвал (грузоподъемность)	Шина	Максимальный крутящий момент $M_{28} = M_{н/о}$ на ведущей шестерне, Н·м	Реактивный крутящий момент $M_{кр}^{KR}$ на коронной шестерне колесного редуктора, Н·м	Модуль зацепления m , мм	Число зубьев коронной шестерни z_b
БЕЛАЗ-7540А (30 т)	18,00R25	21 016	82 380	5,00	82
БЕЛАЗ-75281 (6×6) (36 т)	29,5R25	18 323	73 932	5,00	82
БЕЛАЗ-7548А (42 т)	21,00R33	30 292	146 907	7,00	75
БЕЛАЗ-75473 (45 т)	21,00R35	34 113	165 632	7,00	75
БЕЛАЗ-75810 (4×4) (50 т)	29,5R25	38 559	119 105	7,00	57
БЕЛАЗ-7555В (55 т)	24,00R35	33 476	216 982	7,00	86
БЕЛАЗ-75570 с ГМП (90 т)	27,00R49	66 396	414 762	10,00	87
БЕЛАЗ-7516 (135 т)	33,00R51	79 812	630 798	12,00	75

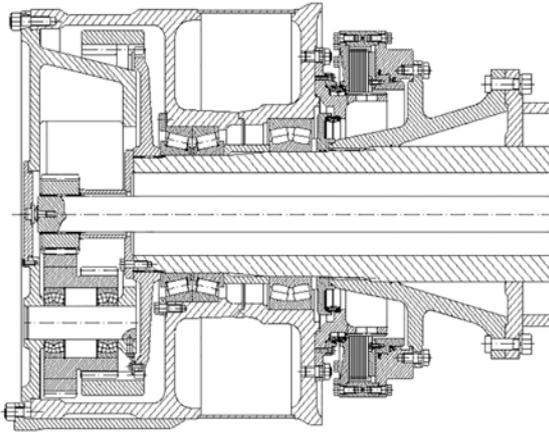
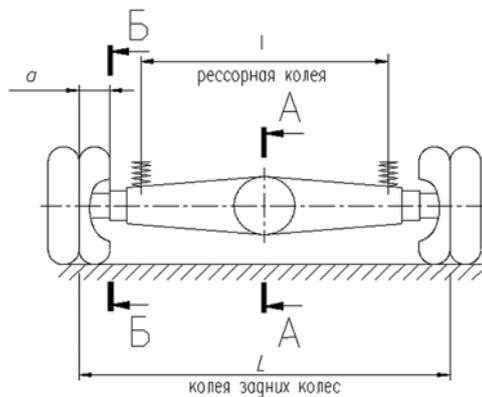


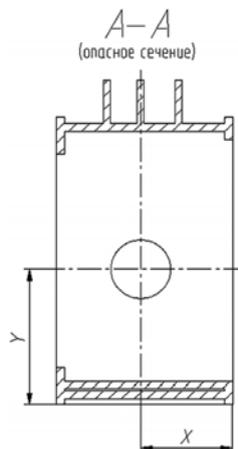
Рисунок 5 — Однорядный колесный планетарный редуктор с двухвенцовым спутником ведущего моста карьерного самосвала БЕЛАЗ с ГМТ грузоподъемностью 90...135 т
Figure 5 — Single-row wheel planetary gearbox with a double-crown satellite of the drive axle of a BELAZ quarry dump truck with the HMT with carrying capacity of 90...135 t

Максимальный изгибающий момент (сечение «Б-Б») (Н·м)

$$M_{\max} = \frac{k_d \cdot G_2 \cdot a}{2}.$$



a



b

Рисунок 6 — Расчетная схема балки ведущего моста карьерного самосвала: a — общий вид; b — вид опасного сечения А-А

Figure 6 — Design diagram of the driving axle beam of the quarry dump truck: a — general view; b — view of the dangerous section A-A

Максимальное изгибное напряжение в вертикальной плоскости, МПа

$$\sigma_{u_{\max}} = \frac{10^3 M_{\max}}{W_x} < [\sigma_u].$$

Допускаемое напряжение изгиба для стали 40Л $[\sigma_u] = 294$ МПа; для стали 10ХСНД (для сварного картера) — 390 МПа.

Заключение. Разработан новый метод инженерного анализа для экспресс-оценки и ограничения области выбора основных параметров зубчатых передач ведущих мостов карьерных самосвалов БЕЛАЗ: модуля зубчатых колес; числа зубьев шестерен; нагрузки $M_{кр}$ на входном (выходном) валах; максимальной частоты вращения входного (выходного) звеньев; максимального динамического фактора D_{\max} .

Распределение передаточного числа ведущего моста $u_{вм}$ производится по принципу «максимально реализовывать крутящий момент в конечной ступени», т. е. в планетарной колесной передаче, что снижает нагрузки на дифференциал и полуоси, уменьшает их габариты. При распределении передаточных чисел необходимо учитывать ограничения по обеспечению технологической возможности нарезки зубьев конических колес с круговым зубом главной передачи на имеющемся на предприятии оборудовании, а именно по максимальному внешнему окружному модулю $m_{е2}$, наружному диаметру ведомой шестерни D_{ae2} , высоте зуба h .

При выбранном передаточном числе высшей передачи ГМП $u_{Fв} = 1,0$ и реализации максимального значения передаточного числа ведущего моста в конечной ступени появляется возможность выполнить главную передачу со спирально-коническими шестернями с оптимальными параметрами: меньшим ее передаточным отношением за счет увеличения числа зубьев ведущей шестерни; пониженными нагрузками на детали дифференциала; пониженными нагрузками на полуоси.

Внешний окружной модуль $m_{е}$ спирально-конических зубчатых колес ведущего моста с достаточной точностью можно оценить по эмпирической формуле, связывающей общие геометрические параметры ведущего моста самосвала: радиус качения ведущих колес r_k , дорожный просвет (клиренс) h , число зубьев ведомой шестерни z_2 главной передачи, параметров картера. При проектировании, расчете и оптимизации деталей межколесного дифференциала заднего моста необходимо учитывать, что его размеры значительно влияют на размеры ведомой шестерни главной передачи и, следовательно, на габариты самой главной передачи, определяющей размеры центральной части картера ведущего моста.

Внешний модуль m зубчатых колес дифференциала вычисляется по эмпирической формуле по расчетным значениям максимального крутящего момента на корпусе дифференциала и числа зу-

бьев шестерни полуоси. При выборе числа зубьев шестерни полуоси необходимо учитывать условие сборки механизма дифференциала.

При проектировании колесных передач карьерных самосвалов рекомендуется также для обеспечения наименьших габаритов колесной передачи на ведущей шестерне принимать минимально допустимое число зубьев, которое ограничивается условием отсутствия подрезания, а также условием достаточной толщины тела зубчатого колеса.

Впервые на карьерных самосвалах особо большой грузоподъемности БЕЛАЗ применена схема B_{ha}^b однорядного планетарного колесного редуктора с двухвенцовым сателлитом. Принятая схема обеспечивает увеличение передаточного числа, по сравнению с однорядным классическим планетарным редуктором A_{ha}^b в 1,7...1,8 раза.

Список литературы

1. Мариев, П.Л. Оценка эффективности гидромеханической и электромеханической трансмиссии двухосных карьерных самосвалов по величине КПД / П.Л. Мариев, В.Т. Войтов, С.А. Шишко // Горный журнал. — 2015. — № 3. — С. 83–87. — DOI: <https://doi.org/10.17580/gzh.2015.03.13>.
2. Шишко, С.А. Особенности расчета и проектирования узлов гидромеханических трансмиссий большегрузных самосвалов БЕЛАЗ / А.С. Шишко, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2023. — Вып. 12. — С. 198–202.
3. Шишко, С.А. Обоснование выбора передаточных отношений ГМТ карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности / С.А. Шишко, В.И. Моисеенко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2016. — № 4(37). — С. 52–59.
4. Альгин, В.Б. Высокомощные гидромеханические передачи: патенто-информационное и расчетное исследование. Часть 1 // В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 2(31). — С. 5–15.
5. Альгин, В.Б. Развитие высокомошных отечественных и зарубежных ГМТ: патентный ландшафт, расчетный анализ, тенденции. Часть 1. Анализ проблемы / В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2017. — № 1(38). — С. 5–20.
6. Методика проектирования спирально-конических шестерен главной передачи карьерных самосвалов большой грузоподъемности / С.А. Шишко, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, М.К. Натурьева // Механика машин, механизмов и материалов. — 2025. — № 1(70). — С. 17–29. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-1-70-17-29>.
7. Карьерный самосвал 797F // Caterpillar. — URL: <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10512495> (дата обращения 23.05.2025).
8. Прогнозирование ресурса главной передачи самосвала БЕЛАЗ на стадии проектирования / А.С. Лисицкий, С.А. Шишко, Н.Н. Ишин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2023. — № 2(63). — С. 31–41. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-31-41>.
9. Tsiafis, I. Design of a spiral bevel gear acc. to ISO 23509:2006 standards / I. Tsiafis, P. Mamouri, K. Kyriakidis // MATEC Web Conf. — 2020. — Vol. 318. — DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202031801020>.
10. Zhang, R. The designing and modeling of equal base circle herringbone curved bevel gears / R. Zhang, B. Zhang, S. Fu // Scientific Reports. — 2023. — Vol. 13. — DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-023-28934-0>.
11. Design analysis of bevel gear for gearmotor selection in revolving platform / N.A. Raji, K.A. Adedeji, E.O. Oyetunji, A.D. Agbelusi // Modern Mechanical Engineering. — 2021. — Vol. 11, no. 1. — P. 1–11. — DOI: <https://doi.org/10.4236/mme.2021.111001>.
12. Theory and experimental research on spiral bevel gear by double-side milling method / L. Geng, X. Deng, H. Zhang [et al.] // Mechanics & Industry. — 2021. — Vol. 22. — DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2021032>.
13. Geng, L. A method to manufacture spiral bevel gears by equivalent completing / L. Geng, S. Nie, C. Jiang // Mechanics & Industry. — 2024. — Vol. 25. — DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2024013>.
14. BELAZ. CAGE Software: программное обеспечение CAGE. — 2001. — 1 CD-ROM.
15. Проектирование полноприводных колесных машин: в 2 т.: учеб. для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов [и др.]; под общ. ред. А.А. Полуняна. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — Т. 2. — 640 с.

SHYSHKO Sergei A.

Deputy Chief Designer – Head of Mechanical Transmissions Department of the Chief Design Engineer Division of the Scientific and Technical Center n.a. A.N. Egorov¹
E-mail: kbst@belaz.minsk.by

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”²
E-mail: ishin@oim.by

GOMAN Arkadiy M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”²
E-mail: arcady.mih@tut.by

NATURJEVA Marina K.

Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”²
E-mail: bahama2008@yandex.ru

¹OJSC “BELAZ” — Management Company of Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

²Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

ENGINEERING APPROACH TO DESIGNING AND CALCULATION OF THE MAIN ELEMENTS OF DRIVE AXLES OF HEAVY-DUTY QUARRY DUMP TRUCKS

The paper considers scientific and engineering aspects of design, optimization, calculation, construction and ensuring manufacturability of production of drive axles of heavy-duty quarry dump trucks. A new method of engineering analysis has been developed for express assessment and limitation of the selection area of the main parameters of gear transmissions of drive axles of BELAZ quarry dump trucks: gear module; number of gear teeth; load on input (output) shafts; maximum rotation frequency of input (output) links; maximum dynamic factor. Distribution of the drive axle gear ratio $u_{\text{вм}}$ is made according to the principle of maximizing the torque in the final stage, i.e. in the planetary wheel transmission, which reduces the loads on the differential and axle shafts and their dimensions. When distributing gear ratios, it is necessary to take into account the limitations of ensuring the technological possibility of cutting teeth of bevel gears with a circular tooth of the main transmission on the equipment available at the enterprise. For the first time, the B_{ha}^b scheme of a single-row planetary wheel reduction gear with a double-crown satellite has been used on BELAZ extra-large-capacity quarry dump trucks. The adopted design provides an increase in the gear ratio by 1.7...1.8 times compared to a single-row classic A_{ha}^b planetary reduction gear.

Keywords: heavy-duty dump truck, hydromechanical transmission, drive axle, final drive, helical-conical gears, differential, planetary wheel transmission

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2026-1-74-31-40>

References

1. Mariev P.L., Voitov V.T., Shyshko S.A. Otsenka effektivnosti gidromekhanicheskoy i elektromekhanicheskoy transmissii dvukhosnykh karernykh samosvalov po velichine KPD [Design procedure and results of analysis of efficiency coefficient of hydromechanical and electromechanical transmission of mining dump trucks are given]. *Ore and metals*, 2015, no. 3, pp. 83–87. DOI: <https://doi.org/10.17580/gzh.2015.03.13> (in Russ.).
2. Shyshko S.A., Ishin N.N., Goman A.M. Osobennosti rascheta i proektirovaniya uzlov gidromekhanicheskikh transmissiy bolshzegruznykh samosvalov BELAZ [Features of calculation and design of hydromechanical transmission units of BELAZ heavy-duty dump trucks]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2023, iss. 12, pp. 198–202 (in Russ.).
3. Shyshko S.A., Moiseenko V.I. Obosnovanie vybora peredatochnykh otnosheniy GMT karyernykh samosvalov osobo bolshoy gruzopodъемnosti [Rationale for selection of gear ratio of hydromechanical transmission of dump trucks of extra heavy payload capacity]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2016, no. 4(37), pp. 52–59 (in Russ.).
4. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Vysokomoshchnyye gidromekhanicheskie peredachi: patento-informatsionnoe i raschetnoe issledovanie. Chast I. Metodika [High-power hydromechanical transmissions: patent-informational and computational investigation. part 1. methodology]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2015, no. 2(31), pp. 5–15 (in Russ.).
5. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Razvitie vysokomoshchnykh otechestvennykh i zarubezhnykh GMT: patentnyy landshaft, raschetnyy analiz, tendentsii. Chast 1. Analiz problemy [Development of local and foreign high-power hydromechanical transmissions: patent landscape, analysis, trends. Part 1. Case analysis]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2017, no. 1(38), pp. 5–20 (in Russ.).
6. Shyshko S.A., Ishin N.N., Goman A.M., Naturjeva M.K. Metodika proektirovaniya spiralno-konicheskikh shesteren glavnoy peredachi karernykh samosvalov bolshoy gruzopodъемnosti [Design methodology for spiral-bevel gears of the main transmission of heavy-duty mining dump trucks]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2025, no. 1(70), pp. 17–29. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-1-70-17-29> (in Russ.).
7. *Karernyy samosval 797F* [Quarry dump truck 797F]. Available at: <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10512495> (accessed May 23, 2025) (in Russ.).
8. Lisichik A.S., Shyshko S.A., Ishin N.N., Sidorenko A.G., Maksimchenko N.N. Prognozirovaniye resursa glavnoy peredachi samosvala BELAZ na stadii proektirovaniya [Prediction of the main gear lifetime of belaz dump truck at the design stage]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2023, no. 2(63), pp. 31–41. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-31-41> (in Russ.).
9. Tsiafis I., Mamouri P., Kyriakidis K. Design of a spiral bevel gear acc. to ISO 23509:2006 standards. *MATEC web of conferences*, 2020, vol. 318. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202031801020>.
10. Zhang R., Zhang B., Fu S. The designing and modeling of equal base circle herringbone curved bevel gears. *Scientific reports*, 2023, vol. 13. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-023-28934-0>.
11. Raji N.A., Adedeji K.A., Oyetunji E.O., Agbelusi A.D. Design analysis of bevel gear for gearmotor selection in revolving platform. *Modern mechanical engineering*, 2021, vol. 11, no. 1, pp. 1–11. DOI: <https://doi.org/10.4236/mme.2021.111001>.
12. Geng L., Deng X., Zhang H., Nie S., Jiang C. Theory and experimental research on spiral bevel gear by double-side milling method. *Mechanics & industry*, 2021, vol. 22. DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2021032>.
13. Geng L., Nie S., Jiang C. A method to manufacture spiral bevel gears by equivalent completing. *Mechanics & industry*, 2024, vol. 25. DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2024013>.
14. BELAZ. *CAGE Software*. 2001. 1 CD-ROM.
15. Afanasev B.A., et al. *Proektirovaniye polnoprivodnykh kole-snykh mashin. T. 2* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles. Vol. 2]. Moscow, Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet im. N.E. Bauman Publ., 2000. 640 p. (in Russ.).