

УДК 621.226.5

Я.И.Остроитов, асс.; В.А.Сима-
нович, д.т.н.; В.А.Демидов, асс.;
В.И.Трушко, инж.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА
НА БАЗЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА I,4-2,0

The present article deals with a tractor train mathematic model. The model involved permits to analyse the interrelation between vibrations in the transmission, framework, cabin and seat. The engine work may also be corrected.

В настоящее время во многих отраслях народного хозяйства в составе различных агрегатных машин, машинно-тракторных агрегатов и тракторных поездов широко применяются колесные тракторы класса I,4-2,0. При этом следует отметить, что в годовой занятости тракторы этого класса около 30% используются на транспортных и близких к ним по характеру работах в составе тракторных поездов [1].

Такие поезда являются сложной взаимосвязанной динамической системой, характеризующейся особенностями условий эксплуатации и конструкции, функционирование которой происходит во взаимодействии с внешней средой. В настоящее время при изучении динамических процессов в таких системах широко применяются ЭВМ, что в сочетании с имитационным моделированием, приобретающим все большую самостоятельность, открывает широкие возможности в автоматизации расчетных работ. Имитационное моделирование требует разработки соответствующей математической модели, под которой понимается совокупность расчетной схемы и дифференциальных уравнений, ее описывающих.

Учитывая сложившуюся практику проектирования, исследования колесных тягово-транспортных машин по узлам и агрегатам (модулям) при построении математических моделей весьма перспективно использование принципа модульности. Такой подход реализован при разработке математической модели тракторного поезда в составе трактора с колесной формулой 4x4 и двухосного прицепа, расчетная схема динамики которого разработана на основе анализа его конструкции и кинематики движения звеньев, узлов и агрегатов (рис.) и построена методом замены распределенных масс сосредоточенными, соединенными безинерционными упруго-демпфирующими связями.

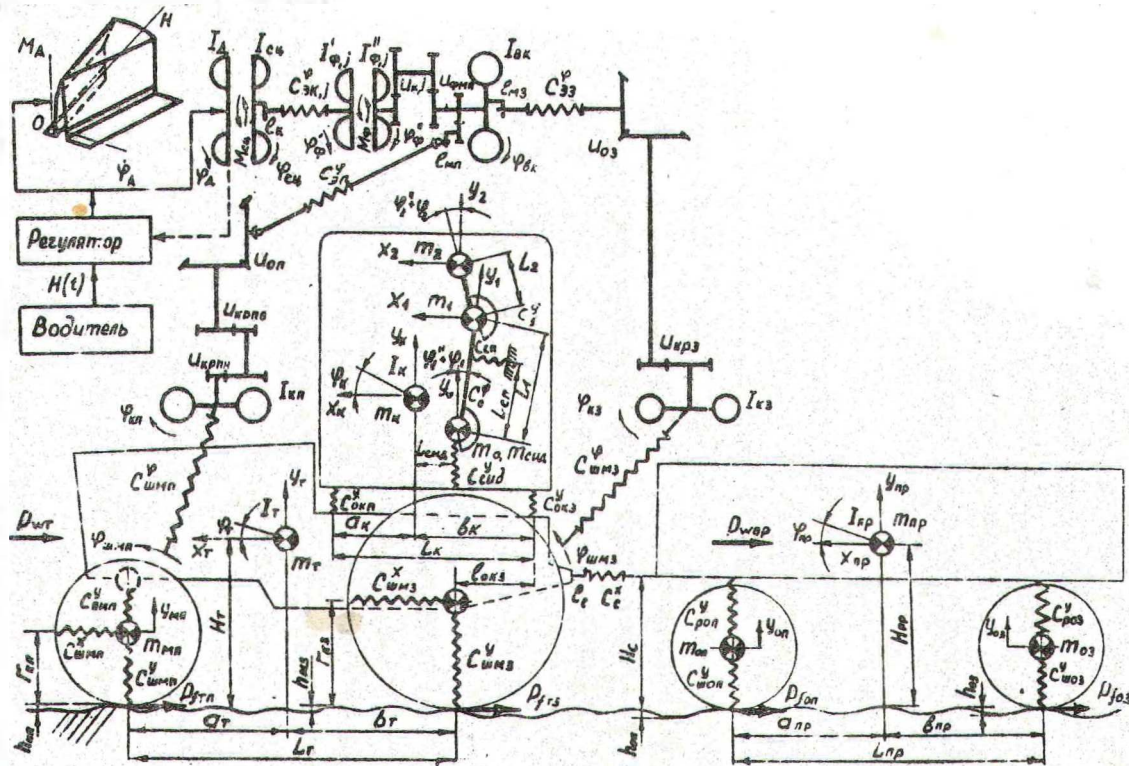


Рис. 2.1

Рис. 2. Расчетная схема электрической цепи тракторного поезда

Движение такого поезда по неровной дороге в режиме трогания с места при включенной передаче и дальнейшем разгоне с переключением передач описывается системой из 17-ти дифференциальных уравнений второго порядка и трех уравнений первого порядка, описывающих расход топлива и работы буксования сцепления и синхронизатора (фрикциона). При этом следует отметить, что при колебаниях водителя траектория отдельных частей тела и головы имеет сложный взаимосвязанный характер, однако в теории подпрессоривания тягово-транспортных машин исследования строятся на основе математических моделей, описывающих эти колебания в вертикальном направлении, хотя такие части трактора, как остова и кабина, совершают как вертикальные, так и продольно-угловые колебания. Вместе с тем известно, что наиболее вредное воздействие на организм человека оказывают низкочастотные колебания, а допустимые при этом значения горизонтальных виброскоростей и виброускорений в 2-3 раза ниже вертикальных. Учитывая эти обстоятельства, а также отсутствие в настоящее время достаточного теоретического обоснования взаимосвязанности колебаний отдельных частей тела водителя, при определении уровней его вибронегативности можно представить его колебания механической моделью в виде системы обратных математических маятников с упругими шарнирами.

Такая математическая модель тракторного поезда является дальнейшим более углубленным развитием модели и содержит следующие параметры: моменты инерции вращающихся масс двигателя и ведущей части сцепления I_d , ведомых частей сцепления $I_{сд}$, ведущих $I_{ф}$ и ведомых $I_{ф}$ частей коробки передач (КП) на J -той передаче, приведенной к ее первичному валу, вторичному валу $I_{вк}$ со связанными с ним деталями до половины полуосей переднего и заднего мостов вилочительно, всех колес с шинами переднего $I_{кп}$ и заднего $I_{кз}$ ведущих мостов со связанными с ними деталями примыкающих участков трансмиссии до половины левых и правых полуосей вилочительно, подпрессоренных масс остова трактора I_t , прицепа I_p и кабины I_k при продольно-угловых колебаниях; массы остова трактора M_t ; колес переднего ведущего моста $M_{пл}$; кабины M_k ; сиденья $M_{сид}$; нижней части туловища водителя M_0 , приведенной к ее центру тяжести (ЦТ),

совпадающему с тазобедренным сочленением; верхней его части M_1 , приведенной к ее ЦТ, совпадающему с плечевым суставом; головы M_2 , приведенной к ее ЦТ, и прицепа в составе платформы $M_{пр}$, передней $M_{оп}$ и задней $M_{оз}$ его осей; крутильные жесткости: эквивалентные - валов КП и сцепления $C_{эк}$ на J -той передаче, приведенной к первичному валу, и соответствующих валов привода переднего $C_{эп}$ и заднего $C_{зп}$ мостов, приведенных к вторичному валу КП; суммарные резинкордных оболочек шин $C_{шмп}$ и $C_{шмз}$ соответствующих мостов (м) трактора, приведенные к крутильной; суммарные жесткости мышц ног, тазобедренной части и спины C_0^y , а также шейно-плечевых мышц водителя C_1^y ; горизонтальные суммарные радиальные жесткости резинокордных оболочек шин $C_{шмп}$ и $C_{шмз}$ соответствующих мостов, продольной связи трактора с прицепом C_c^x , а также спинки сиденья $C_{сп}^x$; вертикальные суммарные радиальные жесткости резинокордных оболочек шин $C_{шмп}^y$, $C_{шмз}^y$, $C_{шоп}^y$ соответствующих мостов (м) трактора и осей (о) прицепа, пружин подвески колес переднего моста $C_{пм}^y$, рессор $C_{роп}$ и $C_{роз}$ соответствующих осей прицепа; виброизоляторов соответствующих опор кабины $C_{окп}$ и $C_{окз}$ и системы подвески сиденья $C_{сид}$; коэффициенты демпфирования K ; соответствующие всем перечисленным выше жесткостям (на схеме не обозначены); динамические отклонения соответствующих масс системы - крутильные φ , горизонтальные X и вертикальные Y , а также текущие значения высот неровностей P_n под колесами P -ой оси проезда; передаточные числа трансмиссии-КП на J -той передаче U_k , соответствующих передач переднего $U_{фпп}$, $U_{ап}$, $U_{крлв}$, $U_{крпн}$ и заднего $U_{оз}$, $U_{кз}$ мостов трактора, радиусы качения их колес r_k , а также суммарные зазоры в соединениях деталей КП E_k , приведенные к первичному валу, редукторов переднего $E_{мв}$ и заднего $E_{мз}$ ведущих мостов, приведенные к ее вторичному валу, и в сцепке E_c ; базы трактора L_T и прицепа $L_{пр}$; расстояния между: опорами кабины L_k , ЦТ кабины и сиденьем $L_{сид}$, точкой опоры туловища водителя о спинку сиденья и ЦТ нижней его части $L_{сп}$; координаты центров тяжести $H_T(пр)$, $A_T(пр)$ и $B_T(пр)$ подрессоренных масс трактора (т) и прицепа (пр); горизонтальные координаты центра тяжести кабины A_k и B_k относительно ее опор; высоту продольной связи (сцепки) H_c трактора с прицепом;

смещение задней опоры кабины $\rho_{окз}$ относительно вертикальной оси заднего моста, а также плечи, эквивалентные длине туловища L_1 и расстоянию от ЦТ верхней его части до ЦТ головы L_2 .

Кроме того, модель включает мощность N_d и крутящий момент двигателя M_d в функции от частоты вращения его вала ω_d и перемещения педали подачи топлива H в зависимости от времени t , удельный расход топлива g_e , моменты трения сцепления $M_{сц}$, фрикциона (синхронизатора) КП M_f и сопротивления вращению деталей соответствующего участка трансмиссии M^c , а также силы сопротивления воздуха P_w соответствующих звеньев поезда и качению колес P_f соответствующих мостов трактора и осей прицепа.

Дифференциальные уравнения этой модели являются многоструктурными, т.е. зависят от характера протекания процессов в системе: буксование сцепления, трогание, разгон с переключением передач и движение с постоянной скоростью.

Учитывая различие в действиях водителя при переключении передач в КП с переключением под нагрузкой (фрикционными гидрорегулируемыми муфтами) и с разрывом потока мощности (синхронизаторами инерционного типа), модель позволяет при этом формировать соответствующие структуры уравнений для каждой модификации ее узла передач.

Представленная выше математическая модель описывает тракторный поезд как сложную взаимосвязанную нелинейную динамическую систему и учитывает работу дизельного двигателя, взаимосвязанность колебаний в трансмиссии, остова, кабины, сиденья и водителя трактора, а также звеньев поезда, взаимодействие ведущих колес с неровностями опорной поверхности движения и потери мощности на диссипацию энергии. Применение ее весьма эффективно на стадии проектирования, когда необходимо оценить основные рабочие качества создаваемой машины, а также осуществлять варьирование вариантов конструктивного исполнения узлов и механизмов транспортного средства с целью определения рациональных, компоновочных и весовых параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ксенович И.П. Об оптимальной массе трактора // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1988. - № 12. - С. 5-8