

ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАВИСИМОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАРЬЕРНОГО АВТОСАМОСВАЛА НА ХАРАКТЕР ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ

Аннотация. В статье приведена математическая модель прямолинейного движения карьерного автосамосвала, как многомассовой системы с восемью степенями свободы на прямолинейном участке дороги с учетом состояния дорожного покрытия.

Ключевые слова. Расчетная схема, автосамосвал, эксплуатационные материалы.

Исследуя динамику автомобиля как сложной многомассовой системы, необходимо учитывать, что при различных режимах движения влияние механических характеристик отдельных элементов машины проявляется в разной степени. Проведем исследование динамики прямолинейного движения машины с учетом продольного уклона дороги, для определения изменения силы тяги F_t от конструктивных параметров машины.

При составлении расчетной схемы автомобиля допускаем, что механические характеристики колес, расположенных на одной оси соответствующих мостов – одинаковы. В этом случае автосамосвал можно представить в виде системы тел (рис. 1), соединенных между собой упругими и неупругими связями.

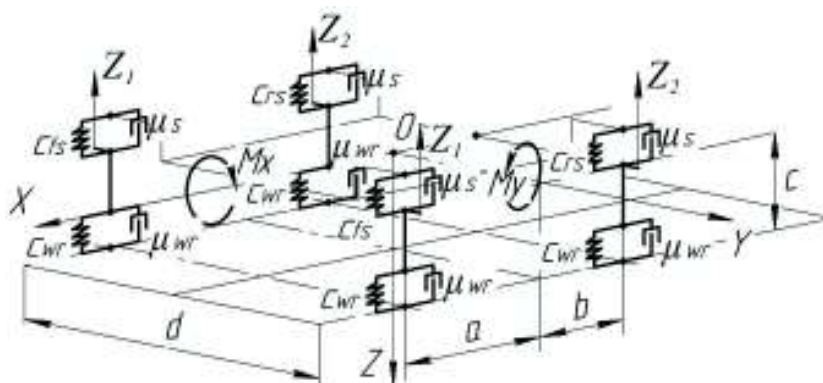


Рисунок 1 – Пространственная расчетная схема транспортного средства

На рис. 1 обозначено: a, b, c – размеры, определяющие положение центра масс автомобиля относительно осей колес и полотна дороги, межосевое расстояние (база автосамосвала) – $L=(a+b)$, d – колея автосамосвала; c_{wr}, μ_{wr} – коэффициенты жесткости и демпфирования передних и задних колес; $c_s, c_{wr}, \mu_s, \mu_{wr}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования соответственно подвесок и колес; Z – относительное перемещение подрессоренной массы кузова перпендикулярно курсу движения автомобиля; Z_1, Z_2 – перемещение осей соответственно передних и задних колес перпендикулярно курсу движения автомобиля; X – перемещение центра масс автомобиля по курсу его движения; φ – угол поворота кузова относительно оси, проходящей через центр масс кузова перпендикулярно плоскости XOZ ; φ_1, φ_2 – угол поворота колес относительно оси; ψ – угол поворота кузова вокруг оси X ; α – угол наклона полотна дороги по направлению движения; $m_1, m_2, m_B, G1, G2, G$ – масса и вес соответственно передних, задних колес и кузова автосамосвала. Взаимодействие с дорожным покрытием выражается через нормальные реакции R_F, R_R , и силы сопротивления качению F_{k1} и F_{k2} .

Движение автомобиля рассматриваем в плоскости XOZ , проходящей через продольную ось автомобиля.

Для составления уравнения движения воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода, где при составлении выражений для кинетической T и потенциальной энергии Π , диссипативной функции D , были использованы значения масс и моментов инерции $m_1, m_2, m_B, J_{YB}, J_{XB}, J_{Y1}, J_{Y2}$. В качестве обобщенных координат Q_i были выбраны $X, Z_1, Z_2, Z, \varphi_1, \varphi_2, \varphi, \psi$.

Кинетическая энергия всей системы:

$$T = \frac{1}{2} \cdot (J_{XB} \cdot \dot{\psi}^2 + J_{YB} \cdot \dot{\phi}^2 + X \cdot \left(\frac{2(J_1 + J_2)}{r^2} + 2m_1 + 2m_2 + m_B \right) + J_{Y1} \cdot \dot{\phi}_1^2 + J_{Y2} \cdot \dot{\phi}_2^2 + m_B \cdot \dot{Z}^2 + m_1 \cdot \dot{Z}_1^2 + m_2 \cdot \dot{Z}_2^2);$$

Потенциальная энергия всей системы:

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot (c_s (\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2) + c_{wr} (\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2));$$

Диссипативная функция:

$$D = \frac{1}{2} \cdot (\mu_s (\dot{\Delta}_1^2 + \dot{\Delta}_2^2 + \dot{\Delta}_3^2 + \dot{\Delta}_4^2) + \mu_{wr} (\dot{\delta}_1^2 + \dot{\delta}_2^2 + \dot{\delta}_3^2 + \dot{\delta}_4^2));$$

$\Delta i, \dot{\Delta} i$ – соответственно перемещение и скорость центра масс кузова автосамосвала, в процессе движения по заданному профилю пути.

$\delta i, \dot{\delta} i$ – соответственно перемещение и скорость центра масс колес передней и задней подвески, в процессе движения по заданному профилю пути.

Перемещение и скорость центра масс кузова автосамосвала, в процессе движения по заданному профилю пути:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= Z + \psi \cdot \frac{L}{2} + \phi \cdot a - \left(Z_1 + \frac{\phi_1 \cdot L}{2} \right); \\ \Delta_2 &= Z - \psi \cdot \frac{L}{2} + \phi \cdot a - \left(Z_1 - \frac{\phi_1 \cdot L}{2} \right); \\ \Delta_3 &= Z + \psi \cdot \frac{L}{2} - \phi \cdot b - \left(Z_2 + \frac{\phi_2 \cdot L}{2} \right); \\ \Delta_4 &= Z - \psi \cdot \frac{L}{2} - \phi \cdot b - \left(Z_2 - \frac{\phi_2 \cdot L}{2} \right); \end{aligned} \quad (1)$$

Перемещение центра масс колес передней и задней подвески, в процессе движения по заданному профилю пути:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= Z_1 - \phi_1 - P(x); \\ \delta_2 &= Z_2 - \phi_2 - P(x); \\ \delta_3 &= Z_1 + \phi_1 - P(x); \\ \delta_4 &= Z_2 + \phi_2 - P(x), \end{aligned} \quad (2)$$

Функция $P(x)$ – предлагаемый авторами полином, описывающий характеристику пути.

После подстановки и решения в программном продукте "Wolfram Mathematica" выражений для кинетической и потенциальной энергии, диссипативной функции с учетом зависимостей (1, 2, 3), а также соответствующих преобразований приходим к системе 8 дифференциальных уравнений второго порядка. Решение уравнений описывают изменения обобщенных координат, которые позволяют оценить динамику автомобиля с учетом характера дороги.

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{2(J_1 + J_2)}{r^2} + 2m_1 + 2m_2 + m_B \right) \cdot \ddot{X} = 0; \\
& \frac{1}{2} c_s (2(\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi - \frac{L}{2} \psi) + 2(\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi - \frac{L}{2} \psi) + 2(-\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + \\
& + Z - Z_1 + a\phi + \frac{L}{2} \psi) + 2(-\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi + \frac{L}{2} \psi)) + \frac{1}{2} \mu_s (2(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) + 2(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \\
& + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) + 2(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}) + 2(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi})) \cdot m_B \ddot{Z} = 0 \\
& \frac{1}{2} (4c_{wr}(-P + Z_1 - \phi_1) + c_s(-2(\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi - \frac{L}{2} \psi) - 2(-\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi + \frac{L}{2} \psi))) + \\
& + \frac{1}{2} (4\mu_{wr}(-\dot{P} + \dot{Z}_1 - \dot{\phi}_1) + \mu_s(-2(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 - a\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) - 2(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 - a\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}))) + m_1 \cdot \ddot{Z}_1 = 0; \\
& \frac{1}{2} (4c_{wr}(-P + Z_2 - \phi_2) + c_s(-2(\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 + b\phi - \frac{L}{2} \psi) - 2(-\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 + b\phi + \frac{L}{2} \psi))) + \\
& + \frac{1}{2} (4\mu_{wr}(-\dot{P} + \dot{Z}_2 - \dot{\phi}_2) + \mu_s(-2(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) - 2(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}))) + m_2 \cdot \ddot{Z}_2 = 0; \\
& \frac{1}{2} c_s (2a(\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi - \frac{L}{2} \psi) - 2b(\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi - \frac{L}{2} \psi) + 2a(-\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi + \frac{L}{2} \psi) - \\
& - 2b(-\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi + \frac{L}{2} \psi)) + \frac{1}{2} \mu_s (2a(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) - 2b(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi})) + \\
& + 2a(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}) - 2b(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi})) + J_{YB} \ddot{\phi} = 0; \\
& \frac{1}{2} (-4c_{wr}(-P + Z_1 - \phi_1) + c_s(-L(\sin(\frac{L}{2} \phi_1)(\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi - \frac{L}{2} \psi) + L\sin(\frac{L}{2} \phi_1)(\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi + \frac{L}{2} \psi))) + \\
& \frac{1}{2} (-4\mu_{wr}(-\dot{P} + \dot{Z}_1 - \dot{\phi}_1) + \mu_s(-L(\cos(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1)(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) + L\cos(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1)(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}))) J_{Y1} \ddot{\phi}_1 = 0; \\
& \frac{1}{2} (-4c_{wr}(-P + Z_2 - \phi_2) + c_s(-L(\sin(\frac{L}{2} \phi_2)(\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi - \frac{L}{2} \psi) + L\sin(\frac{L}{2} \phi_2)(-\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi + \frac{L}{2} \psi))) + \\
& \frac{1}{2} (-4\mu_{wr}(-\dot{P} + \dot{Z}_2 - \dot{\phi}_2) + \mu_s(-L(\cos(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2)(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 + b\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) + L\cos(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2)(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}))) J_{Y2} \ddot{\phi}_2 = 0; \\
& \frac{1}{2} c_s (-L(\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi - \frac{L}{2} \psi) - L(\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi - \frac{L}{2} \psi) + L(-\cos(\frac{L}{2} \phi_1) + Z - Z_1 + a\phi + \frac{L}{2} \psi) + \\
& + L(-\cos(\frac{L}{2} \phi_2) + Z - Z_2 - b\phi + \frac{L}{2} \psi)) + \frac{1}{2} \mu_s (-L(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) - L(-\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} - \frac{L}{2} \dot{\psi}) + \\
& + L(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_1) + \dot{Z} - \dot{Z}_1 + a\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi}) + L(\sin(\frac{L}{2} \dot{\phi}_2) + \dot{Z} - \dot{Z}_2 - b\dot{\phi} + \frac{L}{2} \dot{\psi})) + J_{XB} \ddot{\psi} = 0,
\end{aligned}$$

Задачей исследования является оценка влияния конструктивных параметров автосамосвала на тягово-скоростные характеристики автосамосвала с учетом профиля и характера подъема, следовательно, для определения тяговых характеристик автосамосвала необходимо воспользоваться уравнениями распределения реакций на передние и задние колеса, а также включить в расчет продольный уклон дороги.

Ускорение всей системы в момент движения автосамосвала по дороге с продольным уклоном и неровностями не постоянно, это влечет изменение величины силы тяги системы, то есть на систему действуют следующие силы сопротивления:

сила сопротивления качению F_K :

$$F_K = F_{K1} + F_{K2},$$

где F_{K1} , F_{K2} – силы сопротивления качению на колесах соответственно передней и задней оси автосамосвала:

$$F_{K1} = fk \cdot R_F;$$

$$F_{K2} = fk \cdot R_R,$$

где fk – коэффициент сопротивления качению, зависит от уплотнения грунта, высоты неровности и радиуса колеса, принимаем равным

0,197 (движение по крупному щебню, с перепадами неровностей в 0,2 м описывается в функции $P(x)$).

Реакция на заднюю ось:

$$R_R = \frac{1}{a+b} \left(m_1 \cdot r + \frac{J_1}{r} + m_2 \cdot r + \frac{J_1}{r} + m_B \cdot c \right) \cdot \ddot{X} + G_B \cos \phi \cdot a - \\ - G_B \cdot \sin \phi \cdot c - G_1 \cdot \sin \phi \cdot r + G_2 \cdot \cos \phi \cdot (a+b) - G_2 \cdot \sin \phi \cdot r$$

Реакция на переднюю ось:

$$R_F = (G_1 + G_2 + G_B) \cdot \cos \phi - R_R$$

Сила F_V сопротивления воздуха принимается равной 0, в результате малых скоростей.

Сила сопротивления подъему:

$$F_{II} = Ga \cdot \sin \phi;$$

Сила инерции всей системы:

$$F_i = \left(m_1 \cdot r + \frac{J_1}{r} + m_2 \cdot r + \frac{J_1}{r} + m_B \cdot c \right) \cdot \ddot{X}$$

Тогда сила тяги всей системы будет равна сумме сил сопротивления:

$$F_t = F_K + F_V + F_{II} + F_i;$$

Исследования показали, что при наличии возможности изменения межосевого расстояния (базы автосамосвала рис.2), применив механизм для изменения положения центра масс и межосевого расстояния (МЦМ), происходит значительное уменьшение необходимой силы тяги при движении по дороге с продольным уклоном 7%, о чем свидетельствуют результаты, представленные на рис.3

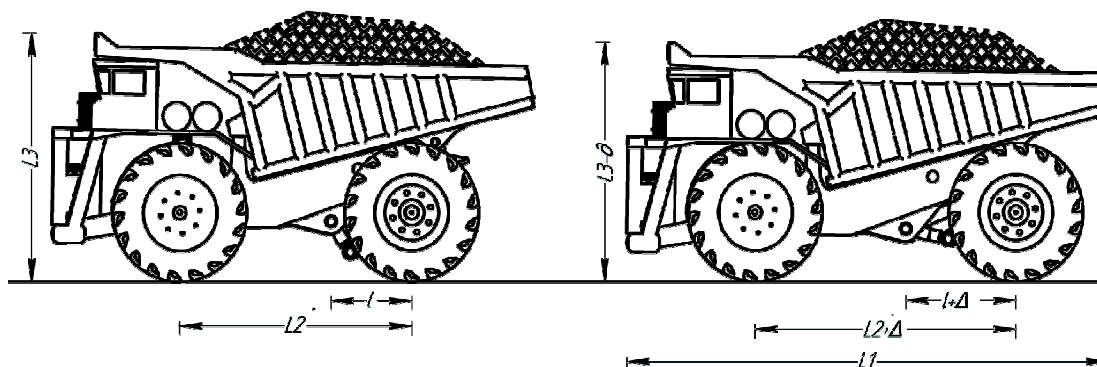


Рисунок 2 – Карьерный автосамосвал с обычным и измененным межосевым расстоянием

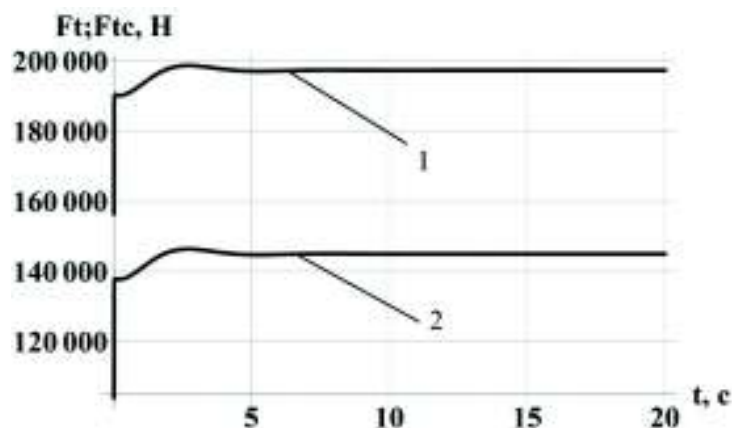


Рисунок 3 – Сила тяги всей системы, приложенная к ведущим колесам по дороге с продольным углом наклона $i = 7\%$:
 1 – с обычной базой (межосевое расстояние $L=5,3\text{м}$);
 2 – с измененной базой (межосевым расстоянием $L=5,96\text{м}$).

Поскольку вся совокупность горнотехнических условий в случае применения автосамосвала с МЦМ делится на две области, определяющие два основных режима работы автосамосвала (с полным применением МЦМ, без него), для каждого режима работы автосамосвала с МЦМ должна быть определена топливная экономичность в зависимости от горнотехнических условий. Для этого выбрано два сравнительных метода расчета топлива, первый из которых разработан специалистами ПО «БелАЗ», в котором проведена оценка скоростных режимов эксплуатации карьерного автосамосвала в двух основных режимах работы, второй метод позволяет с достаточной точностью определять расход топлива для конкретных условий эксплуатации, по методике профессора Кулешова А.А. Санкт-Петербургского горного института, исследования позволяют установить многофакторные зависимости расхода топлива карьерными самосвалами от горнотехнических и других условий.

Первой методикой расчета расхода топлива является комплекс классических формул теории автомобиля применительно к особенностям эксплуатации карьерных самосвалов. Метод позволяет с достаточной точностью определить расход топлива для любых сложных условий движения, когда трасса движения включает участки с подъемами, горизонтальными участками и спусками и перемещение самосвалов может происходить в загруженном и порожнем состоянии в любых направлениях.

Расход топлива самосвалом (л/100 км) при движении на подъемах и горизонтальных участках дорог можно определить по формуле:

$$Q_T = \frac{Q_T^{уд} \cdot F_d \cdot k_{пр}}{3600 \cdot \rho_T \cdot \eta_{тр}}, \text{ л/100 км;} \quad (3)$$

где $Q_{удm}$ - удельный расход топлива двигателем самосвала при номинальной мощности (определяется по характеристике двигателя), г/кВт.ч;

F_d - сила сопротивления дороги, Н, $F_d = (k_{ск} + i)G_c \cdot g$;

$k_{ск}$ - коэффициент сопротивления качению; i - продольный уклон дороги, %;

G_c - масса самосвала (груженого или порожнего в зависимости от условий движения на участке, по которому ведется расчет), кг;

$k_{пр}$ - коэффициент использования пробега с грузом. Для большинства случаев принимается 0,4. Только в случае расположения зоны стоянки и техобслуживания самосвалов непосредственно на борту карьера и организации заправки самосвалов топливом в карьере принимается 0,5;

g - ускорение свободного падения, м/с².

ρ_m - плотность дизельного топлива при температуре 20°C (кг/л), принимается 0,83 кг/л.

$\eta_{тр}$ - КПД трансмиссии самосвала, принимается для двухосных самосвалов 0,85.

Расход топлива (л/100 км) при движении самосвалов на спусках карьерных дорог принимается в процентах от расхода топлива для преодоления этого подъема груженым самосвалом.

Расчет расхода топлива самосвалом при движении на подъемах и горизонтальных участках дорог с применением навесного оборудования трансмиссии. Допустим, что автосамосвал двигался на всем протяжении дороги в загруженном состоянии, а в порожнем состоянии среднетехническая скорость составляла 45 км/ч, тогда расчет расхода топлива до момента нахождения технической скорости остается неизменным.

$$Z_{\text{кап/100}} = Q_{T,100/ч}^ч \cdot C_{\text{литр}}, \text{ грн/100км} \quad (4)$$

где $C_{\text{литр}}$ - стоимость одного литра топлива (принимается оптовую стоимость дизельного топлива равным 8,4 грн.).

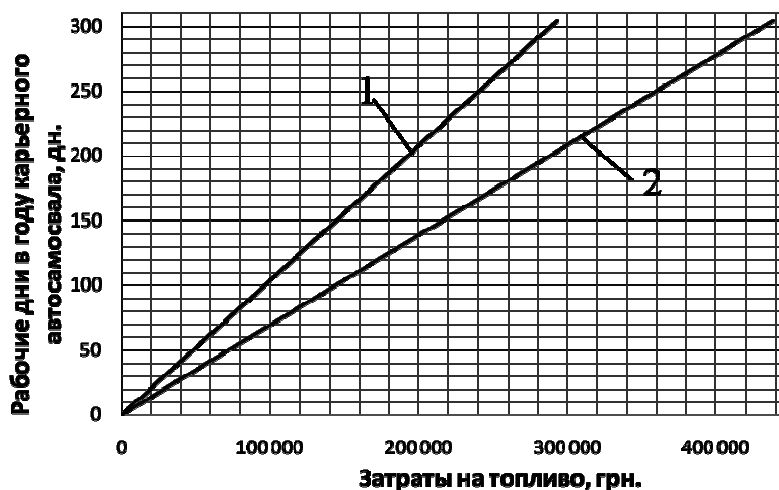


Рисунок 4 – Характеристический график капитальных затрат, при эксплуатации автосамосвала в год:

- 1 – С продольным уклоном дороги в 12%, с измененной базой (межосевым расстоянием $L=5,96\text{м}$);
- 2 – С продольным уклоном дороги в 8%, с обычной базой (межосевое расстояние $L=5,3\text{м}$);

Таим образом видна годовая экономия капитальных затрат на топливо в первом случае, применение МЦМ составляет 33,1% – 144832,5 грн/год.

Выводы

1. Проявляющиеся при преодолении препятствий на протяжении пути с постоянным продольным уклоном дороги карьерным автосамосвалом, собственные колебания, значительно влияют на величину силы тяги F_t , и рассеиваются по отношению к установившемуся движению рис. 3.

2. Получена пространственная математическая модель движения карьерного автосамосвала, позволяет оценить влияние изолированной неровности дороги, а также конструкционных параметров автосамосвала на основные динамические и эксплуатационные тяговые характеристики.

3. На основании установленных зависимостей проведены исследования топливной экономичности автосамосвалов с МЦМ в определенных горнотехнических условиях рис.4. Результаты показали, что на топливную экономичность оказывают влияние не только но-

минальные характеристики двигателя, но и внедрение новых конструктивных решений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зырянов И.В. Повышение эффективности систем карьерного автотранспорта в экстремальных условиях эксплуатации : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.06 „Гірничі машини” / И.В. Зырянов. – Санкт-Петербург, 2006. – 20 с.
2. Бунякин А.В. Комплексная оценка и прогнозирование показателей качества эксплуатации карьерных автосамосвалов: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.06 „Гірничі машини” / А.В. Бунякин. – Кемерово, 2004. – 20 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Глеб Смирнов. – М : Машиностроение, 1990. – 352 с.