

МЕТОДИКА АНАЛИЗА ДИНАМИКИ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА С ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Таран І.А.,

Національний горний університет, г. Днепропетровск

В статье представлена разработанная методика моделирования работы дизелевоза в динамике, с учетом стохастических зависимостей коэффициента сцепления и угла наклона опорной поверхности.

Рассмотрены основные пути повышения производительности и экономичности дизель-поездов.

Ключевые слова: динамический анализ движения, дизелевоз, управление трансмиссией.

Введение. Среди задач, предусматриваемых государственной «Энергетической стратегией Украины на 2010-2020 гг.», техническое перевооружение и интенсификация угольного производства за счет внедрения новой техники упоминаются в первую очередь. Повышение производительности и надежности локомотивной откатки – одна из наиболее актуальных задач развития отрасли на протяжении многих лет. Наметилась тенденция использования распространённых во многих угледобывающих странах мира дизелевозов, которые отличаются от аккумуляторных электровозов автономностью и обладают следующими преимуществами: стабильность мощности, возможность применения в шахтах всех категорий опасности по газу, использование в выработках с завышенными уклонами рельсовых путей, невысокие капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Данное перспективное направление определяет актуальность работ по созданию отечественных шахтных дизелевозов.

Состояние вопроса. При проведении динамического анализа движения дизелевоза необходимо учитывать ряд особенностей, которые вносят существенные отличия в аналогичные расчеты для других тягово-транспортных средств. В частности, необходимо учитывать, что дизелевоз движется по опорной поверхности со сравнительно низким коэффициентом сцепления – в условиях шахты данный коэффициент колеблется в интервале $\varphi=0,09\dots0,23$. При этом за счет сцепного веса только локомотива обеспечивается движение всего состава, масса которого на порядок выше массы самого дизелевоза. В то же время, коэффициент сопротивления движению состава сравнительно низок и составляет $f=0,005\dots0,007$, из чего можно сделать вывод, что в наименее благоприятных условиях – коэффициент сцепления равен 0,09, коэффициент сопротивления движению 0,007 – дизель-поезд способен обеспечивать равномерное движение вагонеток по горизонтальной поверхности, масса которых превосходит собственную массу дизелевоза в $0,09/0,007-1 = 12$ раз. Таким образом, дизелевоз массой 10 т способен обеспечивать равномерное движение по

горизонтальної поверхності минимум 20 вагонеток УВГ-3,3 (гружена маса – 6 т). Одночасно дане утвердження означає, що при мінімальному коефіцієнті сцеплення $\varphi = 0,09$ склад із дизелевоза і 20 вагонеток не зможе тронутися з місця навіть на строго горизонтальної поверхності. В разі трогання з місця з мінімальним коефіцієнтом сцеплення і укладом 5‰ сумарна допустима маса вагонеток m_1n суттєво зменшується:

$$mg \cdot \varphi \cdot \cos \alpha = (m + m_1n)g(f \cos \alpha + \sin \alpha); \quad (1)$$

$$m_1n = m \left(\frac{\varphi \cdot \cos \alpha}{f \cos \alpha + \sin \alpha} - 1 \right) \quad (2)$$

Для маси дизелевоза $m = 10\text{т}$; $\varphi = 0,09$; $f = 0,007$ і $\alpha = 0,286^\circ$ вираження (1) рівно 65 т, що еквівалентно $n = 10$ груженим вагонеткам УВГ-3,3. В залежності від умов руху, кількість вагонеток в складі варіюється від 8 до 12. Аналіз динаміки розгону і руху дизелевоза, обладнаного різними трансмісіями, відрізняються принципом роботи, структурної схемою і використовуваними варіаторами, представляє собою комплексну задачу, при розв'язанні якої необхідно урахувати характеристики двигача, особливості управління елементами трансмісії, низький коефіцієнт сцеплення і високу інерційність складу.

Ціль роботи – аналіз динаміки розгону і руху дизелевоза, обладнаного різними трансмісіями, відрізняються принципом роботи, структурної схемою і використовуваними варіаторами, представляючий собою комплексну задачу, при розв'язанні якої необхідно урахувати характеристики двигача, особливості управління елементами трансмісії, низький коефіцієнт сцеплення і високу інерційність складу.

Рух дизелевоза моделюється на опорній поверхності з змінюючимся коефіцієнтом сцеплення і кутом нахилу опорної поверхності в приведеному вище діапазоні. Коефіцієнт сцеплення і кут нахилу опорної поверхності представляють собою стохастическі функції з нормальним розподілом випадкових величин в вказаних діапазонах; в якості аргумента функції виступає горизонтальна координата дизелевоза або вагонетки. При цьому випадкові величини генеруються для опорних точок з заданим інтервалом, значення функції в проміжних точках вираховується лінійною апроксимацією функції для двох найближчих до заданої стохастических точок:

$$\varphi(S) = \varphi_i + (\varphi_{i+1} - \varphi_i) \cdot \left(\frac{S}{\Delta S_\varphi} - i \right), \quad (3)$$

де S – горизонтальна координата дизелевоза або вагонетки; ΔS_φ – довжина ділянки шляху для генерації стохастических коефіцієнтів сцеплення на

участках пути; i – целая часть отношения $S/\Delta S_\alpha$; φ_i – значение стохастической величины.

Аналогично, для угла наклона опорной поверхности:

$$\alpha(S) = \alpha_i + (\alpha_{i+1} - \alpha_i) \cdot \left(\frac{S}{\Delta S_\alpha} - i \right) \quad (4)$$

Таким образом, выражения (3) и (4) позволяют вычислить коэффициент сцепления и угол наклона опорной поверхности в каждой точке пути по моделируемой опорной поверхности.

На рисунке 1 представлена расчетная схема дизельвоза в локальной системе координат.

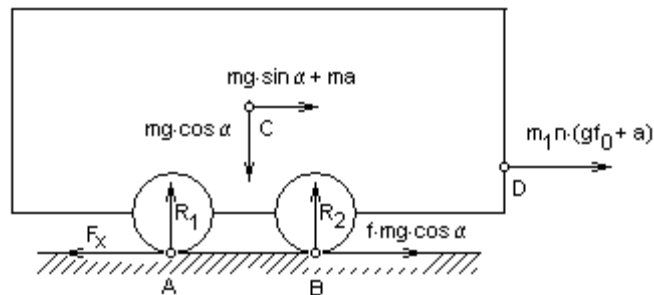


Рисунок 1. Расчетная схема для моделирования динамики дизельвоза

На расчетной схеме точки А и В – точки приложения реакций опорной поверхности R_1 и R_2 ; С – центр масс дизельвоза; D – точка приложения силы тяги дизельвоза, необходимой для движения n вагонеток. В последующих выражениях координаты точек обозначаются как $x_B, y_B, x_C, y_C, x_D, y_D$. Точка А находится в начале локальной системы координат.

Определение реакций R_1 и R_2 существенно для анализа динамики дизельвоза, в частности при разгоне, поскольку именно в режиме разгона необходима максимальная сила тяги F_x , ограниченная величиной реакций под ведущими колесами:

$$F_x \leq R_1 \varphi_1 + R_2 \varphi_2 \quad (5)$$

где: $\varphi_{1,2}$ – коэффициенты сцепления под ведущими колесами, определяемыми из (3): $\varphi_1 = \varphi(S)$; $\varphi_2 = \varphi(S + x_B)$.

При достижении максимальной скорости дизельвоз движется в основном по инерции и для поддержания скорости движения высокие средние значения (5) не требуются.

Согласно расчетной схеме на рис. 1, ускорение дизельвоза выражается следующим образом:

$$a = \frac{F_x - mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) - m_1 n g f_0}{m \delta + m_1 n}, \quad (6)$$

где m – масса дизель-поезда; g – ускорение свободного падения; α – средний угол наклона опорной поверхности, определяемый величинами данного угла для координат двух ведущих колес из (4): $\alpha = 0,5[\alpha(S) + \alpha(S + x_B)]$; m_1 –

масса одной вагонетки; n – количество вагонеток в составе; f – коэффициент сопротивления качению ведущего колеса по рельсу; δ – коэффициент приведенных масс; f_0 – суммарный приведенный коэффициент сопротивления движению вагонеток.

Данный коэффициент зависит от угла наклона опорной поверхности под каждой из вагонеток и общего коэффициента сопротивления качению:

$$f_0 = f \sum_{i=1}^n \cos \alpha(S_i) + \sum_{i=1}^n \sin \alpha(S_i), \quad (7)$$

где S_i – координаты вагонеток.

Из выражения (7) следует, что увеличение длины состава способствует стабилизации требуемой тяговой нагрузки, поскольку с ростом n выражение (7) стремится к математическому ожиданию, равному f для симметричного равномерного распределения угла наклона опорной поверхности. Физически данное обстоятельство объясняется тем, что вагонетки, находящиеся на отрицательном угле наклона опорной поверхности, создают силу тяги, компенсирующую повышенную нагрузку для вагонеток на положительном угле наклона.

Реакции под ведущими колесами дизельвоза определяются следующим образом:

$$R_1 = \frac{mg}{x_B} \left[(x_B - x_C) \cos \alpha - y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) - y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \right] \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{mg}{x_B} \left[x_C \cos \alpha + y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) + y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \right] \quad (9)$$

Из (8) следует, что высота y_D точки приложения тяговой нагрузки от вагонеток должна быть минимальной, в ином случае незначительное ускорение a способно свести реакцию под передним ведущим колесом к нулю – в результате чего дизельвоз сойдет с рельс. Поскольку в выражения для определения реакций (9) и (8) входит ускорение, определяемое из (6), куда входит сила тяги дизельвоза, ограниченная реакциями (5), то ускорение a необходимо определять, исходя из двух случаев – сила тяги F_x дизельвоза ограничена коэффициентами сцепления, или мощности двигателя недостаточно для реализации на данной скорости максимально возможной по сцеплению силы тяги. Система уравнений, записанная в матричной форме для случая ограничения по сцеплению, выводится из (10) и (6) и имеет вид (11):

$$F_x = \frac{mg}{x_B} \left((x_B \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi \cdot x_C) \cos \alpha + y_C \left(\sin \alpha + \frac{a}{g} \right) \Delta\varphi + y_D \frac{m_1 n}{m} \cdot \left(f_0 + \frac{a}{g} \right) \Delta\varphi \right) \quad (10)$$

где $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \frac{x_B}{mg} & -\frac{\Delta\varphi}{g} \left(y_C + y_D \frac{m_1 n}{m} \right) \\ 1 & -m\delta - m_1 n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ a \end{bmatrix} = \\ & = \begin{bmatrix} x_B \varphi_1 \cos \alpha + \Delta\varphi \cdot \left(x_C \cos \alpha + y_C \sin \alpha + y_D \frac{m_1 n}{m} f_0 \right) \\ mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) + m_1 n g f_0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

В случае ограничения силы F_x мощностью двигателя, она определяется следующим образом:

$$F_x = \frac{M(\omega_\partial) \cdot \eta_m}{r \cdot i_0}, \quad (12)$$

где $M(\omega_\partial)$ – крутящий момент двигателя при текущей угловой скорости коленчатого вала; r – радиус ведущего колеса; i_0 – общее теоретическое передаточное отношение трансмиссии; η_m – механический КПД трансмиссии. Тогда ускорение дизельвоза определяется, исходя из (6):

$$a = \frac{M(\omega_\partial) \cdot \eta_m - mg(\sin \alpha + f \cos \alpha) \cdot r \cdot i_0 - m_1 n g f_0 \cdot r \cdot i_0}{(m + m_1 n) \cdot r \cdot i_0}. \quad (13)$$

Таким образом, для определения ускорения дизельвоза необходимо методом Крамера решить систему уравнений (11), определить максимальное ускорение дизельвоза по мощности двигателя (13) и принять минимальное из двух значений. Как правило, ограничение по сцеплению возникает на этапе наращивания линейной скорости состава, ограничение по мощности двигателя (что также справедливо при выходе двигателя на регуляторную характеристику) – при достижении максимальной скорости движения. Математическая модель трансмиссии в общем случае представляет собой модель промежуточного между двигателем и ведущим колесом звена, обладающим общим теоретическим передаточным отношением i_0 , кинематическим и механическим КПД – η_k и η_m соответственно. В зависимости от условий движения, режима работы двигателя и согласно законам управления вариаторами, входящими в состав трансмиссии, параметры данного звена в процессе моделирования непрерывно изменяются. В общем случае теоретическое передаточное отношение i_0 является функцией, зависящей от параметра регулирования вариатора e и номера кинематического диапазона N . Эту величину определяют с помощью методики матричного анализа, подставив в кинематическую матричную модель трансмиссии угловую скорость двигателя $\omega_\partial = 210$ рад/с и решив ее без учета потерь для заданного параметра регулирования и номера кинематического диапазона. Теоретическое передаточное отношение трансмиссии тогда определяется как частное угловых скоростей ведущих колес и коленчатого вала двигателя.

Кинематический и механический КПД определяются, исходя из величины активного момента на двигателе, угловой скорости коленчатого вала двигателя, параметра регулирования вариатора и номера

кінематического диапазона. Данный подход справедлив для всех четырех типов трансмиссий, за исключением ступенчатой механической трансмиссии, в которой параметр регулирования вариатора не используется и теоретическое передаточное отношение зависит только от номера выбранной передачи. Кинематический КПД – отношение угловой скорости ведущих колес, полученной в результате решения полной матричной системы с учетом всех потерь к этой же угловой скорости, но вычисленной без учета потерь. В частности, для ступенчатой механической трансмиссии кинематический КПД всегда равен 1. Механический КПД вычисляется аналогично, как отношение моментов на ведущем колесе; для ступенчатой механической трансмиссии он постоянен в пределах одной передачи.

Внешняя характеристика двигателя и зависимость удельного расхода от угловой скорости коленчатого вала аппроксимируются следующими зависимостями:

$$M(\omega) = \begin{cases} -0,0417\omega^2 + 13,349\omega - 615,98; \omega \leq 210 \\ 12530 - 58 \cdot \omega; \omega > 210 \end{cases} \quad (14)$$

$$q(\omega) = 0,0238\omega^2 - 9,975\omega + 1119,375 \quad (15)$$

Часовой расход топлива на внешней характеристике:

$$Q(\omega) = M(\omega) \cdot q(\omega) \cdot \omega \quad (16)$$

Таким образом, совмещение модели двигателя, матричной модели трансмиссии, стохастической модели опорной поверхности и представленной модели дизель-поезда позволяет провести динамический анализ работы дизелевоза, оснащенного одним из четырех вариантов трансмиссии, при движении по заданной поверхности. При моделировании движения дизелевоза циклически выполняются следующие операции:

- 1) определяется максимальное ускорение дизелевоза по условиям сцепления путем решения системы уравнений (11);
- 2) определяется максимальное ускорение дизелевоза по условию мощности двигателя по (13);
- 3) выбирается минимальное из полученных двух значений и определяется действительная сила тяги F_x из выражения (6);
- 4) определяется момент нагрузки на колесе $M_x = F_x r$ и с помощью методики матричного анализа – требуемый активный момент двигателя

$$M_a = M_x i_0 \eta_m^{-1}; \quad (17)$$

- 5) по выражению (16) определяется максимальный часовой расход топлива $Q(\omega_d)$ для данной угловой скорости коленчатого вала и умножается на отношение требуемого активного момента двигателя и максимального для данной угловой скорости коленчатого вала;

$$Q_0[\omega_d(t)] = Q[\omega_d(t)] \frac{M_a}{M[\omega_d(t)]} \quad (18)$$

- 6) полученное ускорение, часовой расход топлива интегрируется с целью определения текущей скорости дизель-поезда и расхода топлива к данному моменту времени

$$\tilde{Q}(T) = \int_0^T \frac{Q_0 [\omega_d(t)] M_x(t) i_0(t)}{\eta_m(t) \cdot M [\omega_d(t)]} dt ; \quad (19)$$

- 7) исходя из полученной скорости дизелевоза, определяется новая кинематически согласованная угловая скорость коленчатого вала;

$$\omega_d(T) = \frac{1}{i_0(t) \cdot \eta_k(t)} \int_0^T a(t) dt \quad (20)$$

- 8) скорость дизелевоза интегрируется с целью определения новой координаты дизелевоза и вагонеток.

Основная закономерность результатов динамического анализа работы дизелевоза стабильность технологического процесса на протяжении почти всего перегона. Первые 250 метров состав разгоняется до максимальной скорости, обусловленной геометрическими параметрами трансмиссии, затем в течение 4 километров пути скорость меняется крайне незначительно, что связано, в основном, с появлением положительных уклонов 4-5‰. Падение скорости при движении на подъем наблюдается только у гидрообъемно-механических трансмиссий, поскольку рост нагрузки на транспортном диапазоне приводит к резкому снижению кинематического КПД трансмиссии.

В результате моделирования были получены интегральные характеристики (табл. 1), посредством которых проводится сравнительный анализ эффективности четырех трансмиссий.

Таблица 1. Характеристики эффективности дизелевоза с применением различных трансмиссий, полученные в результате динамического анализа для перегона длиной 5 км

Трансмиссия	Время	Расход топлива	Производительность
СМТ	1174 с	0,823 кг	920 т·км/ч
Fendt	871 с	0,852 кг	1239 т·км/ч
ГОМТ	873 с	0,998 кг	1237 т·км/ч
ЭМТ	875 с	0,961 кг	1234 т·км/ч

Выводы.

1. Разработана методика моделирования работы дизелевоза в динамике, с учетом стохастических зависимостей коэффициента сцепления и угла наклона опорной поверхности.

2. В качестве частного критерия эффективности трансмиссии при проведении интегрального анализа и обосновании выбора конструктивного

решения используются результаты динамического моделирования движения дизелевоза по опорной поверхности со стохастически изменяющимися параметрами.

3. Состав из дизелевоза и груженых вагонеток обладает высокой массой и запасенной кинетической энергией. Наиболее нагруженный режим работы наблюдается на этапе разгона дизелевоза, при этом КПД гидрообъемно-механических трансмиссий принимает значения 0,1-0,7. В процессе движения по неравномерному профилю требуемая сила тяги снижается и КПД гидрообъемных трансмиссий колеблется в диапазоне 0,75-0,85 в зависимости от угла наклона опорной поверхности.

4. Гидрообъемно-механические трансмиссии обеспечивают меньшую стабильность линейной скорости дизелевоза по сравнению с электро-механической и ступенчатой механической.

5. При условно равномерном движении дизелевоза между этапами разгона и торможения двигатель работает на регуляторной или частичной характеристике, поскольку требуемая мощность составляет 40-50% от максимальной. Предпочтительнее частичная характеристика, поскольку на регуляторной удельный расход топлива может превышать номинальный в 1,5 раза.

6. За счет рационального выбора времени начала торможения существует возможность экономии топлива и ресурса двигателя. Запасенная кинетическая энергия состава позволяет преодолеть 200-300 м пути без затрат топлива с незначительным снижением скорости с 20 до 15 км/ч.

7. Основными путями повышения производительности и экономичности дизель-поездов является повышение средней скорости движения и рациональный выбор времени начала торможения.

Таран І.О. МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ДИНАМІКИ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВА З ДИЗЕЛЬНИМ ДВИГУНОМ

У статті представлено методіку моделювання роботи дизелевоза у динаміці, з урахуванням стохастичних залежностей коефіцієнта зчеплення і кута нахилу опорної поверхні.

Розглянуто основні шляхи підвищення продуктивності та економічності дизель-потягів.

Ключові слова: динамічний аналіз руху, дизелевоз, управління трансмісією.

Taran I.A. A PROCEDURE OF ANALYSIS OF DYNAMICS OF MINE LOCOMOTIVE WITH DIESEL ENGINE

A developed procedure of modeling the operation of mine diesel locomotive in dynamics is presented in the paper taking into account stochastic relationships of engagement coefficient and angle of inclination of supporting surface.

Main ways of increasing the efficiency and economical operation of diesel trains are considered.

Key words: dynamic analysis of motion, mine diesel locomotive, transmission control.