

УДК 629.113

Г.С. Мазлумян
ст. преп., МАДИ,
тел.: 8(499)155-01-45,
e-mail: gmazlumyan@mail.ru

**РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДВИЖЕНИЯ ПОДВИЖНОГО АГРЕГАТА РАКЕТНОГО
КОМПЛЕКСА С ПЕРЕМЕННОЙ СКОРОСТЬЮ С УЧЕТОМ
УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ, ПЛАВНОСТИ ХОДА И МАСТЕРСТВА
МЕХАНИКА-ВОДИТЕЛЯ**

Аннотация. В статье представлены результаты разработки математической модели прямолинейного движения подвижного агрегата ракетного комплекса с учетом режимов разгона, замедления и торможения, приведены, результаты анализа влияния микропрофиля дороги на скорость движения подвижного агрегата, обоснование выбора условий ограничения и регулирования скорости движения агрегата, определены особенности имитационного моделирования динамики подвижного агрегата и дорожного воздействия при движении с переменной скоростью.

Ключевые слова: математическое моделирование, плавность хода, система «водитель-тягач», режимы движения тягача.

Введение

Обоснование выбора состава и параметров транспортного средства с целью обеспечения повышения средней скорости его движения необходимо проводить с учетом переменной скорости движения. Для повышения средней скорости движения транспортное средство должно перемещаться с максимальной допустимой скоростью движения без

повреждения груза, неприятных ощущений у механика-водителя (человека-оператора) и с учетом качества дорожного покрытия. В связи с вышеизложенным следует отметить, что ограничение максимального значения текущей скорости транспортного средства обусловлено следующими основными факторами:

- стойкостью и защищенностью транспортируемых грузов, учитываемой средним квадратическим значением (СКЗ);
- субъективным восприятием механиком-водителем (человеком-оператором) колебаний транспортного средства при движении по неровностям;
- субъективным восприятием механиком-водителем (человеком-оператором) качества дорожного покрытия, учитываемого СКЗ высот неровностей микропрофиля.

То есть, для доставки груза в назначенный пункт в неповрежденном виде нужно проводить анализ влияния микропрофиля дороги на скорость движения тягача, грамотно ограничивать и регулировать ее. В данной статье представлена модель движения подвижного агрегата с учетом условий движения (качества дорожного покрытия), плавности хода и самочувствия механика-водителя. Также рассмотрены особенности математических моделей динамики тягача и воздействия микропрофиля дороги при движении с переменной скоростью.

Разработка модифицированной модели прямолинейного движения тягача с учетом режимов разгона, замедления и торможения

Прямолинейным будем называть такое движение тягача, при котором в вертикальной продольной плоскости симметрии машины xOz , проходящей через середину колеи основное перемещение происходит в направлении оси x , а дополнительное (при колебаниях на неровностях дороги) – в направлении оси z . Движения в поперечной плоскости, за

исключением вращения валов двигателя и трансмиссии, отсутствуют. В связи с этим будем рассматривать «плоское» движение, т.е. движение по проекции на продольную плоскость, считая, что проекции левых и правых колес, их сил и моментов совпадают, участок дороги прямой и ровный с постоянным углом наклона α к горизонту, деформация шин и грунта учитывается при определении силы сопротивления качению, нормальные реакции грунта прикладываются к осям колес, а смещения центров давления учитываются приложением моментов.

Уравнение динамики поступательного движения тягача имеет вид [1]:

$$m_{\text{АПУ}} \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{J_{\text{КХ}}}{r_{\text{К}}} \cdot \frac{d\omega_{\text{К}}}{dt} \quad \text{или} \quad \frac{G_0}{g} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{J_{\text{КХ}}}{r_{\text{К}}} \cdot \frac{d\omega_{\text{К}}}{dt}. \quad (1)$$

Передаточная функция тягача описывается выражением:

$$W_a(P) = \frac{p^2 x(p)}{p \Omega_{\text{К}}(p)} = T_a(P), \quad (2)$$

где

$$T_a = \frac{J_{\text{КХ}} \cdot g}{r_{\text{К}} \cdot G_0}$$

– постоянная времени агрегата.

Для учета режимов разгона, замедления и торможения целесообразно использовать методику, разработанную Нуждовым Ю.Н. Сравнительный анализ влияния постоянной и переменной скоростей движения на параметры колебательного процесса тягача, на параметры систем поддресоривания позволяет сделать вывод, что при моделировании динамики тягача необходимо учитывать переменную скорость движения.

Анализ влияния микропрофиля дороги на скорость движения тягача

Изучению влияния микропрофиля дороги на скорость движения тягача посвящено довольно ограниченное число работ. В трудах

Н.Я. Говорущенко приведены данные по средним скоростям в зависимости от ровности дорожных покрытий. Скорость движения на неровных дорогах определяется, в основном, величиной допустимых вертикальных ускорений кузова. При перевозке по сохранности грузов эти ускорения будут разные. Все грузы по сохранности делят на три категории:

- грузы, требующие особой сохранности и осторожности (допустимые СКЗ ускорений – $2 \div 3 \text{ м/с}^2$);
- грузы, требующие соблюдения условий сохранности при перевозке (допустимые СКЗ ускорений – $3 \div 5 \text{ м/с}^2$);
- грузы, не требующие соблюдения условий сохранности (допустимые СКЗ ускорений – $5 \div 7 \text{ м/с}^2$).

Максимальные ускорения примерно в три раза выше СКЗ, поэтому при перевозке грузов первой категории могут возникать ускорения в $6 \div 9 \text{ м/с}^2$, второй категории – $9 \div 15 \text{ м/с}^2$, третьей – $15 \div 21 \text{ м/с}^2$.

Допустимая скорость движения тягача с учетом ровности и параметров подвески с достаточной точностью определяется по формуле:

$$V_{\text{доп}} = 575 \cdot \frac{M}{K_a S} \sqrt{\sigma_z^2 - 10^{-6} \omega_0^4 S^2 l^2}, \quad (3)$$

где M – масса поддресоренных частей задней подвески; K_a – коэффициент сопротивления амортизаторов; S – суммарный прогиб рессор тягача; σ_z – СКЗ вертикального ускорения; ω_0 – парциальная частота колебаний поддресоренной массы; l – средняя длина неровности.

Средние скорости движения тягача [2] по плохим дорогам составляют 18,5 км/ч, а высокой проходимости – 15,1 км/ч.

В статье определены скорости движения тягача на неровных дорогах. На рисунке 1 приведена зависимость скоростей движения тягача от СКЗ высоты неровностей движения микропрофиля булыжной дороги.

Существует определенная связь между скоростями движения транспортных средств и СКЗ высоты неровностей микропрофиля

различных дорог. Скорости движения на неровных дорогах уменьшаются с увеличением СКЗ высоты неровностей [3].

При увеличении дорожным движением СКЗ неизбежно возникает задача выбора и назначения наиболее целесообразной скорости движения тягача на том или ином участке дороги, в данных условиях движения. Рассматривая систему «водитель – тягач – дорожные условия», можно сказать, что скорость является одним из основных выходных показателей эффективности функционирования этой системы. Она может быть принята в качестве универсальной характеристики, так как отображает взаимодействие всех систем и влияние каждого фактора на режим движения.

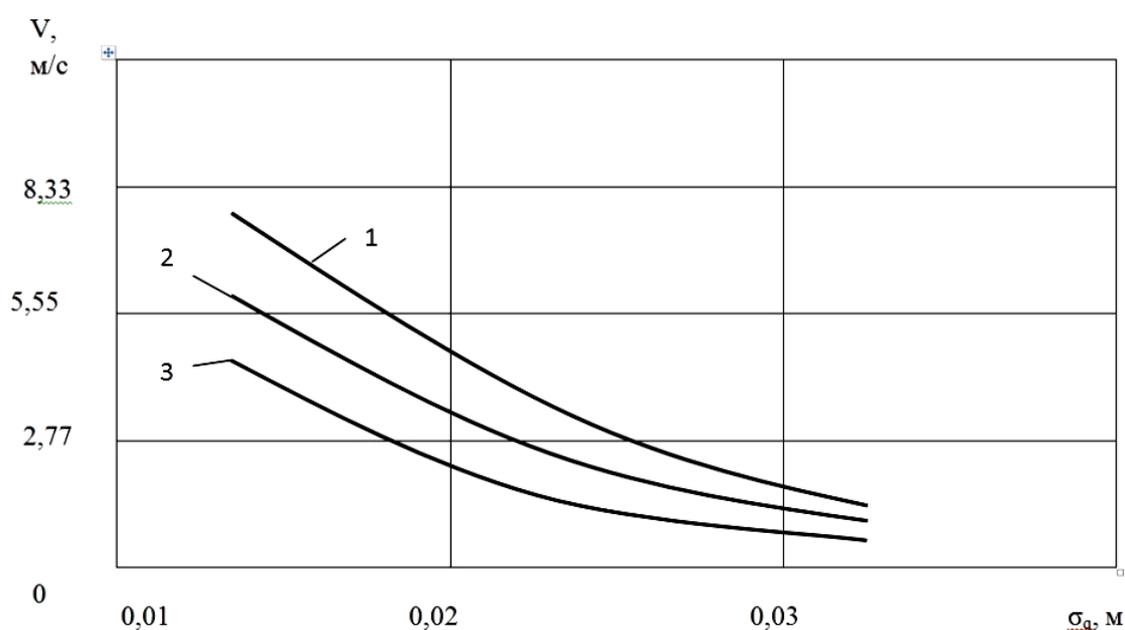


Рис. 1. Зависимость скоростей движения тягача от СКЗ высоты неровностей микропрофиля бульжной дороги: 1 – максимальной скорости; 2 – средней скорости; 3 – минимальной скорости

К основным факторам, влияющим на режим движения, кроме геометрических параметров дороги, относятся коэффициент сцепления x_1 , метеорологическая дальность видимости x_2 , боковой ветер x_3 , ровность покрытия x_4 .

А.П. Васильев и М.И. Фримштейн указывают два основных метода выбора скоростей движения. Метод на основе статистической обработки данных натуральных наблюдений и расчетно-аналитический метод.

Недостаток первого метода заключается в том, что установленный уровень допустимых скоростей действителен только для тех условий движения, в которых проводились наблюдения. Расчетно-аналитический метод состоит в определении максимально допустимых безопасных скоростей исходя из теоретических моделей взаимодействия тягача с дорогой и движения его в транспортном потоке. Расчетно-аналитический метод определения допустимых скоростей особенно удобен при оценке влияния постоянных параметров дорог на режим движения.

Ровность поверхности качения оказывает существенное влияние на взаимодействие тягача с дорогой, на психофизиологическое состояние водителя и, в конечном счете, на режим и безопасность движения.

На основании обработки данных измерений ровности установкой ПКРС-2 А.П. Васильев предложил формулу для определения максимальной скорости в зависимости от ровности дороги.

$$V_{\text{доп}} = \frac{7500}{\sqrt{S_c} + 0,15S_c}, \quad (4)$$

где S_c – сумма неровностей, полученная ПКРС-2, см/км формула применима в интервале значений S_c от 200 до 1200 см/км. Коэффициент обеспеченности расчетных скоростей движения может быть определены из соотношения:

$$K_{P.C.} = \frac{\sqrt{S_{c.э.}} + 0,15 \cdot S_{c.э.}}{\sqrt{S_{c.ф.}} + 0,15 \cdot S_{c.ф.}}, \quad (5)$$

где $S_{c.э.} = 350 \div 390$ см/км – ровность покрытия по ПКРС-2 при эталонных условиях; $S_{c.ф.}$ – фактическая ровность.

Нормальные условия движения ($K_{P.C.} \geq 0,75$) наблюдаются при сумме неровностей не более 350–400 см/км. При количестве неровностей

400–600 см/км условия движения относятся к трудным, а при сумме неровностей более 650 см/км – к очень трудным.

Сиденко С.В. выделяет факторы, влияющие на скорость движения, вытекающие из анализа системы «водитель – подвижный агрегат (ПА) – дорожная среда» в следующем виде:

- а) водитель: опыт работы, психофизиологические данные, работоспособности;
- б) тягач: марка, техническое состояние;
- в) дорожная среда: ширина проезжей части, план и профиль, обочины и ее состояние, наличие встречных машин, их скорость и габариты, степень освещенности проезжей части;
- г) механик-водитель тягча: антропометрические особенности водителя, степень управляемости автомобиля, микроклимат в салоне;
- д) тягач-дорога: ровность покрытия, сцепление колес с покрытием, сопротивление движению автомобиля.

Первостепенное значение имеет сцепление колеса с поверхностью.

При достаточном сцеплении и любой величине информации от внешней среды скорость движения ограничивается ровностью покрытия, влияющей на сцепление: с ухудшением ровности сцепление снижается, возникающие при этом колебания снижают трудоспособность водителя.

Допустимую скорость движения можно представить следующим выражением:

$$V_{\text{доп}} = f(K_1, K_2, K_3), \quad (6)$$

где K_1, K_2, K_3 – критерии ограничения скорости по сцеплению, ровности и воздействию внешней среды.

$$K_1 = \varphi_{\text{ф}}/\varphi_{\text{д}}, \quad (7)$$

где $\varphi_{\text{ф}}, \varphi_{\text{д}}$ – фактический и допустимый (по СНиП 11Д.5-72) коэффициенты сцепления.

$$K_2 = S_{\text{д}}/S_{\text{ср}}, \quad (8)$$

где S_d – допустимое значение амплитуды колебаний по толчкометру, см/км; S_{cp} – средняя амплитуда колебаний, см/км.

$$S_{cp} = S/n, \quad (9)$$

где S – суммарная амплитуда, измеряемая обычным толчкометром, см/км; n – количество толчков (колебаний) на участке в 1 км.

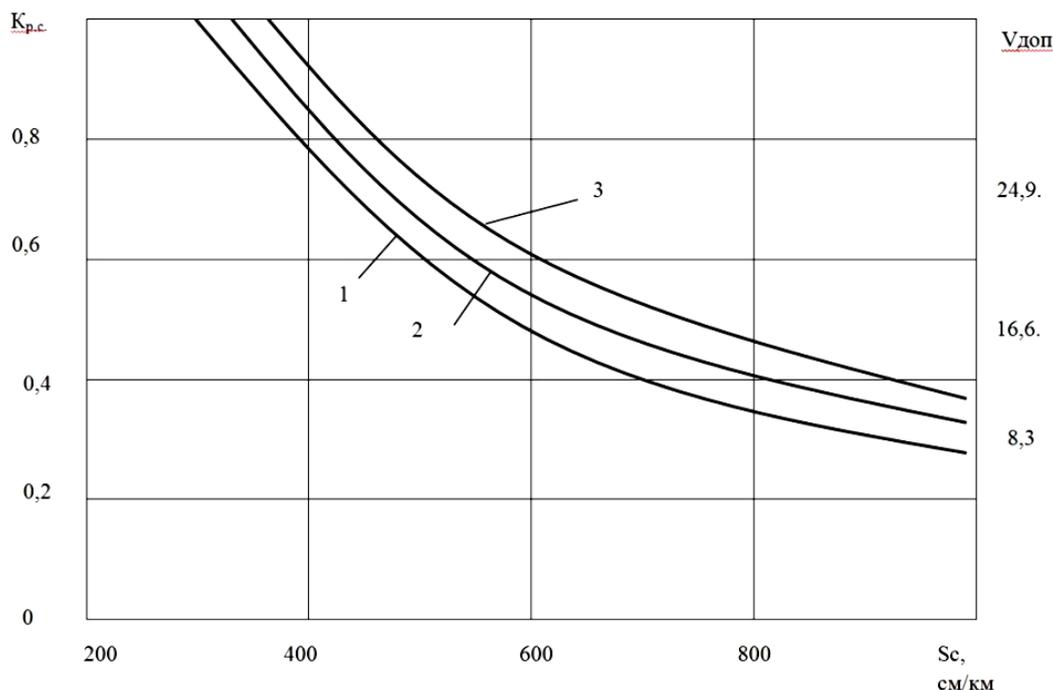


Рис. 2. График влияние ровности на допустимую скорость движения при различных эталонных условиях: 1 – $S_{c.э.} = 350$ см/км; 2 – $S_{c.э.} = 300$ см/км; 3 – $S_{c.э.} = 250$ см/км

Допустимая скорость движения наблюдалась при значениях критериев K_1, K_2, K_3 меньше 1. Если какой-то из критериев будет больше 1, то скорость снижается до допустимой величины.

В зависимости от сцепления скорость движения можно определить по выражению:

$$V = v \cdot \varphi_{cp}, \quad (10)$$

где $v = 60–160$ – коэффициент, зависящий от категории дороги, типа покрытия и его ровности.

В зависимости от показателя толчкомера скорость можно представить в виде:

$$V = a/\sqrt{S_{\text{ср}}}, \quad (11)$$

где $a = 700\text{--}1000$ – коэффициент, зависящий от категории дороги и типа покрытия.

Допустимая скорость определяется так:

– по критерию K_1

$$V_{\text{д}} = b_1 K_1 \varphi_{\text{д}}, \quad (12)$$

– по критерию K_2

$$V_{\text{д}} = \frac{a}{\sqrt{\frac{S_{\text{д}}}{K_2}}}. \quad (13)$$

Из двух полученных значений скорости выбирается меньшее значение.

Приведена таблица, в которой указаны технические скорости движения в типичных дорожных условиях нормальной эксплуатации (см. табл. 1).

В статье установлена определенная связь между допустимой скоростью движения и степенью ровности покрытия по толчкомеру. Допустимые значения скорости в зависимости от типа покрытия приведены в табл. 2.

Таблица 1

Группы грузовых автомобилей	Техническая скорость, км/ч			
	По дорогам с ровным усовершенствованным покрытием		По дорогам с щебеночным булыжным или гравийным покрытием	По дорогам в сухом состоянии и по горным дорогам
	Интенсивное	Неинтенсивное		
Малой грузоподъемности	45–50	60–70	20–35	25–35
Одиночное, грузоподъемностью до 8 т	38–42	50–60	25–35	20–30
Автопоезда всех видов и одиночные, грузоподъемностью свыше 8 т	28–32	40–50	20–30	15–25

Таблица 2

Тип покрытия	Показания толчкометра, S , см/км	Допустимая скорость движения $V_{\text{доп}}$, км/ч
Асфальт, бетон	50–75	90
	150	80
	300	50
Грунтовое, укрепленное битумом	150	60
	300	40
Щебеночное	100	65
	250	50
	600	30
Булыжная мостовая	300	45
	500	40
	1000	20

Несмотря на простоту и доступность определения ровности и расчетных формул допустимых скоростей движения с использованием толчкомера и показателя S , все же необходимо отметить недостатки этих методов. Суммарный прогиб рессор не может являться полной характеристикой ровности дороги. Изменение длины неровностей дороги не отражается при измерении суммарного прогиба рессор, а длина неровности оказывает существенное влияние на возникающие при движении перегрузки. Суммарный прогиб рессор не отражает и действительной амплитуды колебаний. Коэффициенты, используемые в расчетных формулах, действительны только для определенного типа транспортных средств. Из-за перечисленных недостатков точность определения допустимых скоростей оказывается весьма низкой.

К тому же допустимые скорости движения определяются для дорог определенной длины.

Зависимости (1), (2), (3) не позволяют определить скорость движения тягача в момент времени t . Для того чтобы приблизить моделирование динамики тягача к реальным условиям эксплуатации, требуется определять не допустимую, а переменную скорость движения $V = V(t)$. Это позволит учесть влияние микропрофиля дороги на возникающие при

движении вертикальные перегрузки в любой момент времени. Переменная скорость может быть выбрана регулируемым (управляемым) параметром при моделировании динамики тягача в условиях приближенных к реальным.

Выбор условий ограничения и регулирования скорости движения тягача

Тягач как колебательная система находится в тесной взаимосвязи с дорогой, имеющей сложный микропрофиль. Колебания тягача влияют на человека (водителя) и сохранность груза. Исследованиями установлена большая чувствительность человека к колебаниям (порядка 0,1g). При колебаниях тягача человек начинает испытывать неприятные ощущения раньше, чем они становятся опасными для перевозимого груза (следует отметить, что при этом необходимо учитывать категорию перевозимого груза).

Так как основной целью транспортировки спецгрузов является доставка их в назначенный пункт в неповрежденном виде, то водитель для уменьшения вертикальных перегрузок должен снизить скорость движения тягача. При малых значениях вертикальных перегрузок водитель увеличивает скорость движения.

В связи с этим регулируемым или управляемым параметром, влияющим на уровень вибронагруженности водителя (груза), может быть выбрана скорость движения тягача.

Скорость движения, кроме того, водитель меняет в зависимости от микропрофиля дороги (визуально просматривая участок дороги впереди тягача). Выбранная водителем скорость не всегда является оптимально для данных условий, поэтому вопрос определения оптимальной скорости движения тягача по дорогам с различным микропрофилем является весьма актуальным, так как движение с оптимальной скоростью является одним из путей повышения эффективности эксплуатации тягача.

Параметрами, оценивающими характер движения тягача по грунтовым дорогам, могут быть выбраны СКЗ вертикальных ускорений подрессоренной массы σ_{z_2} одной из опасных точек рамы или перевозимого груза, СКЗ относительных перемещений колес и кузова $\sigma_{z_1-z_2}$, СКЗ вертикальных перемещений колеса относительно дороги σ_{q-z_1} .

В качестве предельных значений σ_{z_2} рекомендуется величина $0,7g$, $\sigma_{z_2} = 2g$.

Предельным значениями $\sigma_{z_1-z_2}$ и σ_{q-z_1} рекомендуется:

$$[\sigma_{q-z_1}]_{\text{пр}} = \frac{f_{\text{ш}}}{3}, \quad (14)$$

где $f_{\text{ш}}$ – статический прогиб шины;

$$[\sigma_{z_1-z_2}]_{\text{пр}} = \frac{s_{\sigma}}{3}, \quad (15)$$

где s_{σ} – ход подвески от положения статического прогиба до включения ограничителя хода.

На основании изложенного можно утверждать, что именно ровность дороги является основным доминирующим фактором, влияющим на формирование скоростного режима движения тягача на грунтовых дорогах.

Поэтому при исследовании нестационарного режима движения в качестве основного, управляющего скоростью тягача, параметра выбираем СКЗ высот микропрофиля σ_h . Вторым управляющим параметром можно выбрать дисперсию (или СКЗ) вертикальных ускорений σ_{z_2} в месте размещения водителя.

Таким образом, установлены параметры, являющиеся условиями ограничения и регулирования скорости движения тягача. Теперь необходимо рассмотреть те особенности кинематических моделей динамики тягача, которые возникают в связи с учетом переменной скорости движения.

Особенности математических моделей динамики тягача и воздействия при движении с переменной скоростью

При исследовании движения тягача с переменной скоростью наиболее сложным представляется описание изменение скорости движения.

Исследование закономерностей формирования процесса колебаний тягача при его движении с переменной (эксплуатационной) скоростью показали, что именно непостоянство скорости движения приводит к тому, что при его эксплуатации на дорогах со сложным микропрофилем процесс его колебаний приобретает нестационарный характер.

При этом реализация процесса управления транспортным средством может быть представлена в виде следующих моделей:

а) квазилинейные непрерывные модели реализации управления. Эти модели можно использовать в случаях незначительного изменения скорости движения, т.е. при движении тягача по дорогам с хорошим покрытием;

б) дискретные модели реализации управления. В этом случае процесс большой длительности разбивается случайным образом на стационарные процессы ограниченной длительности. Точность таких моделей довольно низкая и в конечном итоге задача все же решается статистическими методами, используемыми для исследования стационарных процессов;

в) нелинейные и нестационарные непрерывные модели реализации управления. Такие модели наиболее полно отображают процесс управления движением тягача, особенно при движении по грунтовым и разбитым дорогам.

В дальнейшем для реализации процесса управления транспортным средством будет использоваться последняя модель. При управлении транспортным средством обстановка, влияющая на тягач и водителя,

складывается из двух факторов: кратковременных событий и условий движения.

Определяющим фактором являются кратковременные события.

Математическая модель тягача и воздействия при движении с переменной скоростью имеют существенные отличия от математической модели тягача для стационарного движения.

Коэффициенты корреляционной связи, входящие в дифференциальные уравнения формирующего фильтра, в общем случае рассчитываются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \alpha \cdot V \\ \beta &= \beta \cdot V \end{aligned} \right\}. \quad (16)$$

Для режима движения с переменной скоростью $V = 1$ м/с.

Для того чтобы определить высоту неровности микропрофиля под i -м колесом тягача, необходимо выполнить интерполяцию высот, выработанных формирующим фильтром. С этой целью были использованы интерполяционные формулы Стирлинга:

$$h(S) = h_0 + q\Delta h_{-\frac{1}{2}} + \frac{q^2}{2!}\Delta^2 h_{-1} + \frac{q(q^2-1)}{3!}\Delta^3 h_{-\frac{3}{2}} + \dots, \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_0 &= h_1 - h_0 \\ \Delta h_{-1} &= h_0 - h_{-1} \\ \Delta h_{-2} &= h_{-1} - h_{-2} \end{aligned} \right\}, \quad (18)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta h_{-\frac{1}{2}} &= \frac{\Delta h_0 + \Delta h_{-1}}{2} = \frac{h_1 - h_{-1}}{2} \\ \Delta^2 h_{-1} &= \Delta h_0 - \Delta h_{-1} = h_1 - 2h_0 + h_{-1} \\ \Delta^3 h_{-\frac{3}{2}} &= \frac{\Delta^3 h_{-2} - \Delta^3 h_{-1}}{2} = \frac{4h_{-1} - 6h_0 + 4h_1 - h_2 - h_{-2}}{2} \end{aligned} \right\}. \quad (19)$$

Подставляя, получим:

$$\begin{aligned} h(S) &= h_0 + q \frac{h_1 - h_{-1}}{2} + \frac{q^2}{2} (h_1 - 2h_0 + h_{-1}) + \\ &+ \frac{q(q^2-1)}{6} \frac{(4h_{-1} - 6h_0 + 4h_1 - h_2 - h_{-2})}{2}, \end{aligned} \quad (20)$$

где S – путь;

$$q = \frac{S}{\Delta S}$$

– безразмерный параметр; ΔS – шаг интерполяции.

Как видно из формулы высота неровностей микропрофиля рассчитываются не в функции времени, а в функции пути.

Поэтому интегрирование уравнений формирующего фильтра следует вести по пути.

При движении тягача с переменной скоростью будут возникать продольные силы, зависящие от ускорения движения транспортного средства.

При торможении действуют тормозные силы, определяемые по формуле:

$$F_{Ti} = \frac{G_i}{2g} a_\tau, \quad i = 1, 2, 3, \dots, m, \quad (21)$$

где G_i – вес тягача, приходящийся на i -е колесо; a_τ – замедление при торможении; g – ускорение свободного падения; m – число колес тягача.

Тормозной момент на i -м колесе выражается через тормозную силу и радиус колеса

$$M_{Ti} = F_{Ti} \cdot r_{ki}. \quad (22)$$

При разгоне момент на i -м колесе равен:

$$M_{Pi} = \frac{G_i}{2g} \cdot a_p \cdot r_k, \quad (23)$$

где a_p – ускорение разгона.

Как видно из формул и момент, возникающий от действия продольных сил (его величина и направление) зависит от ускорения тягача. В общем случае формулу для определения этого момента можно записать в следующем виде:

$$M_{pi} = M_i \cdot a \cdot r_{ki}, \quad (24)$$

где M_i – масса тягача, приходящаяся на i -ю ось; $i = 1, 2, \dots, n$;
 n – число осей.

Момент M_{np} добавляется в уравнение моментов математической модели.

Допущения принимаются такие же, как и в случае постоянной скорости движения, за исключением того, что движение тягача рассматривается неравномерное, т.е. с переменной скоростью.

Введем обобщенные координаты. Ими будут: вертикальное перемещение центра масс (Ц.М.) тягача – Z_T ; угловое перемещение тягача – Θ_T ; относительное вертикальное перемещение i -х колес – Z_{ki} ; путь, пройденный тягачом – S .

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания тягача, примут вид:

$$\begin{cases} \ddot{S} = a; \\ M_T \ddot{Z}_T = -\sum_{i=1}^8 C_{pi}(Z_T + \Theta_T l_i - Z_{ki}) - \sum_{i=1}^8 K_{ai}(\dot{Z}_T + \dot{\Theta}_T l_i - \dot{Z}_{ki}); \\ J_T \ddot{\Theta}_T = -\sum_{i=1}^8 C_{pi}(Z_T + \Theta_T l_i - Z_{ki}) l_i - \sum_{i=1}^8 K_{ai}(\dot{Z}_T + \dot{\Theta}_T l_i - \dot{Z}_{ki}) l_i - M_{np}; \\ m_i \ddot{Z}_{ki} = C_{pi}(Z_T + \Theta_T l_i - Z_{ki}) + K_{ai}(\dot{Z}_T + \dot{\Theta}_T l_i - \dot{Z}_{ki}) - C_{mi}(Z_{ki} - h_i) - K_{mi}(\dot{Z}_{ki} - \dot{h}_i), \\ i = 1, 2; \end{cases} \quad (25)$$

или в нелинейной форме:

$$\begin{cases} \ddot{S} = a; \\ M_T \ddot{Z}_T = -\sum_{i=1}^8 P_{yi}(A_i) - \sum_{i=1}^8 P_{gi}(B_i); \\ J_T \ddot{\Theta}_T = -\sum_{i=1}^8 P_{yi}(A_i) l_i - \sum_{i=1}^8 P_{gi}(B_i) l_i - M_{np}; \\ m_i \ddot{Z}_{ki} = P_{yi}(A_i) + P_{gi}(B_i) - P_{mi}(C_i) - P_{ki}(D_i). \end{cases} \quad (26)$$

В системы добавлено уравнение неравномерного движения. Приведем систему к форме Коши, для чего введем обозначения:

$$S = \dot{x}_1, S = x_2, z_T = x_3, \dot{z}_T = x_4, \Theta_T = x_5, \dot{\Theta}_T = x_6, Z_{ki} = x_{2i+5}, Z_{ki+6} = x_6,$$

где $i = 1, 2$.

Тогда система запишется в виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= x_2; \\ \frac{dx_2}{dt} &= a; \\ \frac{dx_3}{dt} &= x_4; \\ \frac{dx_4}{dt} &= -\frac{1}{M_T} \left(\sum_{i=1}^2 P_{yi}(A_i) + \sum_{i=1}^2 P_{gi}(B_i) \right); \\ \frac{dx_5}{dt} &= x_6; \\ \frac{dx_6}{dt} &= -\frac{1}{J_T} \left(\sum_{i=1}^2 P_{yi}(A_i)l_i + \sum_{i=1}^2 P_{gi}(B_i)l_i + M_{onp} \right); \\ \frac{dx_{2i+5}}{dt} &= x_{2i+6}; \\ \frac{dx_{2i+6}}{dt} &= P_{yi}(A_i) + P_{gi}(B_i) - P_{mi}(C_i) - P_{ki}(D_i); \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

$$\left. \begin{aligned} i &= 1 \dots 8; \\ A_i &= Z_T + \Theta_T l_i - Z_{ki} \\ B_i &= \dot{z}_T + \dot{\Theta}_T l_i - \dot{z}_{ki} \\ C_i &= Z_{ki} - h_i \\ D_i &= \dot{z}_{ki} - \dot{h}_i \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Упругие усилия в рессоре и шине:

$$\left. \begin{aligned} P_{yi} &= C_{pi} \cdot A_i \\ P_{mi} &= C_{wi} \cdot C_i \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Демпфирующее усилие в шине:

$$P_{ki} = K_{wi} \cdot D_i \quad (30)$$

Усилие в амортизаторе определяется следующим образом:

$$P_{gi} = \begin{cases} K_{ali} \cdot B_i, & \text{если } \cdot B_i \geq 0; \\ K_{a2i} \cdot B_i, & \text{если } \cdot B_i \leq 0; \end{cases} \quad (31)$$

где K_{a1i} , K_{a2i} – коэффициенты сопротивления на ходе сжатия и ходе отбоя.

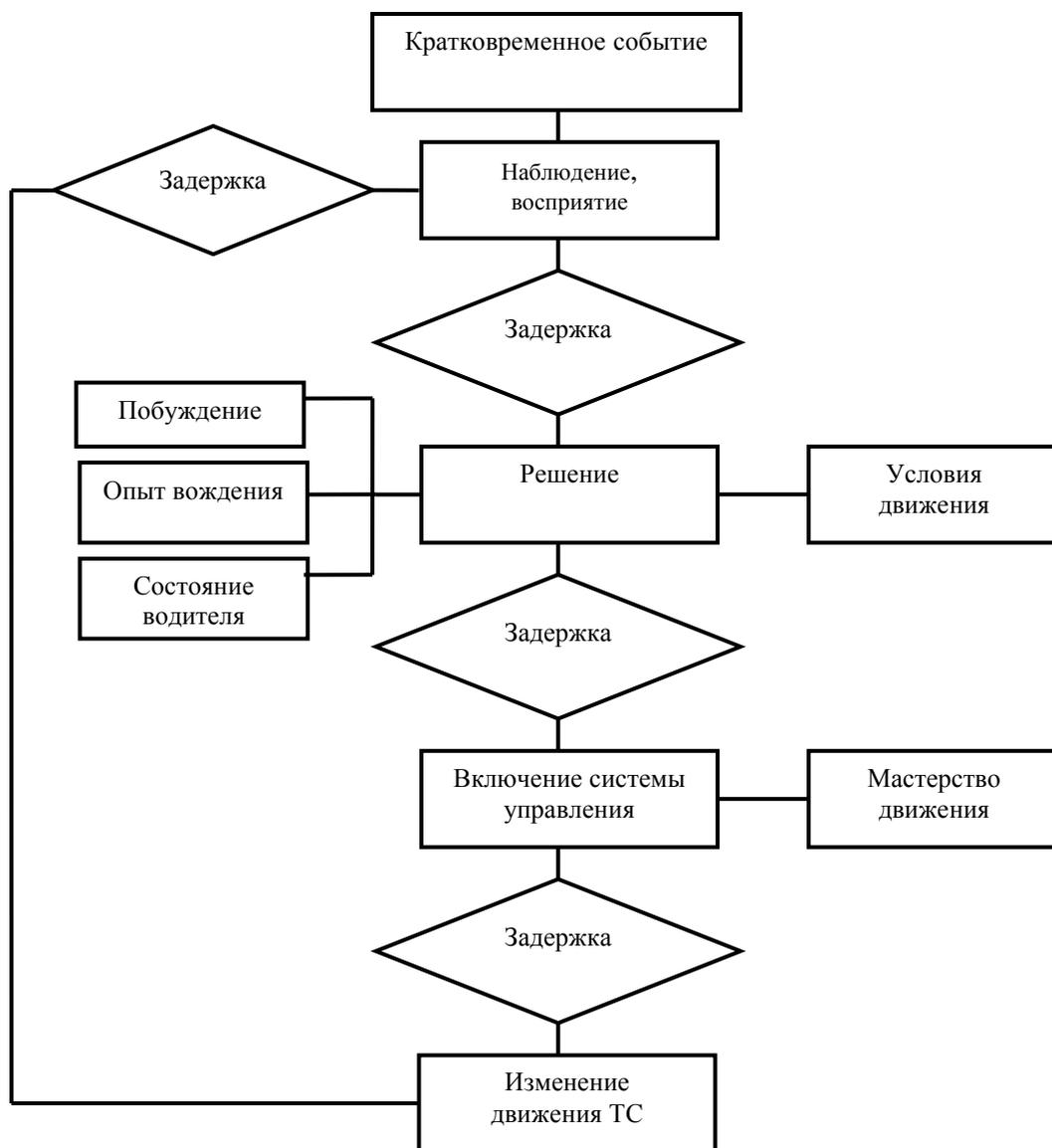


Рис. 3. Блок-схема система «водитель-тягач»

Заключение

В данной статье была изложена разработка модифицированной модели прямолинейного движения тягача с учетом режимов разгона, замедления, торможения и установлено, что для учета этих режимов целесообразно использовать научно-методический подход, разработанный Нуждовым Ю.Н.

Анализ влияния микропрофиля дороги на скорость движения тягача показал, что скорость движения на неровных дорогах определяется, в основном, величиной допустимых вертикальных ускорений кузова.

Для того, чтобы приблизить моделирование динамики тягача к реальным условиям эксплуатации, требуется определять переменную скорость движения $V = V(t)$, что позволит учесть влияние микропрофиля дороги на возникающие при движении вертикальные перегрузки в любой момент времени.

Литература

1. Хачатуров А.А. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. М.: Машиностроение. 1976. С. 14–94.
2. Высоцкий М.С. МАЗ-2000 «Перестройка» // Автомобильная промышленность. 1989. № 5. С. 35–126.
3. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М.: Машиностроение, 1972, 368 с.
4. Певзнера Я.М. Колебания автомобиля. Испытание и исследование. М.: Машиностроение, 1979, 208 с.

References

1. Hachaturov A.A. *Dinamika sistemy doroga-shina-avtomobil'-voditel'* (The dynamics of the system road-tyre-vehicle-driver), Moscow, Mashinostroenie, 1976, pp. 14–94.
2. Vysockij M.S. *Avtomobil'naja promyshlennost'*, 1989, no. 5, pp. 35–126.
3. Jacenko N.N. *Kolebanija, prochnost' i forsirovannye ispytaniija gruzovyh avtomobilej* [Vibrations, durability and performance testing of trucks]. М.: Mashinostroenie, 1972, 368 p.

4. Pevzner Ja.M. *Kolebanija avtomobilja. Ispytanie i issledovanie* [Fluctuations of the car. Testing and research]. М.: Mashinostroenie, 1979, 208 p.

G. Mazlumyan

Results of mathematical modelling of the movement of the mobile unit of the missile system with a variable speed taking into account traffic conditions, smoothness of the course and skill of the mechanic-driver

Abstract. Results of development of mathematical model of the rectilinear movement of the mobile unit of a missile system taking into account the modes of dispersal, delay and braking are presented in article, given, results of the analysis of influence of a microprofile of the road on the speed of the movement of the mobile unit, justification of a choice of conditions of restriction and regulation of speed of the movement of the unit, are defined features of imitating modeling of dynamics of the mobile unit and road influence at the movement with a variable speed.

Key words: mathematical modeling, smoothness of the course, driver tractor system, modes of the movement of the tractor.