

¹ Говорун Анатолий Григорьевич, кандидат технических наук, профессор

² Сельский Михаил Петрович, ассистент

³ Куцый Петр Викторович, аспирант

Национальный транспортный университет, г. Киев, Украина

Аннотация: В статье проведен анализ исследований и рассматриваются две основные гипотезы потерь энергии колесным транспортным средством в условиях неустановившихся режимов движения. Согласно одной из них, основной причиной потерь энергии колесным транспортным средством при движении в условиях неустановившихся режимов считается снижение индикаторного коэффициента полезного действия двигателя, вызванного изменением его теплового состояния (тепловой инерции). По другой гипотезе считается, что потери энергии и увеличение расхода топлива двигателями КТС вызваны изменениями сил трения в звеньях механизмов трансмиссии, а также потерями энергии в них на демпфирование (сопротивление) крутильных колебаний. При оценке тягово-скоростных качеств транспортного средства, принимают, что центр тяжести КТС совершает плоское движение, копируя продольный профиль поверхности, по которой движется КТС, без колебаний вызванных ее неровностями. Уточнена математическая модель движения КТС с приведенным уравнением тягово-го баланса, в котором учитывается колебательное движение КТС, вызванное неровностями поверхности или изменением момента сопротивления движению. Для получения полной картины распределения потенциальной энергии, получаемой при сгорании топлива в двигателе и преобразование ее в кинетическую энергию (поступательного, вращательного и колебательного) движения КТС необходимо учитывать приведенный к валу двигателя момент демпфирования (момент сопротивления колебаниям). Проведены полевые испытания трактора МТЗ-80 с прицепом ПТС-4 с грузом $Q = 3,5$ т. На основе этих испытаний, согласно принятой методике расчета определен коэффициент демпфирования ξ . В результате проведенных полевых исследований трактора МТЗ-80 было определено, что при движении трактора по измерительному участку поля с постоянной скоростью и фиксированном положении рычага управления подачей топлива (для исключения субъективного фактора влияния на результаты эксперимента) с двухрежимным регулятором, потери топлива на $15,7 \pm 4\%$ меньше, чем со всережимным регулятором. При этом амплитуда колебаний рейки ТНВД (крутящего момента двигателя) уменьшается в 2,5 раза. Было также определено прирост коэффициента демпфирования $\Delta\xi$, учитывающего потери энергии в двигателе при движении КТС в условия неустановившихся нагрузок с разными типами регуляторов.

Ключевые слова: дизель, система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля, топливный насос высокого давления, амплитуда колебаний рейки топливного насоса, коэффициент демпфирования.

Как показал анализ проведенных исследований, существует две основные гипотезы потерь энергии колесным транспортным средством во время его движения в условиях неустановившихся нагрузок. По одной из них, ряд авторов [1,2,3] высказывает мнение, что основной причиной потерь энергии колесным транспортным средством при его движении в условиях неустановившихся нагрузок можно считать снижение индикаторного коэффициента полезного действия двигателя, вызванного изменением его теплового состояния (тепловой инерции) [4].

Но проведенные испытания [5] показали, что такое явление характерно только для режима разгона автомобиля с холодного старта.

«При длительной работе двигателя при установившемся тепловом состоянии и неустановившихся режимах параметры рабочих циклов и теплового состояния в элементарном переходном режиме в меньшей степени отличаются от подобных циклов установившихся режимов, чем рабочие циклы единичного переходного режима. Тепловая и механическая инерционности рабочего тела и системы двигателя уменьшаются, по сравнению с единичным переходным режимом,

диапазон изменения параметров рабочего процесса при той же смене подачи топлива за цикл. Чем больше неустановившийся режим приближается по характеру к циклическому или колебательному, тем меньше отклонение параметров рабочего процесса и теплового состояния относительно какого-то среднего значения для каждого из них »[5].

Вместе с тем существует и другая точка зрения относительно потерь энергии КТС в условиях неустановившихся режимов движения. Авторы работ [6,7,8] считают, что потери энергии и увеличение расхода топлива двигателями КТС вызваны изменениями сил трения в звеньях механизмов трансмиссии, а также потерями энергии в них на демпфирование (сопротивление) крутильных колебаний.

Так как при динамических режимах работы во всех элементах механизмов машин возникают непрерывно меняющиеся механические нагрузки вызывающие переменные деформации в движущихся деталях (в частности деформация кручения в валах двигателя и трансмиссии КТС) и их относительные колебания. Следствием этого является поглощение механической энергии в необратимой форме (в случае КТС - в двигателе, коробке передач и редукторе главной передачи). Также переменные силы внутреннего трения в материалах звеньев механизмов через дополнительное динамическое давление снижают общий коэффициент полезного действия валов двигателя и трансмиссии. Однако из-за проблем с их учетом и как бы небольшие размеры колебательных звеньев потери энергии на внутреннее трение в их материалах считали сравнительно малыми и ими обычно пренебрегали [6]. Хотя, как показывает практика эксплуатации КТС, эти потери могут достигать существенных значений [9].

Обычно, оценивая тягово-скоростные качества транспортного средства, принимают, что центр тяжести КТС осуществляет плоское движение, копируя продольный профиль поверхности, по которой движется, без колебаний, вызываемых ее неровностями.

Уравнение тягового баланса в этом случае, полученное на основе теоремы моментов количества движения, имеет вид

$$I_{np} \frac{\partial \omega}{\partial t} = M_{ep} - M_{\Sigma f} \quad (1)$$

где I_{np} – приведенный к валу двигателя момент инерции КТС;

$\frac{\partial \omega}{\partial t}$ – угловое ускорение коленчатого вала;

M_{ep} – приведенный момент движущих сил;

$M_{\Sigma f}$ – приведенный к валу двигателя момент всех сил сопротивления.

Но такой подход, при котором не учитывается колебательное движение КТС, не дает полной картины распределения потенциальной энергии, получаемой при сгорании топлива в двигателе и превращение ее в кинетическую энергию поступательного, вращательного и колебательного движения КТС.

Уточненное уравнение тягового баланса с учетом колебательного движения КТС, который вызван неровностями поверхности или изменением момента сопротивления движению, имеет вид

$$I_{np} \frac{\partial \omega}{\partial t} = M_{ep} - M_{\Sigma f} - M_{\delta} \quad (2)$$

где M_{δ} – приведенный к валу двигателя момент демпфирования (момент сопротивления колебаниям).

Для определения влияния параметров САРЧ КТС с дизелем на величину энергетических потерь в КТС в условиях неустановившихся режимов его движения с целью упрощения расчетов целесообразно рассматривать коленчатый вал двигателя и валы трансмиссии как одномассовую систему.

Основным параметром САРЧ вращения коленчатого вала дизеля есть координата муфты регулятора z , которая определяется из уравнения его динамического равновесия, приведенного к оси муфты [4]

$$m_{np} \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + \nu \frac{\partial z}{\partial t} + E = P_{\delta} \quad (3)$$

где m_{np} – приведенная к муфте масса всех движущихся деталей регулятора;

ν – коэффициент вязкого трения;

P_{δ} – центробежная сила грузов регулятора;

E – восстанавливающая сила регуляторных пружин.

В результате уравнение восстанавливающей силы можно записать в виде:

при увеличении нагрузки внешнего возбуждающего воздействия

$$E_K = C_K (y_K + z) \quad (4)$$

где C_K – жесткость пружин корректора;

y_K – предварительный натяг корректорных пружин;

при уменьшении нагрузки внешнего возбуждающего воздействия:

$$E = C_{np} (y + z) \quad (5)$$

где C_{np} – жесткость пружины регулятора;

y – предварительный натяг пружины регулятора.

Центробежная сила грузов регулятора определяется по эмпирической зависимости от угловой скорости вала, грузов регулятора $\omega_{ин}$ и координаты муфты регулятора z , которая получается с соответствующих скоростных характеристик регулятора

$$P_e = p_{11}\omega_{ин}^2 + p_{12}\omega_{ин}z + p_1\omega_{ин} + p_2z + p_0 \quad (6)$$

где $p_{11}, p_{12}, p_1, p_2, p_0$ – постоянные коэффициенты.

При определении потерь на демпфирование обычно допускают, что в упругой системе все изменения сопротивления, вызванные колебаниями внешней нагрузки, практически пропорциональны скорости, как при вязком трении [6], то есть момент демпфирования, который действует на колебательные массы двигателя и КТС можно определить из уравнения [8]

$$M_o = \xi \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \quad (7)$$

где ξ – коэффициент демпфирования;

φ_3 – угол закручивания одномассовой системы КТС.

При работе дизеля на регуляторной характеристике изменение внешней нагрузки вызывает изменение моментов, которые скручивают ко-

ленчатый вал двигателя и валы трансмиссии, что приводит к переходу системы в новое фазовое состояние согласно колебательному или аperiодическому закону. Уравнения движения, приведенные к коленчатому валу, одномассовой системы под действием гармонического момента $M_{\Sigma f}$ имеет вид $M_{jз} + M_o + M_n = M_{\Sigma f}$ (8)

где $M_{jз}$ – приведенный к оси коленчатого вала момент сил инерции, возникающий при изменении угла закручивания;

M_n – момент упругих сил.

$$M_n = C_e \varphi_3 \quad (9)$$

где C_e – приведенная к оси коленчатого вала крутильная жесткость одномассовой системы КТС, Нм.

Момент сил инерции, возникающий при изменении угла закручивания, определяется по зависимости

$$M_{jз} = (I_{np} + I_o) \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t^2} \quad (10)$$

В результате преобразований уравнение (8) можно записать в следующем виде

$$(I_{np} + I_o) \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t^2} + \xi \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} + C_e \varphi_3 = M_{\Sigma f} \quad (11)$$

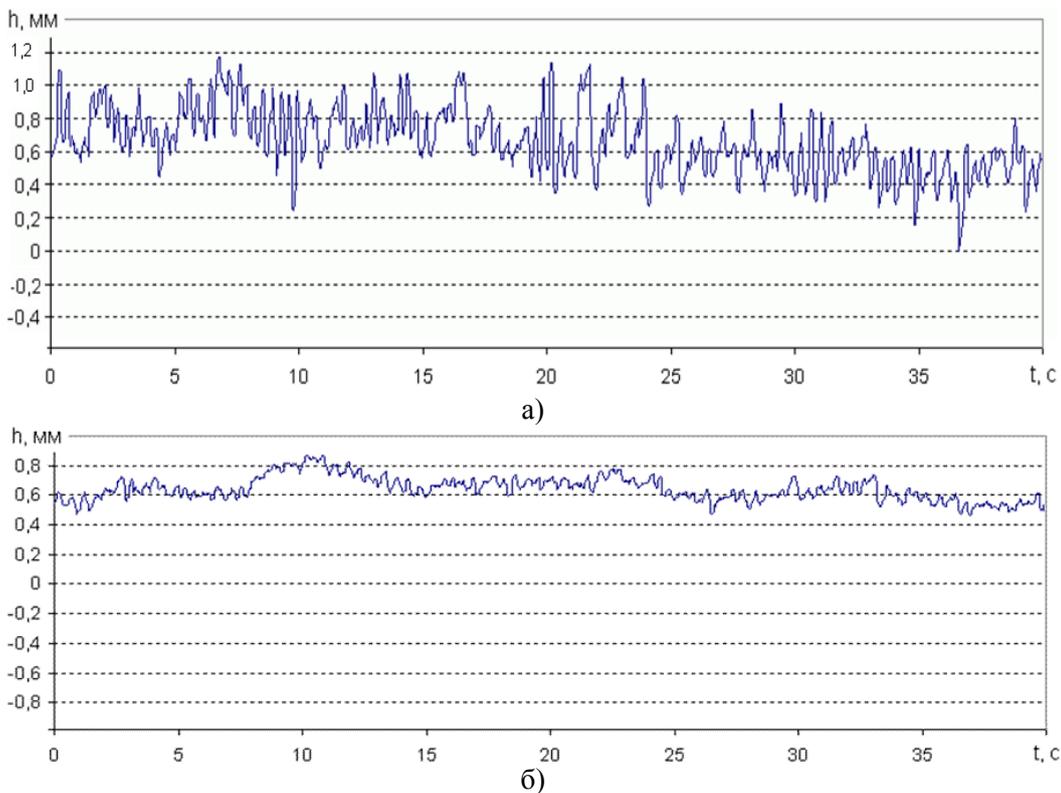


Рис. 1. Осциллограммы колебаний рейки ТНВД при движении трактора МТЗ-80 с различными регуляторами: а) всережимный, б) двухрежимный

На основе исследований проведенных на кафедре «Двигатели и теплотехника» НТУ была разработана методика определения потерь энергии при движении КТС с дизелем, вызванных колебаниями рейки ТНВД, оборудованного различными типами регуляторов (всережимным и двухрежимным). Для исключения влияния на результаты экспериментов субъективных факторов при испытаниях трактора с различными типами регуляторов были созданы одинаковые условия при движении КТС мерным участком поля.

На рис. 1 показаны примеры осциллограмм относительных колебаний рейки ТНВД при движении трактора мерным участком поля с всережимным и двухрежимным регулятором.

С учетом того что практически все технологические сельскохозяйственные работы, за исключением транспортных работ, выполняются при постоянной скорости движения, испытательные заезды состояли из движения трактора с установившейся скоростью в полевых условиях мерным участком поля, при работе трактора со всережимным и двухрежимным регуляторами.

Для исключения влияния субъективного фактора (мастерства вождения) на результаты испытаний заезды выполнялись при фиксированном положении рычага управления подачей топлива. Все замеры расхода топлива проводились с 6-кратной повторяемостью. Каждый новый заезд выполнялся по маршруту вне колеи предыдущего заезда. Из рис. 1 видно, что амплитуда колебаний рейки ТНВД со всережимным регулятором в 2,5 раза больше, чем с двухрежимным, следовательно, если принять, что крутящий момент на коленчатом валу двигателя изменяется пропорционально перемещению рейки ТНВД, то можно констатировать, что изменение крутящего момента двигателя со всережимным регулятором в 2,5 раза больше, чем с двухрежимным.

Результаты обработки осциллограмм приведены в табл. 1. Для получения надежности статистических данных при обработке осциллограмм при определении средних значений амплитуд колебаний рейки ТНВД и периода колебаний использовались данные, полученные с 20 последовательно протекающих колебаний.

Таблица 1

Среднее значение амплитуды и периода колебаний рейки ТНВД со всережимным и двухрежимным регуляторами.

Тип регулятора	Средние значения		
	Амплитуды колебаний рейки ТНВД A_n , мм	Амплитуды колебаний крутящего момента A_m , Нм	Период колебаний рейки ТНВД T , с
Всережимный	0,4	38,4	0,3613
Двухрежимный	0,08	7,68	0,4487

Результаты измерения расхода топлива двигателем трактора МТЗ-80 на мерном участке по-

ля со всережимным и двухрежимным регуляторами приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты измерений расхода топлива трактора МТЗ-80 с прицепом (масса груза 3500 кг) на мерном участке поля длиной 500 м.

Номер заезда	Время заезда t_3 , с	Расход топлива за заезд, л	Скорость движения, км/час	Расход топлива G_n , л/км	
всережимный регулятор	1	141,83	0,25	12,69	0,5
	2	153,4	0,245	11,73	0,49
	3	152,66	0,25	11,79	0,5
	4	158,04	0,247	11,38	0,494
	5	153,24	0,225	11,74	0,45
	6	149,14	0,237	12,07	0,474
		$t_{3\text{ср}} = 151,14$			$G_{n\text{срв}} = 0,484$
двухрежимный регулятор	1	146,26	0,220	12,3	0,44
	2	143,24	0,198	12,56	0,386
	3	145,23	0,216	12,39	0,432
	4	143,24	0,195	12,56	0,39
	5	148,51	0,208	12,12	0,416
	6	145,75	0,189	12,35	0,378
		$t_{3\text{ср}} = 145,37$			$G_{n\text{ср д}} = 0,408$

Из таблицы. 2 видно, что среднее арифметическое значение расхода топлива с двухрежимным регулятором меньше, чем со всережимным на 15,7%.

То, что повышенные колебания рейки ТНВД со всережимным регулятором в условиях неустановившихся режимов движения вызывают увеличение расхода топлива, факт широко известный. Об этом свидетельствуют результаты исследований, проведенных различными авторами [3,11]. В задачи данных исследований входила разработка экспериментальной методики определения коэффициента демпфирования ξ , который входит в уравнение (11) свободных колебаний системы (трансмиссии).

В данном случае момент демпфирования $M_o = \xi \frac{\partial \varphi_3}{\partial t}$ представляет собой величину момента, который учитывает все виды потерь энергии в колебательной системе.

Примем, величину потерь энергии в колебательной системе линейной и пропорциональной от величины амплитуды колебаний крутящего момента, т.е. от величины колебаний рейки ТНВД. Тогда с учетом того, что увеличение расхода топлива со всережимным регулятором составляет $15,7 \pm 4\%$, можно определить количество теплоты $Q_{п}$, содержащейся в перерасходованном топливе, кДж/км

$$Q_{п} = (G_{п\text{серв}} - G_{п\text{серд}}) h_n \rho_{п} \cdot 10^{-3} \quad (12)$$

где h_n – низшая теплота сгорания дизельного топлива;

$\rho_{п}$ – плотность дизельного топлива, кг/м³.

По физической сути $Q_{п}$ – прирост потерь теплоты при движении трактора со всережимным регулятором, который имеет большее значение на амплитуду колебаний чем двухрежимный регулятор, при котором меньшая амплитуда колебаний.

Зная время, в течение которого была потрачена это количество теплоты, можно определить

среднее значение потерянной эффективной мощности N_a , Вт

$$N_b = \frac{Q}{t} \eta_e 10^3 \quad (13)$$

где t – среднее арифметическое время движения трактора одним километром мерного участка, с/км;

η_e - эффективный КПД двигателя.

Среднее значение приведенного угла закручивания коленчатого вала от средней амплитуды колебаний крутящего момента

$$\Delta \varphi_{\text{сер}} = \frac{A_M}{C} \quad (14)$$

где C – сведенная к оси коленчатого вала крутильная жесткость всех элементов трансмиссии, Н·м/рад.

Используя известную зависимость, по среднему значению потерянной мощности определим среднее значение потерянного момента, Н·м

$$M_b = \frac{N_b 9550}{n_{\text{сер}} \cdot 10^3} \quad (15)$$

где $n_{\text{сер}}$ – среднее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя при движении мерной участком поля, мин-1.

Прирост коэффициента демпфирования определяем по зависимости

$$\Delta \xi = \frac{M_b}{\frac{d\varphi}{dt}} \quad (16)$$

заменив производную $\frac{d\varphi}{dt}$ на прирост конечных

величин $\frac{1}{4}$ периода колебаний $4 \frac{\Delta \varphi_{\text{сер}}}{T}$, получим

$$\Delta \xi = M_b \frac{T}{4 \Delta \varphi_{\text{сер}}} \quad (17)$$

Результаты расчетов коэффициента демпфирования приведены в табл. 3

Таблица 3

Результаты расчета коэффициента демпфирования ξ

Жесткость элементов трансмиссии	Экономия топлива на 1 км	Потери теплоты, кДж/км	Потерянная мощность, Вт	Сводный угол закручивания, рад	Среднее значение амплитуды колебаний, Нм	Среднее значение периода колебаний, с	Потерянный момент, Нм	Прирост коэффициента демпфирования
745	0,63	2680,9	5326	0,024	38,4	0,36	34,37	48,06

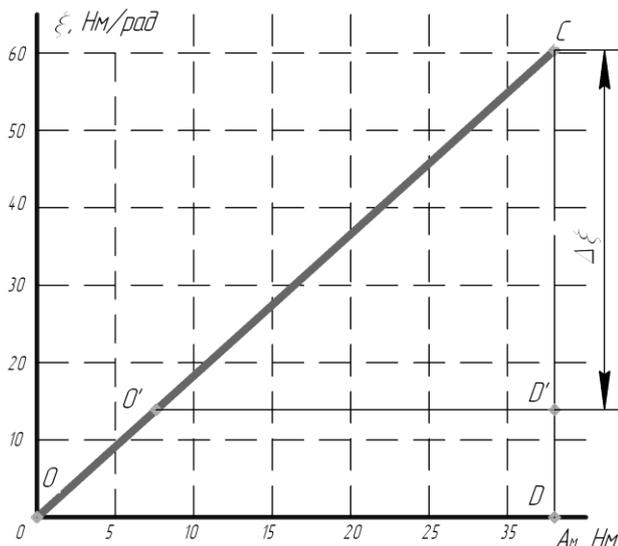


Рис. 2. Изменение коэффициента демпфирования от амплитуды колебания крутящего момента

В соответствии с принятым условием, что коэффициент демпфирования линейно зависит от амплитуды колебаний крутящего момента двигателя которая вызвана колебаниями рейки ТНВД, коэффициент демпфирования проще все-

го определить, используя графическую зависимость изменения $\Delta\xi$ от амплитуды колебаний крутящего момента, показанную на рис. 2, приняв, что потери энергии равны нулю при отсутствии колебаний крутящего момента.

Таким образом, результаты проведенных полевых испытаний трактора МТЗ-80 показали, что при движении трактора мерным участком поля с постоянной скоростью и фиксированном положении рычага управления подачей топлива с двухрежимным регулятором расход топлива на $15,7 \pm 4\%$ меньше, чем с всережимным регулятором. При этом амплитуда колебаний рейки ТНВД, т.е. крутящего момента двигателя уменьшается в 2,5 раза.

Итак, в результате полевых испытаний КТС по предложенной методике определен коэффициент демпфирования, учитывающий потери энергии двигателя при движении ТС в условиях неустановившихся нагрузок с различными типами регуляторов.

Литература

1. Архангельский В.М. Исследование работы двигателя ЗИЛ-130 на режимах разгона / В.М. Архангельский, И.Ф. Голушко // Автомобильная промышленность. – 1965. – №4. – С. 5–8.
2. Работа автомобильного двигателя на неустановившемся режиме / [Акатов Е.И., Белов П.М., Дьяченко И.Х., Мусатов В.С.]. – М.: Машгиз, 1960. – 248с.
3. Болтинский В.Н. Мощность тракторного двигателя при работе с неустановившейся нагрузкой и ее определение / В.Н. Болтинский // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1959. – №2. – С. 3–8.
4. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивнин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
6. Тимошенко С.П. Теория колебаний в инженерном деле. – М.: Государственное научно-техническое издательство, 1932. – 344 с.
7. Вихерт М.М., Мазинг М.В. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: конструкция и параметры. – М.: Машиностроение, 1978. – 176 с.
8. Вихерт М.М. и др.. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Машиностроение. – 1964.
9. Говорун А.Г., Копач А.О., Сельский М.П., Куций П.В. Результаты полевых испытаний трактора МТЗ-80 з різними способами регулювання дизеля. Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – Горлівка. 2010. Випуск 1. – с. 110-115.
10. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний.
11. Великанов Д., Бернацкий В. Изучение эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. – Автомобильный транспорт, 1960, №4, с.40-44.

Govorun A.G., Selskiy M.P., Kutsyi P.V.

Determination of RTV energy losses under transient movement modes

Abstract: This article deals with the analysis and studying of the two main hypotheses of energy loss by a wheeled vehicle under conditions of transient driving modes. According to one of them, the main reason for the loss of energy by a wheeled vehicle on the move is under conditions of transient modes is considered the decrease of an indicator of efficiency of the engine that is caused by changes in its thermal state (thermal inertia). According to another hypothesis, it is believed that the energy loss and increased fuel consumption by RTV engines is caused by changes in friction in the links of the transmission mechanisms as well as energy losses in them aimed at damping (resistance) of the torsional vibrations. Evaluating the traction-speed characteristics of the vehicle, it is accepted that the center of gravity of an RTV makes a plane motion, copying the longitudinal profile of the surface on which the RTV is moving, without fluctuations, that are caused by its irregularities. Is made precise the mathematical model of the motion of the RTV with the above mentioned equation of the traction balance, which takes into account the vibrational motion of the RTV that

Science and Education a New Dimension: Natural and Technical Science. Vol. 8, 2013

is caused by surface irregularities or changes in the moment of resistance movement. To obtain a complete picture of the distribution of potential energy that is caused by the combustion of fuel in the engine and converting it into kinetic energy (translational, rotational and vibrational) motion of the RTV must should be taken into account the motor damping moment (the moment of resistance fluctuations). Herein are presented the field tests of MTZ-80 with trailer PTS-4 with a load $Q = 3,5$ t. On the basis of these tests, according to the method of calculation of damping rate ξ . As a result of field research of the MTZ-80 tractor, it was determined that when the tractor moves over the measured section of the field with the constant speed and the fixed position of the throttle lever (to eliminate the subjective factor of influence of the results of the experiment), with a dual-mode governor, fuel loss of $15.7 \pm 4\%$ is less than with an all-mode governor. The amplitude of the oscillations of FPHP rack, namely the torque of the engine is reduced by 2.5 times. It was also determined an increase of the damping factor, in accordance with the proposed method, which takes into account the energy loss in the engine when an RTV is moving under conditions of transient loads with different types of governors.

Keywords: diesel, system of automated regulation of diesel engine crankshaft rotation, fuel pump of high pressure, the amplitude of the fuel pump rail oscillations, damping factor.