



УДК 62.213

СИНТЕЗ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ И РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КАРЬЕРНОГО АВТОСАМОСВАЛА ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ ДО 240 ТОНН

Карташов А.Б.¹, Арутюнян Г.А.¹, Дубинкин Д.М.², Киселев П.И.¹, Зайцев Л.А.¹,
Попов И.П.¹, Тарасюк И.А.²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»

² Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева



Информация о статье

Поступила:

29 октября 2023 г.

Рецензирование:

28 ноября 2023 г.

Принята к печати:

04 декабря 2023 г.

Ключевые слова:

подвеска, энергоэффективная конструкция ходовой части, синтез рациональных параметров, оценка показателей маневренности, расчет компонентов рулевой системы, система рулевого управления, карьерный автосамосвал

Аннотация.

В статье рассматривается синтез рациональных параметров систем телескопической передней подвески и системы рулевого управления карьерного автосамосвала грузоподъемностью до 240 тонн. Для соответствия разрабатываемых систем требованиям безопасности, энергоэффективности и технологической рациональности сформулированы параметры систем, в значительной степени определяющие эффективность применения разрабатываемой техники. С целью определения рациональных параметров подвески и системы рулевого управления был проведен анализ ходовой части и системы рулевого управления самосвалов-аналогов. Были определены основные тенденции в компоновке узлов подвески и несущей системы, требуемые габариты ходовой части и показатели маневренности. Для разрабатываемой системы определены кинематические параметры поворота и синтезирована геометрия рулевой трапеции. Произведен расчет характеристик пневмогидравлических рессор (ПГР) передней телескопической подвески, разработана твердотельная модель ПГР. Параметры гидроцилиндров гидрообъемной системы рулевого управления определены с учетом производительности компонентов гидросистемы карьерного автосамосвала и требований по быстродействию системы. Для оценки предлагаемых решений создана твердотельная модель передней подвески и системы рулевого управления.

Для цитирования: Карташов А.Б., Арутюнян Г.А., Дубинкин Д.М., Киселев П.И., Зайцев Л.А., Попов И.П., Тарасюк И.А. Синтез рациональных параметров систем телескопической подвески и рулевого управления карьерного автосамосвала грузоподъемностью до 240 тонн // Техника и технология горного дела. – 2023. – № 4(23). – С. 56-75. – DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-56-75, EDN: RSPVFR

Введение

Синтез параметров систем передней подвески и рулевого управления является важным этапом для разработки успешного с точки зрения эксплуатационных качеств карьерного автосамосвала.

С целью разработки карьерного автосамосвала с высокими эксплуатационными показателями необходимо найти не только рациональную конструкцию систем передней подвески и рулевого управления, но и определить количественные показатели этих систем, в большой степени определяющих высокую энергоэффективность и безопасность применения техники в горнодобывающей отрасли.

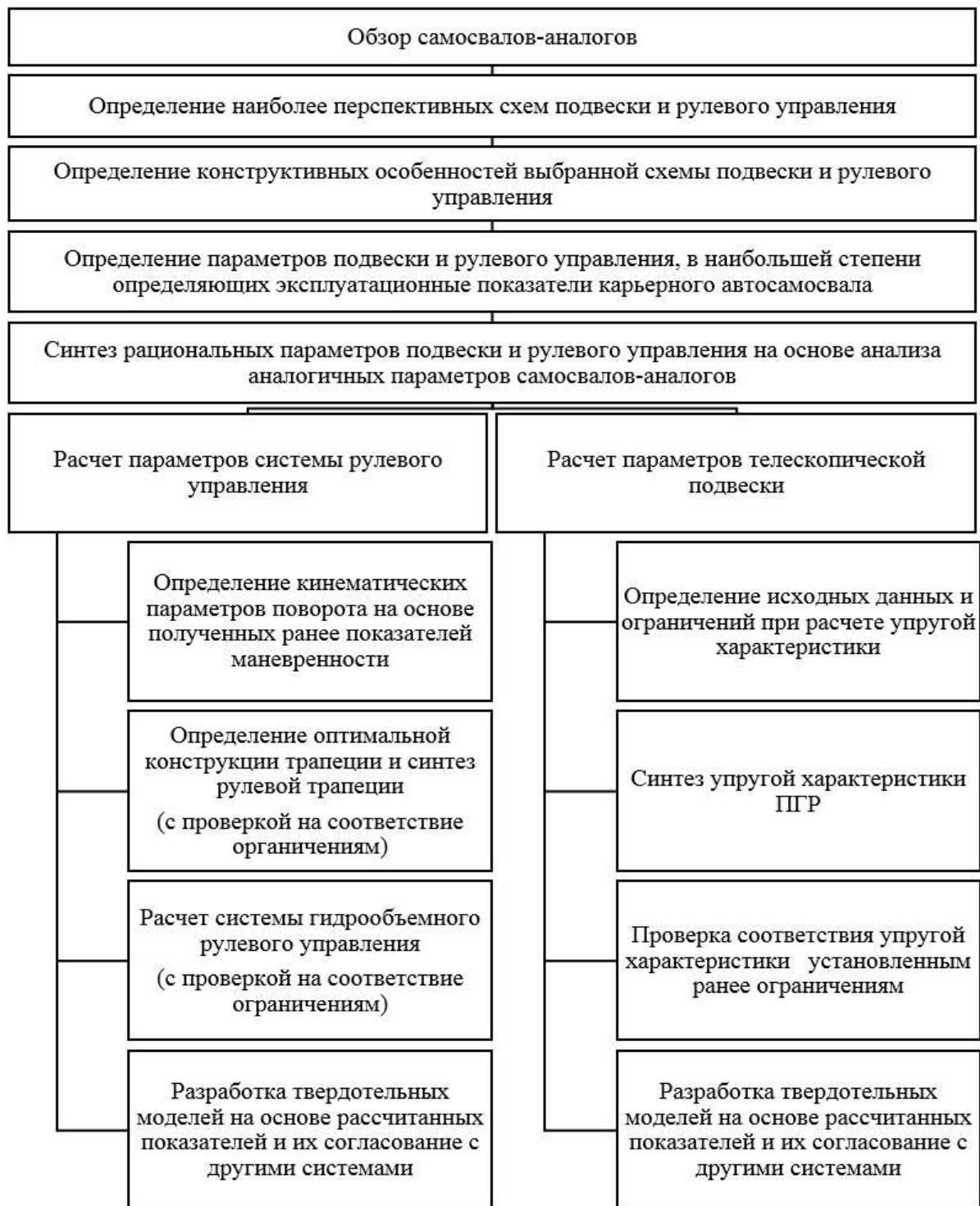


Рис.1. Последовательность расчета систем передней подвески и рулевого управления
Fig.1. Sequence of calculation of front suspension and steering systems

Для определения рациональных конструкторских решений проведен обзор конструкции подвески и рулевого управления самосвалов-аналогов от ведущих производителей. По результатам анализа определена наиболее рациональная схема подвески, а также составлена сводная таблица параметров подвески и рулевого управления с количественными характеристиками разрабатываемых систем.



На основе полученных количественных характеристик подвески и рулевого управления определены кинематические показатели поворота, обеспечивающие высокую эффективность эксплуатации автосамосвала. Рулевая трапеция синтезирована на основе рассчитанных выше кинематических показателей поворота.

Полученные параметры рулевой трапеции позволяют произвести расчет габаритов штоковой и поршневой полостей гидроцилиндра, хода гидроцилиндров рулевого управления с учетом заранее известных ограничений по производительности компонентов гидравлической системы карьерного автосамосвала.

По результатам вышеуказанных расчетов представлена твердотельная модель передней подвески и системы рулевого управления карьерного автосамосвала.

Последовательность синтеза рациональных параметров подвески и рулевого управления представлена на Рис. 1.

Обзор самосвалов-аналогов

Среди наиболее перспективных схем передней подвески карьерных автосамосвалов грузоподъемностью до 240 тонн можно выделить [1-5]:

- независимая подвеска типа «Макферсон»;
- независимая телескопическая подвеска;
- независимая подвеска на продольных рычагах;
- зависимая подвеска с поперечной балкой.

Упомянутые типы подвески получили наивысшую оценку по показателям безопасности, энергоэффективности и технологической рациональности. Однако следует отметить закономерности, выявленные в процессе рейтингового ранжирования: с точки зрения компоновки и эксплуатационных показателей наивысшие баллы были набраны телескопической подвеской. Основным недостатком, снизивший итоговую оценку – высокая технологическая сложность ПГР, воспринимающей все нагрузки.

С целью оценки распространенности типов передней подвески были выбраны 37 наиболее распространенных автосамосвалов и разбиты на три группы:

- малой грузоподъемности – менее 160 тонн (12 машин);
- средней грузоподъемности – от 160 до 240 тонн (12 машин), к этой группе принадлежит разрабатываемый карьерный автосамосвал;
- высокой грузоподъемности – свыше 240 тонн (13 машин).

Следует отметить, что среди самосвалов средней грузоподъемности наиболее широкое распространение получила телескопическая подвеска [1], которая была выбрана для применения на автосамосвалах грузоподъемностью до 240 тонн.

На диаграммах ниже (Рис. 2) представлено распределение типов подвески в рамках различных грузоподъемностей карьерных автосамосвалов.

Анализ конструкций телескопической подвески и рулевого управления

Автосамосвалы Komatsu

Карьерные самосвалы Komatsu оснащены передней независимой телескопической подвеской. С ростом грузоподъемности автосамосвалов Komatsu конструкция подвески и рулевого управления не претерпевает значительных конструктивных изменений [6].

Вне зависимости от грузоподъемности карьерного автосамосвала в линейке Komatsu применяются рулевая система с неразрезной трапецией и продольным расположением гидроцилиндров рулевого управления (Рис. 3).

С изменением грузоподъемности изменяется величина хода передних ПГР, однако для всех самосвалов это значение лежит в диапазоне 300...330 мм.

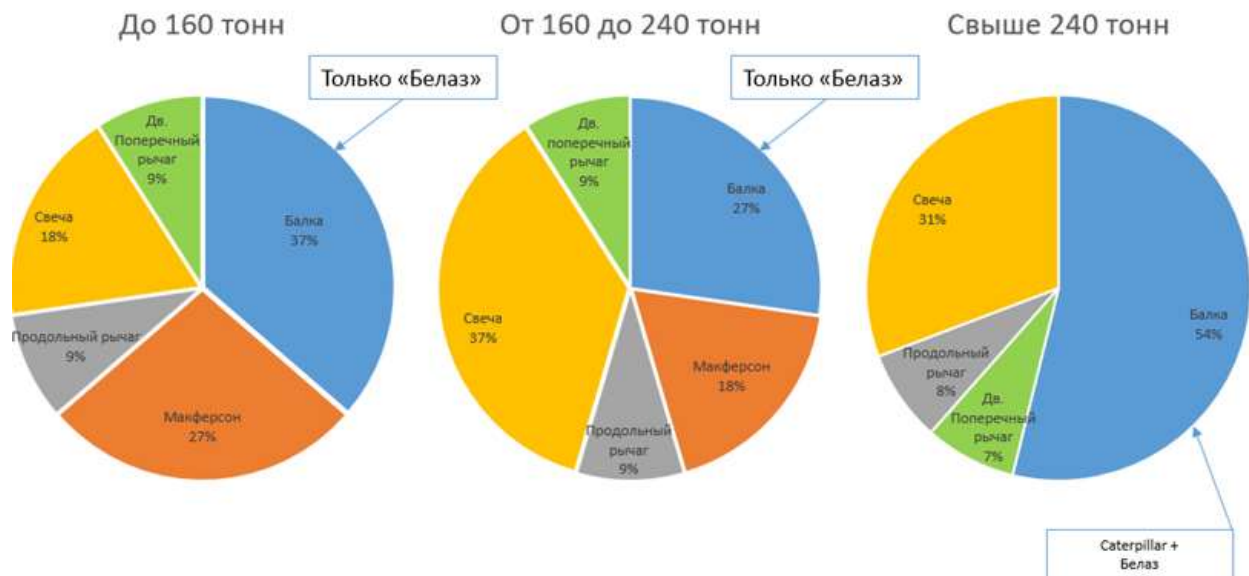


Рис. 2. Распространение различных типов передней подвески в зависимости от грузоподъемности автосамосвала
Fig. 2. Distribution of different types of front suspension depending on dump truck capacity

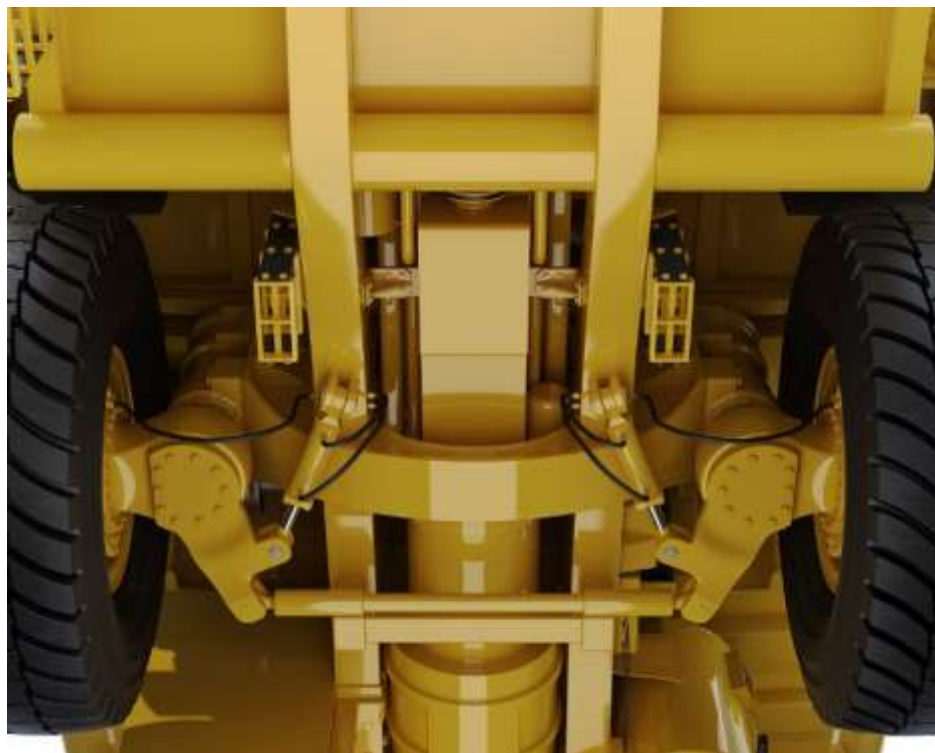


Рис.3. Компоновка системы рулевого управления автосамосвалов Komatsu 830
Fig. 3. Komatsu 830 dump truck steering system layout

В Таблице 1 приведены сводные параметры карьерных самосвалов (КС) Komatsu, оснащенных телескопической подвеской. Как следует из таблицы, телескопическая подвеска применяется на автосамосвалах этой фирмы любой грузоподъемности.



Таблица 1. Сводные параметры самосвалов Komatsu, оснащенных телескопической подвеской
Table 1. Summary parameters of Komatsu dump trucks equipped with telescopic suspension

Модель карьерного автосамосвала	Грузоподъемность, т	Тип шин	Ход передних ППР, мм	Диаметр поворота КС, мм	Колесная база КС, мм	Передняя колея КС, мм
Komatsu 730E	186	37.00 R57	312	27 200	5890	5700
Komatsu 830E	227	50/80 R57	335	29 300	6350	5770
Komatsu 860E	255	50/80 R57	313	31 000	6300	6090
Komatsu 930E	290	53/80 R63	328	29 700	6350	6150
Komatsu 960E	327	53/80 R63	328	32 000	6630	6290
Komatsu 980E	370	59/80 R63	303	32 000	6650	6480

Автосамосвалы Caterpillar

Конструкция передней подвески представляет собой конструкцию, схожую с рассмотренными ранее на автосамосвалах Komatsu [7].

Система рулевого управления самосвалов, оснащенных телескопической подвеской, представлена исключительно разрезной трапецией, представленной на Рис. 4.

Данная компоновка подразумевает поперечное расположение гидроцилиндров в точке, приближенной к маятниковому рычагу рулевой трапеции.

Следует отметить ряд технологических решений, применяемых при такой компоновке:

- изготовление литого рычага разрезной трапеции, требующего последующей механической обработки;
- поворотные рычаги изготавливаются литыми отдельно от поворотного кулака. В процессе сборки устанавливаются на поворотный кулак посредством группы болтов.

Основные габаритные характеристики автосамосвалов указаны в Таблице 2.

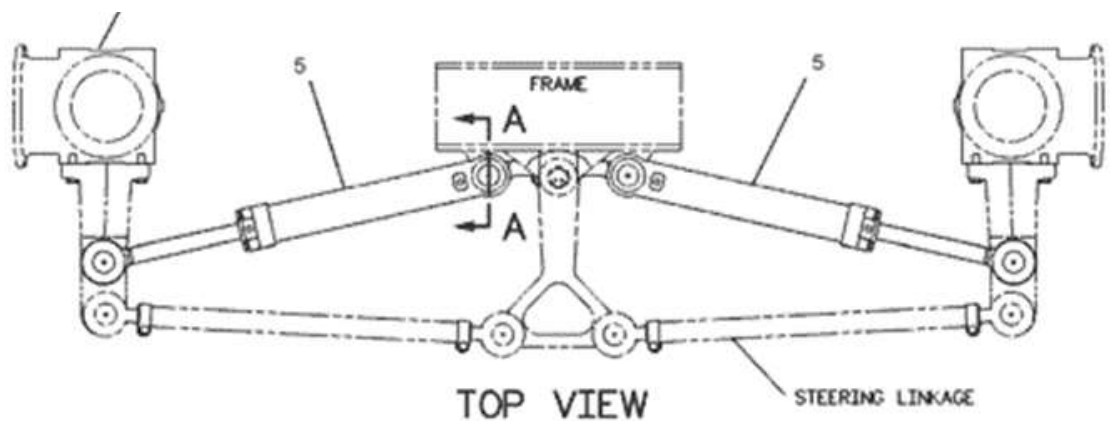


Рис. 4. Компоновка систем подвески и рулевого управления автосамосвала Caterpillar
Fig. 4. Caterpillar dump truck suspension and steering systems layout



Таблица 2. Сводные параметры самосвалов Caterpillar, оснащенных телескопической подвеской
Table 2. Summary parameters of Caterpillar dump trucks equipped with telescopic suspension

Модель карьерного автосамосвала	Грузоподъемность, т	Тип шин	Ход передних ПГР, мм	Диаметр поворота КС, мм	Колесная база КС, мм	Передняя колея КС, мм
Caterpillar 777	100	27.00 R49	75	25 300	4560	4170
Caterpillar 785	139	33.00 R51	320	29 800	5180	4850
Caterpillar 789	193	37.00 R57	104	27 530	5700	5410
Caterpillar 793	240	40.00 R57	317	29 000	5905	5 609

Синтез рациональных параметров телескопической подвески и системы рулевого управления

Под наиболее рациональной следует подразумевать ту схему подвески, которая обладает наилучшими показателями в области энергоэффективности, безопасности и технологической рациональности.

Для достижения показателей можно выделить три группы параметров, выполнение которых на первом этапе проектирования обеспечит хорошие эксплуатационные качества ходовой части:

- колесная база и колея;
- ход ПГР передней подвески;
- показатели маневренности автосамосвала.

Определение рациональных параметров систем произведено на основе анализа самосвалов, оснащенных телескопической подвеской: к сравнению приняты 6 автосамосвалов Komatsu (Таблица 1) и 4 автосамосвала Caterpillar (Таблица 2) различной грузоподъемности.

Для принятых к сравнению автосамосвалов определена зависимость каждого из параметров автосамосвала (колесная база, колея, ход ПГР передней подвески, показатели маневренности) от его грузоподъемности. Из построенных зависимостей становится возможным:

- определить характер изменения каждой величины с ростом грузоподъемности карьерного автосамосвала;
- найти верхнюю и нижнюю границы для каждого из определяемых параметров, на основании которых возможно установить оптимальную величину параметра.

Габариты ходовой части автосамосвала

Определение рациональных параметров ходовой части позволяет достичь сразу нескольких целей [8]:

- снизить радиус поворота карьерного автосамосвала.
- повысить устойчивость и управляемость карьерного автосамосвала;
- снизить размеры несущей системы, увеличить эффективность применения разрабатываемой техники.

Ход ПГР передней подвески автосамосвала

Выбор рационального хода ПГР передней подвески позволяет [9]:

1. Повысить плавность хода карьерного автосамосвала.
2. Снизить крены автосамосвала при движении в повороте.

Показатели маневренности автосамосвала

Показатели маневренности определяются минимальным радиусом разворота автосамосвала. Выполнение этих показателей позволит эксплуатировать автосамосвал в карьерах без модернизации инфраструктуры.

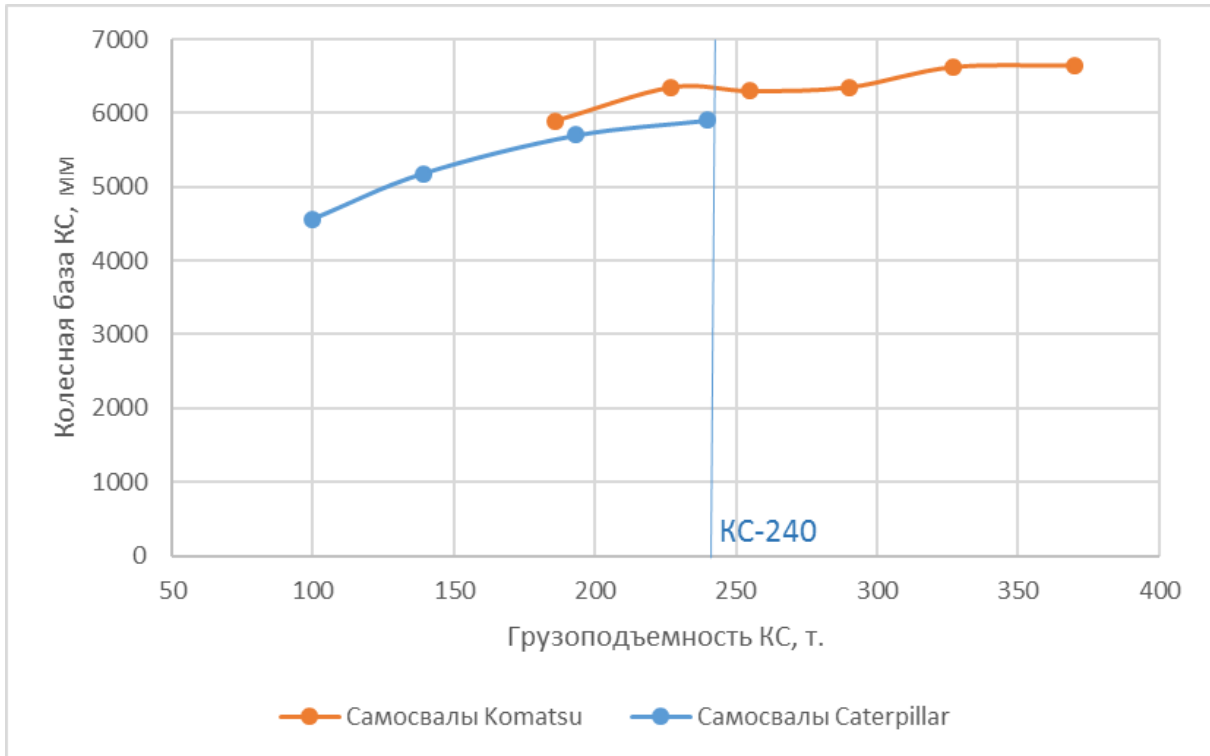


Рис. 5. Определение среднего значения колесной базы самосвалов, оснащенных телескопической подвеской

Fig. 5. Determining the average wheelbase of dump trucks equipped with telescopic suspension

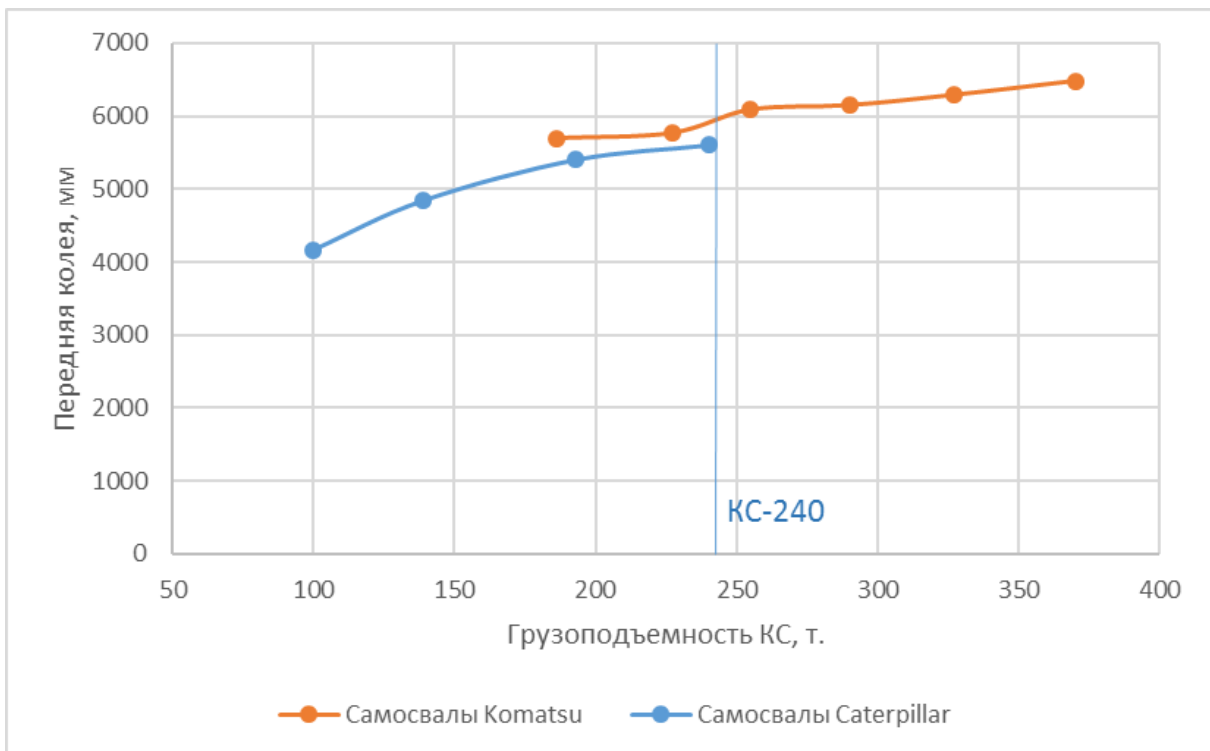


Рис. 6. Определение среднего значения колеи передней оси самосвалов, оснащенных телескопической подвеской

Fig. 6. Determination of the average front axle track of dump trucks equipped with telescopic suspension

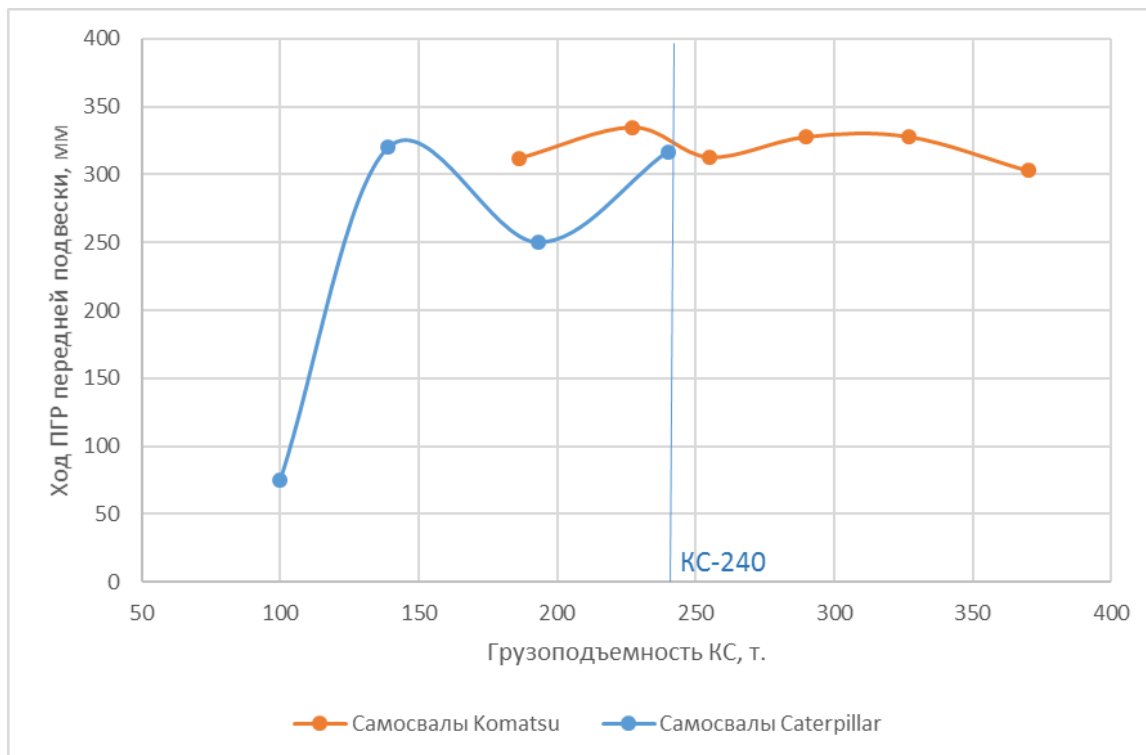


Рис. 7. Определение среднего значения хода ПГР передней оси самосвалов, оснащенных телескопической подвеской

Fig. 7. Determination of the average value of travel of pneumatic springs of the front axle of dump trucks equipped with telescopic suspension

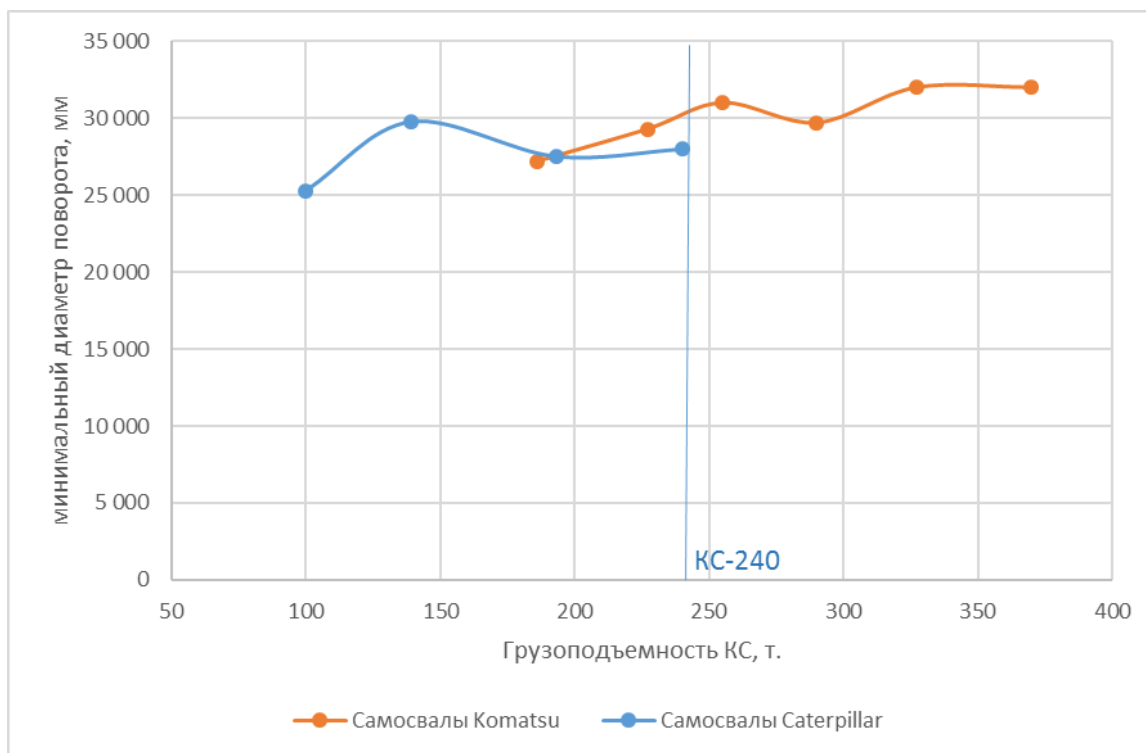


Рис. 8. Определение минимального диаметра поворота самосвалов, оснащенных телескопической подвеской

Fig. 8. Determination of minimum turning diameter of dump trucks equipped with telescopic suspensions



Резюмируя указанные выше сравнительные графики и обзор конструкции, можно утверждать о следующих рациональных параметрах ходовой части:

- колесная база – 6100 мм;
- колея передняя – 6100 мм;
- минимальный радиус поворота – не более 14 500 мм.
- ход передних ПГР – 300...320 мм.

Определение кинематических параметров поворота и синтез трапеции

Кинематические параметры поворота ограничена не только радиусами поворота, но и рядом дополнительных требований. Конструкция рулевого управления карьерного автосамосвала должна обеспечивать курсовую и траекторную устойчивость в различных режимах движения. При расчете кинематических показателей поворота следует учитывать влияние двускатной ошиновки задней оси карьерного автосамосвала: углы увода колес задней оси будут принимать значительно меньшие значения, чем на передней.

Ограничения при расчете кинематических параметров поворота:

- При малых углах поворота управляемых колес центр поворота должен располагаться за задней осью с целью повышения курсовой устойчивости автосамосвала. Двускатная ошиновка задней оси приведет к значительно меньшим углам увода, чем односкатная ошиновка передней оси карьерного автосамосвала – ввиду различных углов увода происходит дополнительное смещение полюса поворота, что возможно компенсировать на этапе расчета рулевой трапеции.
- Геометрия рулевой системы должна обеспечивать смещение центра поворота к задней оси карьерного автосамосвала с ростом угла поворота управляемых колес с целью повышения траекторной устойчивости и эффективности поворота.
- Геометрия рулевой трапеции должна обеспечивать угол не более 165 град. между реактивной тягой и поворотным рычагом. Требование не допускает заклинивания рулевой трапеции с учетом деформаций поперечной тяги, обеспечивает достаточное плечо приложения силы [11].

Плечи гидроцилиндров рулевого управления должны удовлетворять ограничению максимальных сил, развиваемых гидроцилиндром, а ход гидроцилиндра – требованиям по быстродействию системы рулевого управления. Для автосамосвалов данного класса время поворота колес между крайними положениями определяется выражением [8]:

$$t = t_{1\text{об}} \cdot n_{\text{об}}, \quad (1)$$

где $t_{1\text{об}}$ – время одного оборота рулевого колеса, в независимости от типа рулевого управления принимается равным 1 с; $n_{\text{об}}$ – число оборотов рулевого колеса, необходимое для поворота колес между крайними положениями. Для грузового транспорта рекомендуемое значение $n_{\text{об}} = 3$ [10]. По результатам анализа рулевого управления самосвалов-аналогов на проектируемом автосамосвале принято, что $n_{\text{об}} = 4$.

При поиске рациональной конструкции необходимо главным образом определить тип трапеции: разрезная с промежуточным маятниковым рычагом или неразрезная конструкция с центральной поперечной тягой.

Основные преимущества каждой из применяемых на карьерных автосамосвалах конструкций представлены в Таблице 3.

Из сравнения видно, что главным недостатком неразрезной трапеции является нежелательный подворот колеса при вертикальных перемещениях противоположного колеса передней оси. Подворот колес становится причиной возникновения автоколебательных процессов в подвеске и рулевом управлении, что может приводить к ухудшению управляемости карьерного автосамосвала. Для карьерных автосамосвалов возможно применение неразрезной трапеции, поскольку величина подворота колеса определяется соотношением длины рулевой тяги к ходу ПГР передней подвески $\frac{L_{\text{тяги}}}{L_{\text{ход ПГР}}}$. Подворот колес следует оценивать по расчетному режиму максимального крена, который обеспечивается сжатием одного ПГР и вывешиванием



противоположного колеса. На Рис. 9 представлены параметры, определяющие величину подворота колес передней оси карьерного автосамосвала.

Таблица 3. Сравнение применяемых на автосамосвалах конструкций рулевого управления
Table 3. Comparison of steering designs used on dump trucks

Нерезная трапеция	Разрезная трапеция
Конструкция не требует монтажа на раме карьерного автосамосвала	Маятниковый рычаг крепится на раме карьерного автосамосвала через подшипники скольжения
Большая свобода компоновки узлов гидрообъемного рулевого управления	Компоновка цилиндров рулевого управления ограничена маятниковым рычагом рулевой трапеции (Рис.3)
Имеет место колеса при вертикальных перемещениях противоположного колеса	Отсутствие подворота колес передней оси при вертикальных перемещениях противоположенного колеса

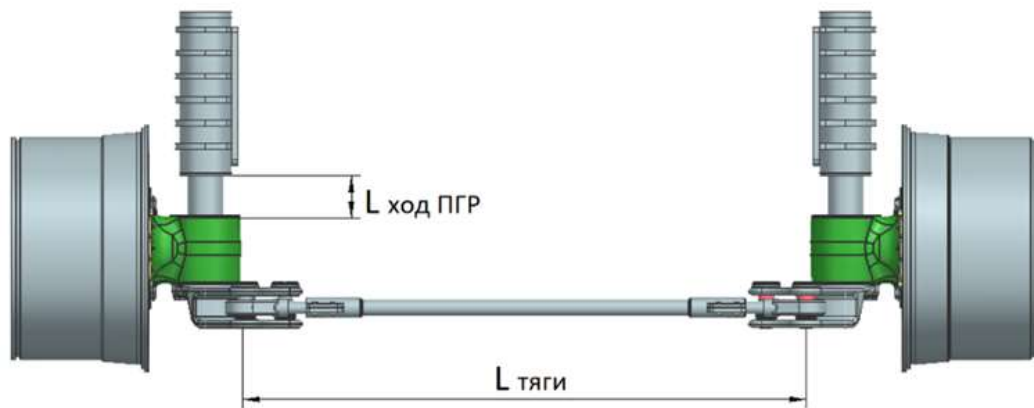


Рис. 9. Параметры, определяющие подворот колес передней оси
Fig. 9. Parameters determining front axle wheel torsion

Для проектируемого автосамосвала это соотношение составляет $\frac{L_{\text{тяги}}}{L_{\text{ход ПГР}}} = \frac{3600 \text{ мм}}{320 \text{ мм}} = 11,25$. После оценки кинематических параметров твердотельной модели подвески и рулевого управления установлено, что данное соотношение обеспечивает подворот колеса не более 0,125 град при максимальном крене карьерного автосамосвала. Это значение является допустимым ввиду того, что возникающий подворот колес может быть полностью скомпенсирован за счет деформации пневматической шины, а риск возникновения автоколебательных процессов минимален.

Синтез рулевой трапеции производится в двух расчетных режимах: прямолинейном движении и движении в повороте минимального радиуса. Расчет показателей в двух крайних режимах движения позволяет оценить смещение полюса поворота и согласовать длину поперечной тяги рулевой трапеции. Схема для движения по траектории малой кривизны (Рис. 10, средняя схема) позволяет оценить смещение полюса поворота при переходе из движения по криволинейной траектории в прямолинейное движение.

Для случая движения в повороте с минимальным радиусом (Рис. 10, схема слева) определяются максимальные углы поворота управляемых колес, на этом этапе оценивается положение полюса поворота для максимальных углов поворота управляемых колес.

Синтез трапеции заключается в определении следующих величин:

$L_{\text{тяги}}$ – длина тяги рулевого управления;



- L поворотного рычага – длина поворотного рычага рулевой трапеции;
 α трапеции – угол между поворотным рычагом рулевой трапеции и осью.
- 1) На первом этапе синтеза устанавливается начальная длина поворотного рычага L поворотного рычага из требований рациональной компоновки гидроцилиндра рулевого управления и поперечной тяги рулевой трапеции.
 - 2) Последовательно создается два эскиза системы рулевого управления (левая и правая схемы, Рис. 10) в крайних положениях. Данные эскизы имеют два свободных размера: угол рулевой трапеции α трапеции и длина поперечной тяги L тяги. Путем последовательных приближений подбирается та длина реактивной тяги L тяги, которая обеспечивает смещение полюса поворота за заднюю ось при малых углах поворота управляемых колес, а длина плеча трапеции L плеча, будет минимальной.
 - 3) После получения геометрии рулевой трапеции производится проработка твердотельной модели, проверяется работоспособность системы твердотельной сборки. После проверки проводится корректировка длин поворотных рычагов с целью уменьшения размеров узлов рулевой системы.

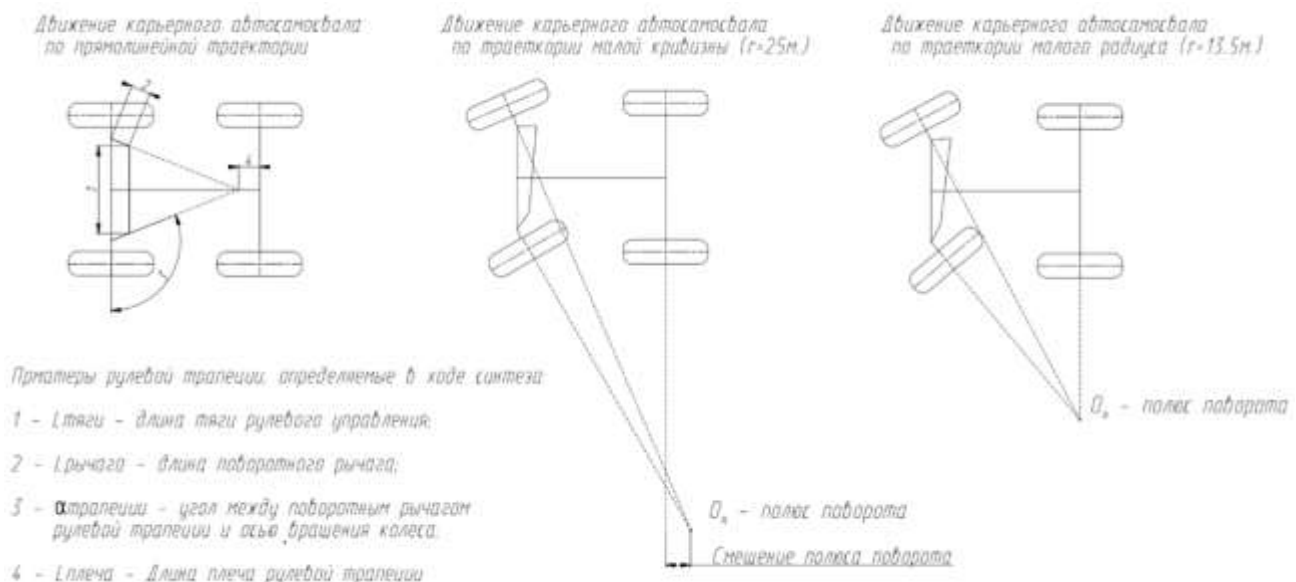


Рис. 10. Расчетные режимы движения для определения параметров рулевой трапеции
 Fig. 10. Calculated driving modes for determining the parameters of the steering linkage

Результат синтеза кинематических параметров поворота и рулевой трапеции представлен на Рис. 11.

Расчет момента сопротивления повороту

Конструкция рулевого управления должна отвечать ограничениям по силе и быстродействию со стороны компонентов гидросистемы карьерного автосамосвала.

Для расчета узлов гидрообъемной системы рулевого управления определен момент сопротивления повороту в наиболее нагруженном режиме – повороте на месте самосвала полной массы. Дорожное покрытие – грунтовое (коэффициент сцепления 0,5...0,6). Углы поворота определены ранее расчетом кинематических параметров поворота (Таблица 4).

Суммарный момент сопротивления повороту определяют как сумму трех составляющих на основании описанных выше данных:

$$T_{\text{сопр } \Sigma} = T_f + T_\varphi + T_h, \quad (2)$$



где T_f – момент сопротивления качению колеса; T_ϕ – момент сопротивления скольжения колеса при повороте на месте; T_h – момент сопротивления повороту, обусловленный наличием углов наклона осей поворота колес в продольной и поперечной плоскостях самосвала.

В результате расчета суммарный момент сопротивления повороту передней оси карьерного автосамосвала составил $210 \cdot 10^3$ Нм.

Таблица 4. Исходные данные для расчета момента сопротивления повороту
Table 4. Initial data for calculating the moment of resistance to turning

Параметр	Обозначение	Значение
Коэффициент сопротивления качению колеса	$f_{\text{сопр}}$	0,014
Коэффициент сцепления с опорной поверхностью (грунтовое основание)	φ	0,55
Максимальный угол поворота внутреннего колеса, градусы	$\alpha_{\text{вн}}$	27,5
Максимальный угол поворота внешнего колеса, градусы	$\alpha_{\text{вш}}$	39

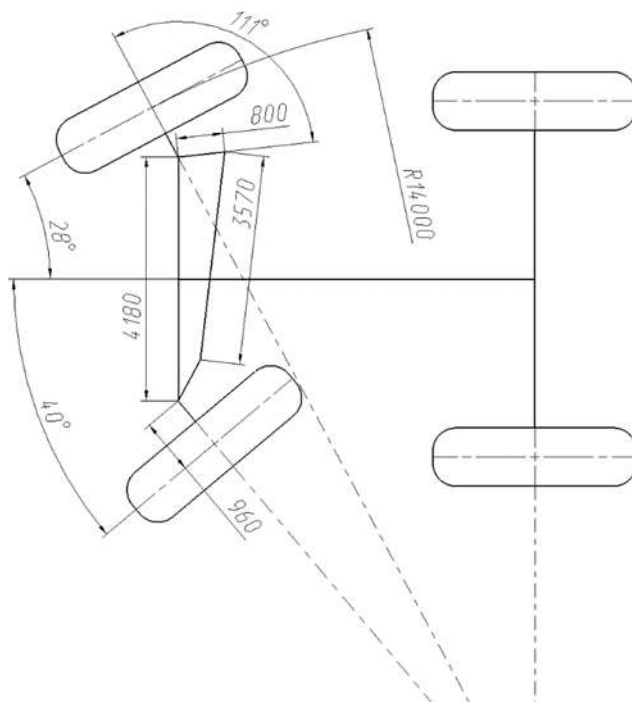


Рис. 11. Параметры рулевой трапеции карьерного автосамосвала

Fig. 11. Parameters of the steering trapezoid of a dump truck

Расчет гидроцилиндров рулевого управления

На основе полученного момента сопротивления повороту управляемых колес передней оси производится подбор параметров гидроцилиндров рулевого управления.

Параметры гидроцилиндров определены минимальным усилием, необходимым для поворота колес. Усилие на штоке связано с рассчитанным ранее моментом сопротивления повороту формулой (3). Коэффициент запаса по тянущей силе гидроцилиндра k_z принят 15%. Требования по быстродействию системы рулевого управления ограничивают время поворота колес (между крайними положениями) 4 секундами [11] (Таблица 5).

Сила на штоке определяется выражением:



$$F_{шт} = \frac{T_{сопр \Sigma} \cdot k_z}{l_r \cdot \cos(\alpha_d)} \cdot \frac{1}{2} \quad (3)$$

где $T_{сопр}$ – момент сопротивления поворота передней оси; l_r – плечо действия силы; k_z – коэффициент запаса по силе, следует принять равным 1,15; α_d – угол приложения силы от гидроцилиндра.

Таблица 5. Исходные данные для расчета гидроцилиндров рулевого управления
 Table 5. Initial data for calculation of steering hydraulic cylinders

Параметр	Обозначение	Значение
Момент сопротивления повороту, Нм	$T_{сопр}$	$210 \cdot 10^3$
Максимальное давление в ГЦ, бар	P_{max}	235
Производительность гидросистемы КС, л/мин	Q_{max}	380
Время полного поворота колес передней оси, с	$t_{пов}$	4

При этом минимальная площадь цилиндра определяется выражением:

$$S_{п} = \frac{F_{шт}}{p_{max}}, \quad (4)$$

где P_{max} – максимальное давление в полости гидроцилиндра.

Следует брать во внимание снижение усилия на штоке в тянущем режиме, ввиду чего площадь поршня берется с запасом, а коэффициент запаса по силе следует оценивать по суммарному усилию двух гидроцилиндров: в тянущем и толкающем режимах.

Таблица 6. Результаты расчета гидроцилиндров рулевого управления
 Table 6. Calculation results of steering hydraulic cylinders

Параметр	Обозначение	Значение
Диаметр гидроцилиндра, мм	$d_{поршня}$	150
Диаметр штока, мм	$d_{штока}$	100
Ход штока гидроцилиндра, мм	$l_{хода}$	620
Рабочее давление в ГЦ, бар	P_{max}	220
Требуемая производительность гидросистемы, л/мин	$Q_{необх}$	260
Время полного поворота колес передней оси, с	$t_{пов}$	4

Расчитанные гидроцилиндры удовлетворяют как требованиям по усилию, необходимому для поворота, так и требованиям по скорости поворота, обеспечивая поворот колес между крайними положениями за 4 секунды.

Диаметр разворота разрабатываемого автосамосвала составляет 28,3 метра, что говорит о повышенной маневренности в сравнении с самосвалами-аналогами.

Расчет упругой характеристики передних ПГР

В передней подвеске в качестве упругого и демпфирующего элементов применены пневмогидравлические рессоры. Данные для расчета ПГР представлены в Таблице 7.

Упругая характеристика ПГР должна соответствовать ограничениям:

- Коэффициент динамичности в ПГР не должен быть менее 3 [10, 12], рациональность выбранного значения подтверждена результатами имитационного моделирования



- движения карьерного автосамосвала в наиболее тяжелых режимах движения (например, пробой подвески вследствие наезда одним из колес на препятствие);
- Ход сжатия и ход отбоя не должен принимать нулевые значения;
 - Расчет упругой характеристики производится для двух расчетных случаев: при показателях политропы 1,0 (статическая упругая характеристика при преодолении единичной неровности) и 1,3 [12] (динамическая упругая характеристика при движении по высокочастотному профилю). Используется азот в качестве рабочего газа.

Таблица 7. Исходные данные для расчета пневмогидравлических рессор
Table 7. Initial data for calculation of pneumohydraulic springs

Параметр	Значение
Масса, приходящаяся на ось в случае полной массы КС, кг	133 600
Масса, приходящаяся на ось в случае снаряженной массы КС, кг	76 250
Передаточное отношение подвески по ходу	1,0
Полный ход поршня ПГР, мм	320
Статический ход поршня, мм	100
Показатель политропы	1,3
Неподдрессоренная масса, кг	7 100
Диаметр поршня, мм	320
Диаметр штока, мм	250
Коэффициент динамичности	3
Максимальное давление в основной полости ПГР, МПа	24

При синтезе ПГР следует учитывать специфику эксплуатации карьерной техники: ПГР большую часть срока эксплуатации работает в двух статических положениях, соответствующих нагрузке, действующей на шток при снаряженной (точка А, Рис. 13) и полной массе (точка Б, Рис. 13). В связи с этим задача расчета упругой характеристики решается при выполнении двух условий:

1. Обеспечение достаточного хода сжатия при движении с полной массой (длина отрезка L_3 , Рис. 13);
2. Обеспечение хода отбоя при движении со снаряженной массой (длина отрезка L_1 , Рис. 13). Это условие трудновыполнимо для задних ПГР, для упругой характеристики которых характерно увеличение расстояния L_2 .

Следует брать во внимание, что построение упругой характеристики начинается с точки А, положение которой определяется геометрическими размерами поршня ПГР и снаряженной массой КС, а расстояние между точками А и В определяется соотношением снаряженной и полной массы карьерного автосамосвала.

Варьируя значение коэффициента динамичности и хода ПГР относительно выбранных ранее значений следует подбирать такую упругую характеристику, чтобы точки А и В делили ход на участке равной длины:

$$\frac{L_3}{L_1} = 0,8 \dots 1,2; \quad (5)$$

$$L_3 \approx L_2 \approx L_1.$$

Если в процессе расчета упругой характеристики $L_3 \gg L_2$, то образуется участок в конце хода ПГР, находящийся за пределами хода сжатия и не используемый при эксплуатации карьерного автосамосвала.



Упругая характеристика, где $L_1 \ll L_2$, приводит к отсутствию хода отбоя в снаряженной массе, что приводит к снижению плавности хода и допускается лишь при синтезе задних ПГР.

Давление в основной камере ПГР, график изменения которого представлен на Рис. 12, вычисляется в соответствии с выражением:

$$p_{ст} = \frac{F_{пгр ст}}{S_{п}}, \quad (6)$$

где $S_{п}$ – площадь поршня ПГР.

Давление в ПГР при сжатии от статического положения определяется уравнением политропы, где показатель политропы зависит от условий работы ПГР:

$$p_{сж} = p_{ст} \left[\frac{V_{ст}}{V_{ст} - S_{п}(x_{пол} - x_{ст})} \right]^n, \quad (7)$$

где $V_{ст}$ – объем основной полости ПГР для положения «статика»; $x_{пол}$ – полный ход поршня ПГР; $x_{ст}$ – ход поршня ПГР, соответствующий положению «сжатие»; n – показатель политропы.

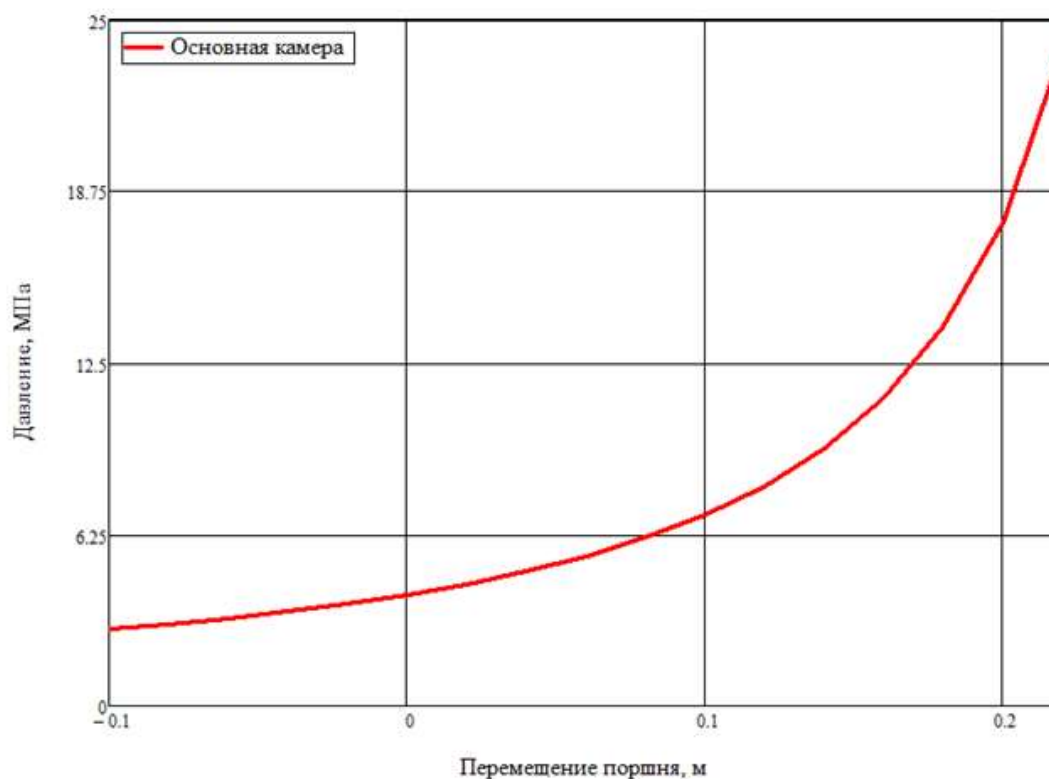


Рис. 12. График зависимости давления в основной полости передней пневмогидравлической рессоры от перемещения поршня

Fig. 12. Graph of dependence of pressure in the main cavity of the front pneumohydraulic spring on piston displacement

На Рис. 13 графически представлено изменение усилия на штоке ПГР. Ход на отбой для снаряженной массы КС и ход на сжатие при полной массе КС составляют 100 мм, коэффициент динамичности равен 3.

Таким образом, можно говорить о пригодности ПГР с определенными параметрами для применения в передней и подвеске автосамосвала.

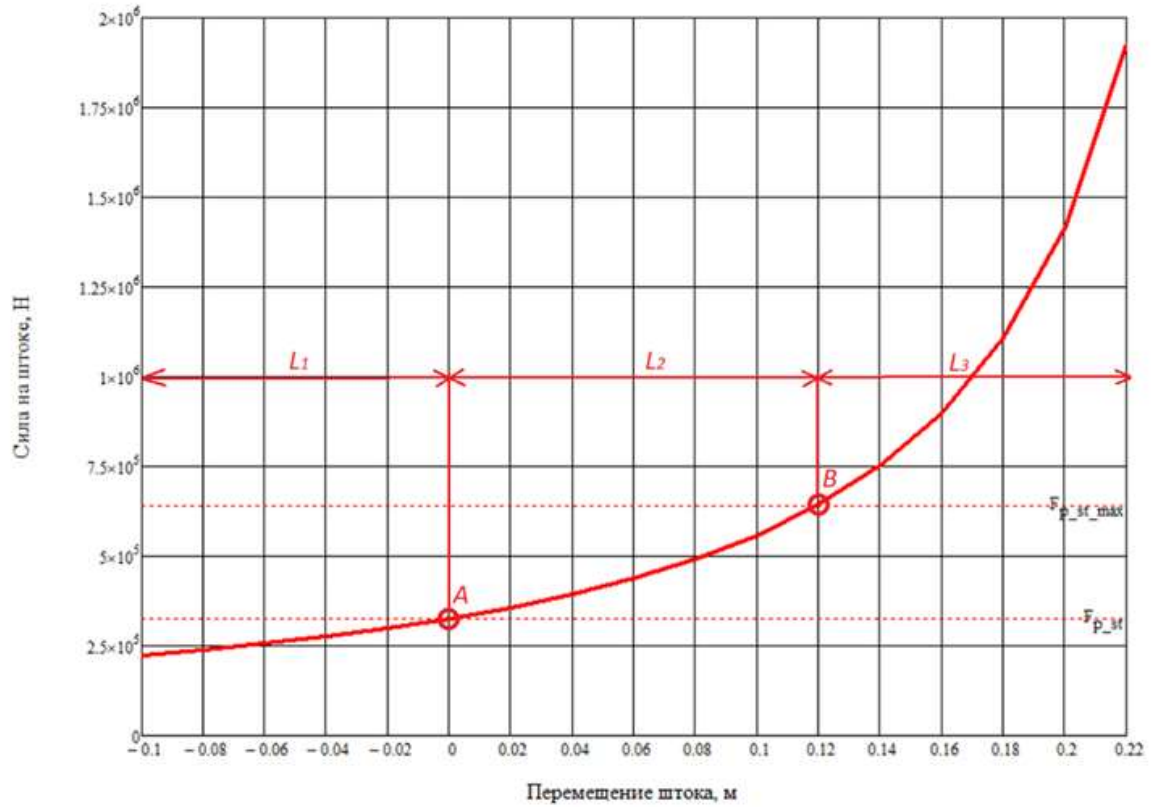


Рис. 13. График усилия на штоке ПГР передней оси от перемещения штока
Fig. 13. Graph of force on the pneumatic spring rod of the front axle from rod displacement

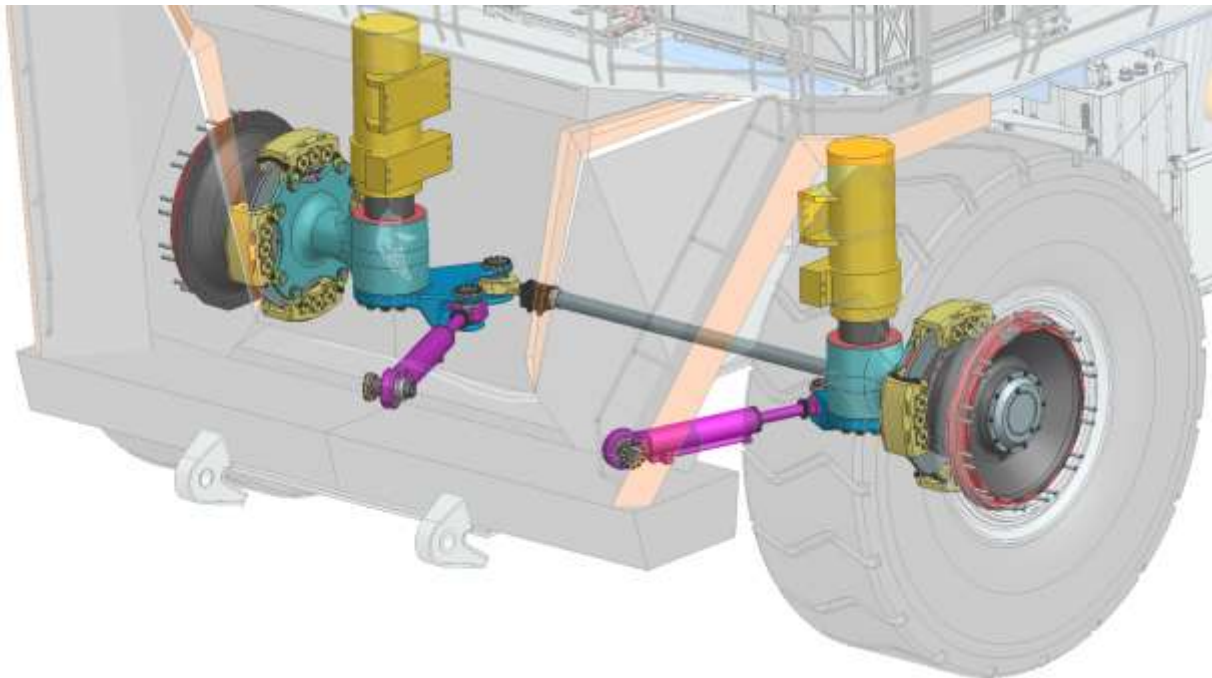


Рис. 14. Твёрдая модель передней телескопической подвески и системы рулевого управления карьерного автосамосвала
Fig. 14. Solid model of the front telescopic suspension and steering system of a dump truck



Заключение

В статье предложен подход к синтезу рациональных параметров телескопической подвески и рулевого управления на основании сравнительного анализа самосвалов-аналогов.

Предложены рациональные габариты систем телескопической подвески и рулевого управления, определены требуемые показатели маневренности карьерных автосамосвалов грузоподъемностью до 240 тонн.

В соответствии с синтезированными параметрами телескопической подвески и рулевого управления была определена геометрия системы гидрообъемного рулевого управления и был произведен расчет гидроцилиндров системы рулевого управления.

Для обеспечения требований по плавности хода при эксплуатации карьерного автосамосвала представлен принцип расчета упругой характеристики ПГР передней оси.

На основе расчетов представлена (Рис. 14) твердотельная модель передней телескопической подвески и рулевого управления карьерного автосамосвала грузоподъемностью до 240 тонн.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения № 075-11-2022-016 от 07.04.2022 г. с ПАО «КАМАЗ» по комплексному проекту «Создание высокотехнологичного производства автономных карьерных самосвалов грузоподъемностью 240 тонн с отечественным тяговым приводом для работы в системе цифровой добычи полезных ископаемых открытым способом», при участии ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева» в части выполнения научно-исследовательских, опытно-конструкторских и технологических работ.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2023 Авторы. Издательство Кузбасского государственного технического университета имени Т.Ф. Горбачева. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Информация об авторах

Карташов Александр Борисович, к.т.н., доцент кафедры СМ-10 «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана, директор НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»
e-mail: kartashov@bmstu.ru

Арутюнян Георгий Артурович, канд. техн. наук, заместитель директора НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»
e-mail: georgy.arut@bmstu.ru

Киселев Павел Игоревич, ведущий конструктор НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»
e-mail: kiselev@bmstu.ru

Зайцев Леонид Александрович, конструктор, студент МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»
e-mail: zaitsev@bmstu.ru

Попов Иван Петрович, конструктор НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН»
e-mail: popov@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, НОЦ «КАМАЗ-БАУМАН» 105005, Российская Федерация, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5

Дубинкин Дмитрий Михайлович, к.т.н., доцент кафедры горных машин и комплексов



e-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

Тарасюк Ирина Андреевна, младший научный сотрудник научного центра «Цифровые технологии»

e-mail: homutovaia@kuzstu.ru

Кузбасский государственный технический университет им. Т.Ф. Горбачева
650000, Российская Федерация, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

Список литературы

1. Выбор рационального типа передней подвески карьерного автосамосвала грузоподъемностью до 240 тонн / Арутюнян Г.А., Карташов А.Б., Газизуллин Р.Л., Киселев П.И., Зайцев Л.А., Тарасюк И.А. // Техника и технология горного дела. – 2022. – №3(18). – С. 25-40.
2. Пашков Д.А., Тарасюк И.А. Обоснование передней подвески беспилотного карьерного самосвала грузоподъемностью 220 тонн // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – 2022. – № 17-1. – С. 170-178. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-17-170-178.
3. Садовец В.Ю., Тарасюк И.А. Обзор конструкции балки передней оси карьерных самосвалов БЕЛАЗ грузоподъемностью 240 т // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс 2022 : Сборник материалов XIX Международной научно-практической конференции, Кемерово, 23–24 ноября 2022 года / Редколлегия: А.А. Хорешок (отв. редактор), А.И. Фомин [и др.]. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2022. – С. 4131-4137.
4. Тарасюк И.А. Поиск схемных и конструктивных решений в части балки передней оси карьерного самосвала в российском и зарубежных патентных фондах // Инновации в информационных технологиях, машиностроении и автотранспорте : Сборник материалов VI Международной научно-практической конференции, Кемерово, 30 ноября – 01 декабря 2022 года. – Кемерово: Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 2022. – С. 682-686.
5. Карьерный самосвал Komatsu 830E // электронное: официальный сайт. – URL: <https://www.komatsu.ru/catalog/stroitel'naya-i-gornaya-tekhnika/samosvaly-s-zhestkoy-ramoy/7d3261d7-ec45-11e6-a66c-00505698277b/>
6. Карьерный самосвал Caterpillar 793D // электронное: официальный сайт. – URL: https://www.cat.com/ru_RU/products/new/equipment/off-highway-trucks/mining-trucks/13894258.html
7. Ларин В. В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник / В. В. Ларин; Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 392 с.
8. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин // М.: Машиностроение, 1985. – 200 с.
9. Б. А. Афанасьев, Г. И. Гладов, Л. Ф. Жеглов, В. Н. Зузов, Г. О. Котиев, А. А. Полунган, А. Б. Фоминых. Проектирование полноприводных колесных машин, Том 3 // М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 360 с.
10. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление // М.: Машиностроение, 1986. – 229 с.
11. Автомобильный транспорт на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет: Учебное пособие. Квагинидзе В.С., Козовой Г.И., Чакветадзе Ф.А., Антонов Ю.А., Корецкий В.Б. – М.: Горная книга, 2012. – 408 с.
12. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования: учебное пособие. Е. Б. Сарач, А. А. Ципилев. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.



SYNTHESIS OF RATIONAL PARAMETERS OF TELESCOPIC SUSPENSION AND STEERING SYSTEMS OF A DUMP TRUCK WITH CARRYING CAPACITY UP TO 240 TONS

Aleksandr B. Kartashov¹, Georgy A. Arutyunyan¹, Dmitry M. Dubinkin²,
Pavel I. Kiselev¹, Leonid A. Zaitsev¹, Ivan P. Popov¹, Irina A. Tarasyuk²

¹ Bauman Moscow State Technical University, KAMAZ-BAUMAN R&D

² T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University



Article info

Received:
29 October 2023

Revised:
28 November 2023

Accepted:
04 December 2023

Keywords: suspension, energy-efficient chassis design, rational parameter synthesis, maneuverability performance evaluation, calculation of steering system components, steering system, quarry dump truck

Abstract.

The article deals with the synthesis of rational parameters of the telescopic front suspension and steering systems of a mining dump truck with payload capacity up to 240 tons. In order to meet the requirements of safety, energy efficiency and technological rationality of the developed systems, the parameters of the systems that largely determine the efficiency of the application of the developed equipment are formulated. In order to determine the rational parameters of suspension and steering system, the chassis and steering system of analog dump trucks were analyzed. The main tendencies in the layout of suspension units and load-bearing system, required dimensions of the chassis and maneuverability indicators were determined. For the system under development the kinematic parameters of turning were determined and the geometry of steering trapezoid was synthesized. The characteristics of pneumohydraulic springs (PHS) of the front telescopic suspension have been calculated and a solid-state model of PHS has been developed. The parameters of the hydraulic cylinders of the hydraulic steering system are determined taking into account the performance of the components of the hydraulic system of the dump truck and the requirements for the system speed. To evaluate the proposed solutions, a solid model of the front suspension and steering system was created.

For citation Kartashov A.B., Arutyunyan G.A., Dubinkin D.M., Kiselev P.I., Zaitsev A.A., Popov I.P., Tarasyuk I.A. Synthesis of rational parameters of telescopic suspension and steering systems of a dump truck with carrying capacity up to 240 tons, *Journal of mining and geotechnical engineering*, 4(23):56. DOI: 10.26730/2618-7434-2023-4-56-75, EDN: RSPVFR

The work is financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation under the agreement dated 07.04.2022 № 075-11-2022-016 with PJSC KAMAZ on the integrated project "Development of high-tech production of autonomous mining dump trucks with a lifting capacity of 240 tons with a domestic traction drive for operation in an open-source digital mining system", with participation of T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University in terms of research, development and technological works.

References

1. Vybór ratsional'nogo tipa peredney podveski kar'ernogo avtosamosvala gruzopod'emnost'yu do 240 tonn / Arutyunyan G.A., Kartashov A.B., Gazizullin R.L., Kiselev P.I., Zaitsev L.A., Tarasyuk I.A. // *Tekhnika i tekhnologiya gornogo dela*. – 2022. – №3(18). – С. 25-40.
2. Pashkov D.A., Tarasyuk I.A. Obosnovanie peredney podveski bespilotnogo kar'ernogo samosvala gruzopod'emnost'yu 220 tonn // *Transportnoe, gornoe i stroitel'noe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo*. – 2022. – № 17-1. – S. 170-178. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-17-170-178.
3. Sadovets V.Yu., Tarasyuk I.A. Obzor konstruktсии balki peredney osi kar'ernykh samosvalov BELAZ gruzopod'emnost'yu 240 t // *Prirodnye i intellektual'nye resursy Sibiri. Sibresurs 2022 : Sbornik materialov XIX Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Kemerovo, 23–24 noyabrya 2022 goda /*



- Redkollegiya: A.A. Khoreshok (otv. redaktor), A.I. Fomin [i dr.]. – Kemerovo: Kuzbasskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet imeni T.F. Gorbacheva, 2022. – S. 4131-4137.
4. Tarasyuk I.A. Poisk skhemnykh i konstruktivnykh resheniy v chasti balki peredney osi kar'ernogo samosvala v rossiyskom i zarubezhnykh patentnykh fondakh // Innovatsii v informatsionnykh tekhnologiyakh, mashinostroyeni i avtotransporte : Sbornik materialov VI Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Kemerovo, 30 noyabrya – 01 dekabrya 2022 goda. – Kemerovo: Kuzbasskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet imeni T.F. Gorbacheva, 2022. – S. 682-686.
 5. Kar'ernyy samosval Komatsu 830E // elektronnoe: ofitsial'nyy sayt. – URL: <https://www.komatsu.ru/catalog/stroitel'naya-i-gornaya-tehnika/samosvaly-s-zhestkoy-ramoy/7d3261d7-ec45-11e6-a66c-00505698277b/>
 6. Kar'ernyy samosval Caterpillar 793D // elektronnoe: ofitsial'nyy sayt. – URL: https://www.cat.com/ru_RU/products/new/equipment/off-highway-trucks/mining-trucks/13894258.html
 7. Larin V. V. Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin: uchebnyk / V. V. Larin; Moskovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet im. N.E. Baumana. – Moskva: MGTU im. N.E. Baumana, 2010. – 392 s.
 8. Derbaremdiker A.D. Amortizatory transportnykh mashin // M.: Mashinostroyeniye, 1985. – 200 s.
 9. B. A. Afanas'ev, G. I. Gladov, L. F. Zheglov, V. N. Zuzov, G. O. Kotiev, A. A. Polungyan, A. B. Fominykh. Proektirovaniye polnoprivodnykh kolesnykh mashin, Tom 3 // M.: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2010. – 360 s.
 10. Raympel' Y. Shassi avtomobilya. Rulevoe upravleniye // M.: Mashinostroyeniye, 1986. – 229 s.
 11. Avtomobil'nyy transport na kar'erakh. Konstruktsii, ekspluatatsiya, raschet: Uchebnoye posobie. Kvaginidze V.S., Kozovoy G.I., Chakvetadze F.A., Antonov Yu.A., Koretskiy V.B. – M.: Gornaya kniga, 2012. – 408 s.
 12. Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya: uchebnoye posobie. E. B. Sarach, A. A. Tsipilev. – Moskva: MGTU im. N.E. Baumana, 2017.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2023 The Authors. Published by T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Information about the authors

Aleksandr B. Kartashov, Ph.D. (Tech.), associate professor
e-mail: kartashov@bmstu.ru

Georgy A. Arutyunyan, Ph.D. (Tech.), associate professor
e-mail: georgy.arut@bmstu.ru

Pavel I. Kiselev, lead designer
e-mail: kiselev@bmstu.ru

Leonid A. Zaitsev, designer
e-mail: zaitsev@bmstu.ru

Ivan I. Popov, designer
e-mail: popov@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
105005, Russian Federation, Moscow, 5 2nd Baumanskaya Street

Dmitry M. Dubinkin, Ph.D. (Tech.), associate professor
e-mail: ddm.tm@kuzstu.ru

Irina A. Tarasyuk, junior researcher
e-mail: homutovaia@kuzstu.ru

T.F. Gorbachev Kuzbass State Technical University
650000, Russian Federation, Kemerovo, 28 Vesennaya St.

