

В.М. Беляев, Г.А. Молош, А.Л. Хилько, В.В. Жук

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ПЕРЕДНИХ КОЛЕС ТРАКТОРА МТЗ-80 С ПОМОЩЬЮ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН (АВМ)

Движение колесного трактора в реальных условиях эксплуатации сопровождается интенсивными колебаниями поддрессоренных масс, которые оказывают неблагоприятное воздействие на водителя, ухудшают условия работы машинно-тракторного агрегата.

Снижение интенсивности колебаний зависит от правильного выбора параметров подвески колес вновь проектируемых моделей тракторов. Один из основных параметров подвески колес – жесткость упругих элементов, которая определялась с помощью АВМ.

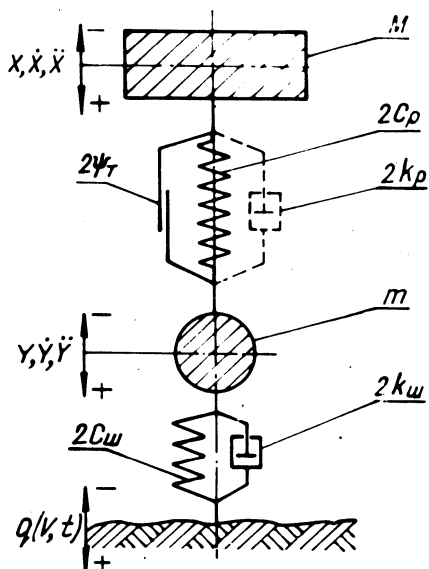
Применение АВМ для определения оптимальных параметров подвесок позволяет решить поставленную задачу в более полном объеме и с достаточно высокой степенью точности по сравнению с определением с помощью других способов [1]. При этом моделирование колебаний на АВМ обладает такими положительными преимуществами, как наглядность получаемых результатов, относительная простота составления схем набора задач и возможность моделирования сугубо нелинейных систем без их линеаризации.

Моделирование на АВМ требует составления динамической модели, эквивалентной реальной колебательной системе трактора. На основании динамической модели составляется математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений.

Известно, что при коэффициенте распределения поддрессоренных масс ϵ , равном 0,8 – 1,2, колебания переднего моста трактора можно рассматривать независимо от колебаний заднего моста [1].

Трактор МТЗ-80 имеет $\epsilon = 0,975$ [2], поэтому в настоящей работе динамическая модель составлена только для переднего моста (рис. 1). В этой системе поддрессоренная масса M связана с неподдрессоренной массой m упругим элементом с жесткостью $2C$, силами сухого трения в направляющем устройстве 2ψ и ρ там, где имеются амортизаторы, амортизаторами с коэффициентом сопротивления $2k$. Кроме этих величин, в динамическую систему введены следующие обозначения: $2C_{\text{ш}}$ – жесткость шин; $2k_{\text{ш}}$ – коэффициент сопротивления шин;

Рис. 1. Динамическая модель поддрессоривания переднего моста трактора.



x, \dot{x}, \ddot{x} и y, \dot{y}, \ddot{y} - вертикальные перемещения, скорость и ускорения поддрессоренных и неподдрессоренных масс соответственно; q - высота неровностей дорожного микропрофиля.

Система дифференциальных уравнений, описывающих колебания переднего моста трактора, будет иметь вид:

$$M\ddot{x} + (F_{11} + F_{12} + F_{13}) = 0; \quad (1)$$

$$m\ddot{y} - (F_{11} + F_{12} + F_{13}) + F_{14} + F_{15} = 0,$$

где $F_{11} = 2C_p(x - y)$ - характеристика упругого элемента; $F_{12} = 2k_{п}(\dot{x} - \dot{y})$ - характеристика амортизатора подвески; $F_{13} = 2\psi_{т} \text{sign}(\dot{x} - \dot{y})$ - характеристика силы сухого трения в подвеске; $F_{14} = 2C_{ш}(y - q)$ - характеристика упругости шины; $F_{15} = 2k_{ш}[(\dot{y} - \dot{q})(y - q)]$ - характеристика демпфирования передней шины с учетом отрыва колес от дороги.

Данная система дифференциальных уравнений является сугубо нелинейной, поскольку в нее входят нелинейные силы сухого трения, нелинейные характеристики амортизаторов, учитывается отрыв колес от дороги. При решении ее на АВМ использовались исходные данные, приведенные в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные колебательной системы

Параметры	Обозначение	Размерность	МТЗ-81 без машин
Масса трактора	M_0	кг	3466
Масса, приходящаяся на передние колеса	M	кг	1115
Передняя неподрессоренная масса	m	кг	150
Жесткость передней подвески	$2C_p$	кН/м	150-720
Жесткость передних шин	$2C_{ш}$	кН/м	420
Коэффициент сопротивления передних шин	$2k_{ш}$	кН·с/м	4,32
Трение в передней подвеске	$2\psi_T$	Н	1000-200

Правильно подобрать оптимальные параметры подвески можно лишь только при воздействии случайного возмущения на подвеску. Поэтому в качестве дорожного возмущения было выбрано изменение ординат микропрофиля стерни озимой пшеницы поперек направления предыдущей пахоты.

Корреляционная функция, описывающая данный микропрофиль, имеет следующий вид:

$$R_q(\tau) = 12,25e^{-0,53|\tau|} \cos 0,33|\tau| \quad (2)$$

Для данной корреляционной функции был рассчитан формирующий фильтр, на выходе которого формировалось возмущение, имеющее эту же корреляционную зависимость.

Входным сигналом в формирующий фильтр являлся случайный телеграфный сигнал с характером "белого шума", т.е. имеющего постоянную спектральную плотность.

Поскольку в систему дифференциальных уравнений, описывающих колебания переднего моста трактора, входит первая производная от дорожного возмущения \dot{q} , то для решения данной системы уравнений на АВМ применялся метод канонической формы, который позволяет избежать дифференцирования дорожного возмущения.

Система дифференциальных уравнений (1) принимает следующий вид:

$$M_p \ddot{x} + 2C_p(x-y) + 2k_p p(x-y) + 2\psi_T \operatorname{sign} p(x-y) = 0;$$

$$m\ddot{y} - \frac{1}{p_2} \left[2C_p(x-y) + 2k_p p(x-y) + 2\psi_T \operatorname{sign} p(x-y) \right] + 2C_{ш} \frac{1}{p} (y-q) + 2k_{ш} \left[\frac{1}{p} (y-q)(y-q) \right] = 0.$$

Блок-схема моделирования системы уравнений (3) приведена на рис. 2. В данной блок-схеме с помощью усилителей 1, 5, 6, 12, 15 моделируются вертикальные колебания передней подпрессоренной массы, с помощью усилителей 2, 3, 4, 7, 8, 9 моделируются вертикальные колебания неподпрессоренной массы с учетом отрыва колес от дороги. С помощью блока Р1 производится сравнение текущей величины относительной деформации шины с величиной деформации при статической нагрузке (-28,2 В). При текущем значении относительной деформации, меньшем, чем ее статическое значение, контакты реле Р1 производят переключение в блок-схеме, подавая на вход усилителей величину статической деформации шины (+28,2 В), т.е. в этот момент происходит отрыв колеса от дороги. Нелинейный блок БН-1 служит для набора нелинейной характеристики жесткости подвески. Характеристика сухого трения получается на выходе усилителя 14. Характеристика гидравлических амортизаторов моделируется на выходе усилителя 13.

Выбор оптимальных параметров подвески осуществлялся с помощью АВМ МН-7М.

Оценочным параметром качества подвески являлась среднеквадратичная величина вертикальных ускорений передних подпрессоренных масс. Жесткость упругого элемента подбиралась моделированием движения трактора по стерне озимой пшеницы поперек направления предыдущей пахоты ($\zeta = 3,5$ см) со скоростью $v = 5,6$ м/с. При этом из соображений конструктивных особенностей трактора МТЗ-80 полный прогиб подвески передних колес не превышал 70 мм.

На рис. 3 приведена графическая зависимость среднеквадратичных величин ускорений передних подпрессоренных масс от жесткости упругого элемента.

Анализ полученной зависимости показывает, что наиболее приемлемым значением жесткости упругих элементов подвески, при условии обеспечения минимальных ускорений передних подпрессоренных масс, является жесткость, равная $2C_p = 190 - 240$ кН/м.

Для качественной оценки подвесок переднего моста тракто-

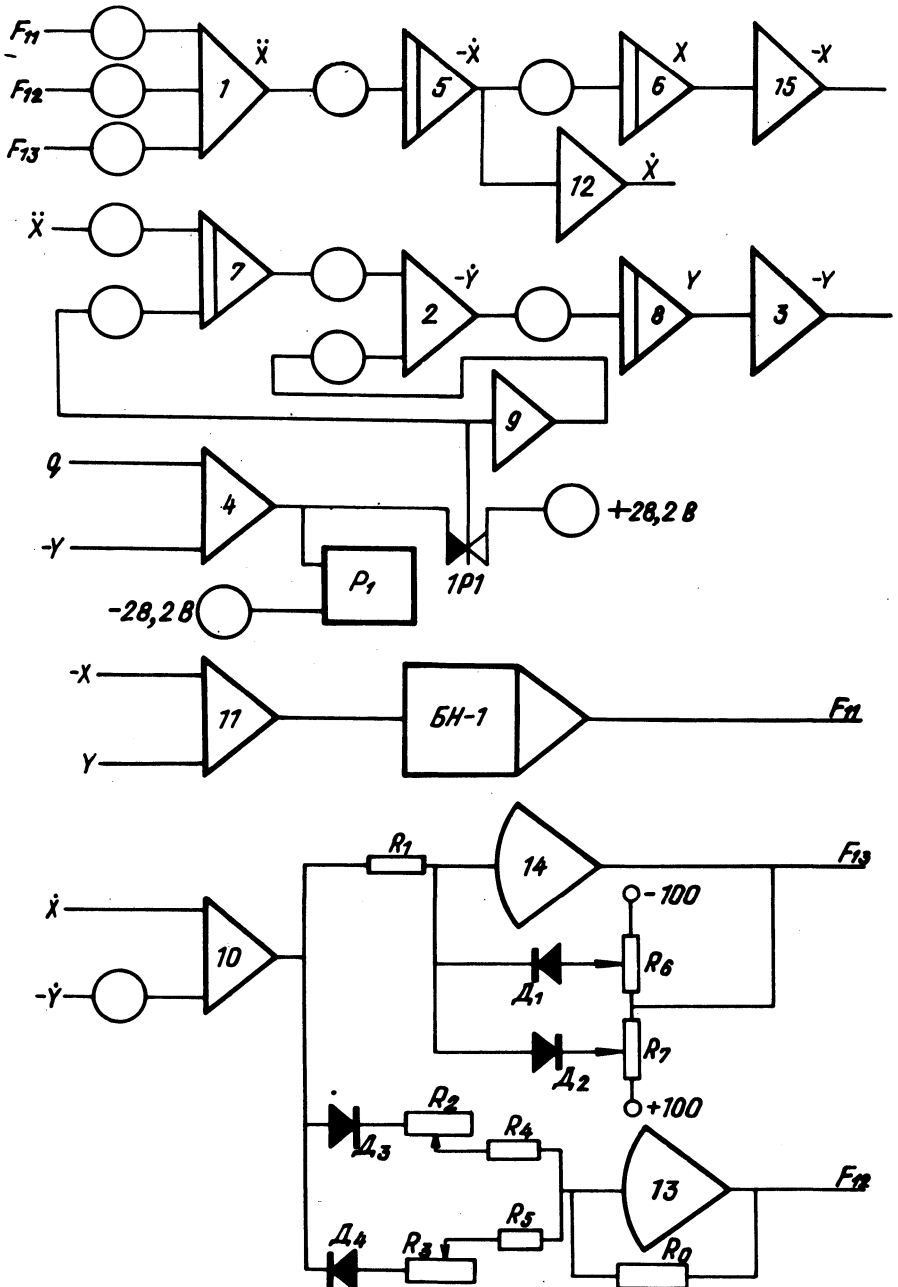
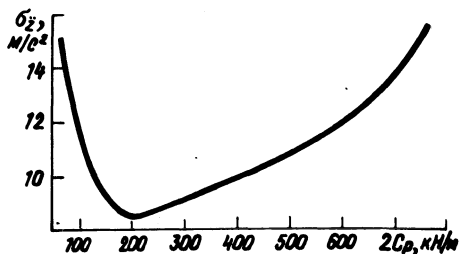


Рис. 2. Блок-схема моделирования системы поддрессоривания переднего моста.

Рис. 3. Зависимость величины среднеквадратичных вертикальных ускорений поддрессоренных масс переднего моста от жесткости передней подвески.



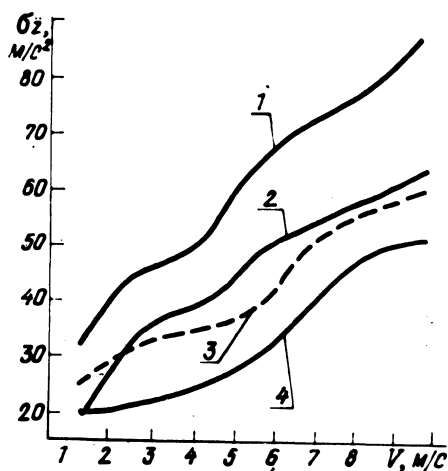
ра МТЗ-80 исследовалась плавность хода с различными значениями жесткостей упругого элемента и с двумя вариантами его характеристик: линейной и нелинейной. Нелинейность характеристики упругого элемента создавалась при включении на ходе сжатия полого резинового буфера, который работал параллельно основной пружине.

На рис. 4 приведены результаты исследований в виде графических зависимостей среднеквадратичных величин ускорений поддрессоренных масс переднего моста от скорости движения.

Сравнительный анализ результатов показал, что существующая подвеска переднего моста трактора МТЗ-80 значительно уступает в снижении величины вертикальных ускорений передних поддрессоренных масс (кривая 1) по сравнению с другими вариантами. Это объясняется большой жесткостью упругих элементов ($2C_p = 720$ кН/м) и малым динамическим ходом ($f = 27$ мм).

Рис. 4. Зависимость величины среднеквадратичных вертикальных ускорений поддрессоренных масс переднего моста от скорости движения по стерне ($\sigma = 3,5$ см):

1 — подвеска серийная $2C_p = 720$ кН/м; подвески экспериментальные; 2 — пружина $2C_p = 300$ кН/м и полый резиновый буфер; 3 — пружина $2C_p = 160$ кН/м и полый резиновый буфер; 4 — пружина $2C_p = 150$ кН/м и полый резиновый буфер.



Результаты исследований экспериментальной подвески (кривая 4), содержащей основную пружину ($2C_p = 160 \text{ кН/м}$) и полый резиновый буфер, говорят о том, что данная подвеска снижает величину вертикальных ускорений в диапазоне скоростей движения от 2,5 до 10 м/с в 1,8 – 2 раза.

Подвеска с упругими элементами, жесткость основной пружины которых значительно отличалась от установленного оптимального значения ($2C_p = 150 \text{ кН/м}$ и $2C_p = 300 \text{ кН/м}$), показала худшие результаты (кривые 2, 3) по снижению вертикальных ускорений в сравнении с подвеской, у которой жесткость основной пружины равна $2C_p = 160 \text{ кН/м}$.

Итак, на основании исследований по определению оптимальных параметров подвески передних колес трактора МТЗ-80 можно сделать следующие выводы: наилучшие результаты по снижению вертикальных ускорений подрессоренной массы переднего моста дает подвеска с нелинейной характеристикой упругих элементов, при этом оптимальная жесткость упругих элементов находится в пределах $2C_p = 190 - 240 \text{ кН/м}$, а коэффициент динамичности k_D при полном прогибе подвески, равном 70 мм, должен находиться в пределах 2,5 – 3.

Л и т е р а т у р а

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972. 2. Исследование влияния параметров подвески переднего моста колесного трактора кл. 1,4 тс на плавность хода и разработка рекомендаций по улучшению плавности хода. Деп. № Б418717. Минск, 1975.

А.М. Расолько, П.А. Стецко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА БЛОКИРОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ТРАКТОРА

Применение блокировки дифференциала (БД) заднего моста – один из способов повышения тяговых качеств колесных тракторов. На эффективность ее использования существенно влияет привод, от быстродействия которого зависит характер перераспределения крутящих моментов на ведущих колесах трактора.

Для того чтобы моменты были положительными, необходимо [1]:

$$\tau_{\text{бл}} = \frac{\sum t_{\text{бл}}}{t_{\text{м}}} \leq 0,2, \quad (1)$$