

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ

---

ХАРЬКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Хазвен Алваз

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЬНО-УПРУГОЙ СВЯЗИ  
ПЕРЕДНЕГО МОСТА С РАМОЙ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА  
И ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ  
КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛАССА 3

05.05.03 - Автомобили и тракторы

Автореферат диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук

Харьков - 1993

Робота виконана на кафедрі тракторостроєння  
Харьківського політехнічного інститута

Научний керівитель - кандидат технічних наук,  
доцент Артменко А.Д.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук,  
професор Александров Е.Е.  
кандидат технічних наук,  
Мироненко В.И.

Ведуче підприємство - ГСКБ ХТЗ

Захита состоится "27" Мая 1993 г. в 14 часов

На заседании специализированного Совета К 068.12.01 при Харь-  
ковском автомобильно-дорожном институте по адресу:  
310078, Харьков, Петровского, 25.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Харьковского  
автомобильно-дорожного института.

Отзывы на автореферат просим направлять в двух экземплярах  
с подписью, заверенной печатью, по вышеуказанному адресу.

Автореферат разослан "4" Мая 1993 г.

Ученый секретарь специали-  
зированной Совета, канди-  
дат технических наук, доцент

И.В.Долещкина

ЛНБ ім. В. Стефаника  
АН України

ЛНБ України ім. В. Стефаника



00814176 (R)

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Для повышения производительности труда в сельском хозяйстве создаются новые скоростные энергонасыщенные тракторы. С ростом рабочих и транспортных скоростей перед тракторостроителями возникают новые сложные задачи: улучшение условий труда тракториста, повышение срока службы ходовых систем и гидроагрегатов. При пахоте наблюдаются интенсивные продольные колебания машинно-тракторного агрегата, которые возникают в результате неровностей микропрофиля фона и колебания тягового сопротивления.

Поскольку динамика мобильных машин связана с их плавностью хода, эти колебания приводят к возрастанию динамических нагрузок деталей ходовой системы и трансмиссии трактора.

Исследованиями, выполненными на Московском автозаводе им. И.А.Лихачева и в Московском автомобильно-дорожном институте показано, что одним из значительных резервов повышения комфортабельности автомобилей является введение в систему полвески продольной упругой связи.

Продольная упругая связь переднего моста видоизменяет характер как горизонтального, так и вертикального возмущения и поэтому следует ожидать улучшения как показателей плавности хода трактора, так и уменьшения динамической нагруженности трансмиссии. Поскольку работа трактора отличается от работы автомобиля не только из-за разных условий эксплуатации, но и конструктивных особенностей, поэтому, исследование влияния введения продольной упругой связи переднего моста на показатели плавности хода и динамическую нагруженность трансмиссии трактора, а также выбор ее рациональных параметров является весьма актуальной задачей.

Цель работы. Целью настоящей работы является изучение влияния введения продольной упругой связи переднего моста на плавность хода и динамическую нагруженность трансмиссии трактора, а также выбор ее рациональных параметров.

Объект исследования. Энергонасыщенный колесный трактор общего назначения Т-150К класса 3 в агрегате с плугом ПН-5-35.

Методика исследования. Включала комплексный подход к определению влияния введения продольной упругой связи моста на плавность хода и динамическую нагруженность трансмиссии трактора, а также выбор ее рациональных параметров при помощи математического анализа и экспериментальных исследований с использованием комплекса измерительно-регистрирующей аппаратуры.

Научная новизна. 1. Для машинно-тракторного агрегата составлена математическая модель с учетом упругой продольной связи переднего моста с рамой, колебаний сиды тяги на кресте, обусловленных случайным характером возмущений микропрофиля.

2. Получены аналитические зависимости описывающие кинематику переднего моста при наличии продольной упругой связи моста с рамой и положение мгновенного центра вращения плуга при движении по неровностям.

3. Исследовано влияние продольной упругой связи моста на плавность хода и динамическую нагруженность трансмиссии колесного трактора класса 3.

Практическая ценность. В результате теоретических и экспериментальных исследований определена характеристика продольной упругой связи моста с рамой и разработана конструкция горизонтальной подвески, разработана математическая модель МГА с учетом

продольной упругой связи переднего моста, колебаний силы тяги на крюке при случайном характере возмущений микропрофиля, позволяющая исследовать влияние различных параметров МГА на плавность хода и динамическую нагруженность трансмиссии колесного трактора класса 3 при синусоидальных и случайных возмущениях.

Реализация работы. Результаты исследований переданы Харьковскому тракторному заводу и используются для конструкции колесного трактора класса 3, а также используются в лабораторных работах кафедры тракторостроения ХПИ по курсу "Теория колебаний и поддресоривание тракторов".

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях ХПИ /1990 г./ и /1991 г./, на научно-технической конференции "Актуальные проблемы развития транспортного машиностроения", посвященной 20-летию кафедры "Колесные и гусеничные машины" /ХПИ, Харьков, 1992 г./. Диссертация в целом обсуждена и одобрена на заседании кафедры "Тракторостроения" ХПИ 5.03.1993 г. и заседании кафедры "Автомобили" ХАДИ 8.04.1993 г.

Публикации. По теме диссертации отправлены в печать и приняты к опубликованию 6 работ, из них одна в Сирии.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы из 96 наименований, 5 приложений. Диссертация содержит 155 страниц машинописного текста, 71 рисунок, 9 таблиц.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе проведен обзор и дан анализ литературных источников по проблеме улучшения плавности хода трактора.

снижения динамической нагруженности трансмиссии, возникновения и путей снижения циркуляции мощности в контуре земля-колёса-трансмиссия.

Вопросы теоретических и экспериментальных исследований плавности хода тракторов посвящены работы Е.Д.Львова, Д.А.Попова, И.И.Трелененкова, И.Б.Барского, О.П.Шокина, А.А.Крейслера, В.Я.Аниловича, Ю.Л.Волошина, Л.Н.Кутина, В.В.Гуськова, Б.И.Калыченко, В.Н.Карабана, Н.М.Антишева и других авторов. Этими авторами задача плавности хода трактора решалась самостоятельно, без связи с другими динамическими процессами, в частности с низкочастотными колебаниями в силовой передаче трактора.

Некоторые вопросы взаимосвязи вертикальных колебаний остова трактора с колебаниями в трансмиссии и системе регулирования двигателя рассмотрены в работах А.А.Грунауэра, В.П.Аврамова, Э.И.Брякотина, В.А.Строкова, А.А.Карсакова, Г.М.Кутькова, Т.И.Макаровой, М.Н.Коденко, Е.Е.Александрова, А.Н.Кожуханцева и других.

Из обзора литературных источников видно, что при расчете динамической нагруженности ходовых систем большинство авторов ограничиваются рассмотрением вертикальных и продольно-угловых колебаний машины. Влияние продольных колебаний на динамические процессы в трансмиссии изучены недостаточно. В частности, не рассматривался вопрос о влиянии на нагруженность трансмиссии жесткости упругой связи переднего моста с рамой в продольном направлении.

На основании проведенного обзора и анализа научно-исследовательских работ сформулированы следующие задачи исследования:

1 - разработать экспериментальную конструкцию подвески переднего моста с введением продольно-упругого элемента;

2 - определить влияние на плавность хода и динамическую нагруженность трансмиссии параметров горизонтальной подвески переднего моста колесного трактора класса 3 при выполнении пахоты;

3 - на основании выполненных исследований определить рекомендуемые параметры системы горизонтального подрессоривания;

4 - разработать технические рекомендации по совершенствованию конструкции трактора.

Во второй главе определены реакции почвы на колеса трактора при работе с навесным плугом, получены формулы для определения изменения длины карданного вала, положения мгновенного центра вращения плуга при движении по неровностям, определены дополнительные тангенциальные реакции возникающие в результате кинематического рассогласования между ведущими колесами, разработана математическая модель МГА, а также выполнено моделирование движения МГА по синусоидальным неровностям и микропрофилю со случайным характером возмущения.

Математическая модель МГА описывается системой дифференциальных уравнений:

$$m_T \cdot \ddot{z} + C_p \cdot (z + l_1 \cdot \alpha - f) - C_2 \cdot (q_2 - z + l_2 \cdot d) + K_2 \cdot (\dot{z} - l_2 \cdot \dot{d} - \dot{q}_2) + K_p \cdot (\dot{z} + l_1 \cdot \dot{\alpha} - \dot{f}) = F_K \cdot \sin \alpha_2 + R_{AZ} - R_{DZ}; \quad (1)$$

$$m_T \cdot \ddot{x} - \left( K_2^T \cdot r_2 + \frac{K_{q_2}}{r_{K_2}} \right) \cdot \left( \dot{q}_2 - \frac{\dot{x}}{r_{K_2}} \right) - \left( C_2^T + \frac{C_{q_2}}{r_{K_2}} \right) \cdot (r_{K_2} \cdot q_2 - x) + C_r \cdot (x - x_1) + K_r \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1) = F_K \cdot \cos \alpha_2 - P_{f_2} - R_{AX} - R_{DX} + R_{f_2}^T; \quad (2)$$

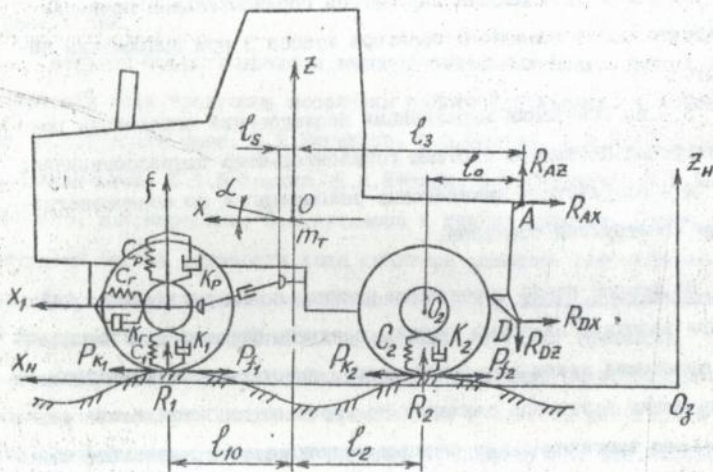


Рис. 1. Расчетная схема колебаний МГА

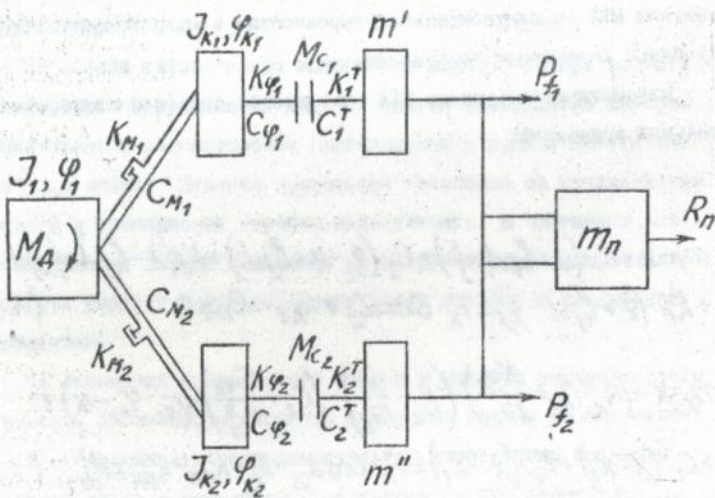


Рис. 2. Расчетная схема крутильных колебаний МГА

$$\begin{aligned}
 J \cdot \ddot{d} + l_2 \cdot C_2 \cdot (\dot{q}_2 - \dot{z} + l_2 \cdot \dot{d}) + l_1 \cdot C_p \cdot (\dot{z} + l_1 \cdot \dot{d} - \dot{f}) + K_2 \cdot l_2 \cdot \\
 \cdot (\dot{q}_2 - \dot{z} + l_2 \cdot \dot{d}) + K_p \cdot l_1 \cdot (\dot{z} + l_1 \cdot \dot{d} - \dot{f}) = F_K \cdot l_5 \cdot \sin d_2 + \\
 + l_3 \cdot (R_{AZ} - R_{DZ}) + R_{DX} \cdot (Y_1 + Y_K) \mp R_{f_2}^T \cdot Y_1 - [C_r \cdot (x - x_1) + \\
 + K_r \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1)] \cdot Y_1; \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{f} - C_f \cdot (q_f - f) + C_p \cdot (f - z - l_3 \cdot d) - K_f \cdot (\dot{q}_1 - \dot{f}) + \\
 + K_p \cdot (f - z - l_3 \cdot d) = -F_K \cdot \sin d_2; \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x}_1 - C_r \cdot (x - x_1) - K_r \cdot (\dot{x} - \dot{x}_1) - \left( C_1^T + \frac{C_{q_1}}{r_{K_1}} \right) \cdot (r_{K_1} \cdot \varphi_{K_1} - x_1) - \\
 - \left( K_1^T \cdot r_{K_1} + \frac{K_{q_1}}{r_{K_1}} \right) \cdot \left( \dot{\varphi}_{K_1} - \frac{\dot{x}_1}{r_{K_1}} \right) = -F_K \cdot \cos d_2 - P_{f_1} \pm R_{f_1}^T; \quad (5)
 \end{aligned}$$

$$J_m \cdot \ddot{d}_1 + C_d \cdot \dot{d}_1 = F_K \cdot l_p \cdot \sin(d_1 + d_2); \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{M_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_1}) + C_{M_2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_2}) + K_{M_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_1}) + \\
 + K_{M_2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_2}) = M_D; \quad (7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{K_1} \cdot \ddot{\varphi}_{K_1} + r_{K_1} \cdot \left( C_1^T + \frac{C_{q_1}}{r_{K_1}} \right) \cdot (r_{K_1} \cdot \varphi_{K_1} - x_1) - C_{M_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_1}) + \\
 + \left( K_1^T \cdot r_{K_1} + K_{q_1} \right) \cdot \left( \varphi_{K_1} - \frac{\dot{x}_1}{r_{K_1}} \right) - K_{M_1} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_1}) = -M_{C_1} / l_{mr}; \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{K_2} \cdot \ddot{\varphi}_{K_2} + r_{K_2} \cdot \left( C_2^T + \frac{C_{q_2}}{r_{K_2}} \right) \cdot (r_{K_2} \cdot \varphi_{K_2} - x_1) - C_{M_2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_2}) + \\
 + \left( K_2^T \cdot r_{K_2} + K_{q_2} \right) \cdot \left( \varphi_{K_2} - \frac{\dot{x}_1}{r_{K_2}} \right) - K_{M_2} \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K_2}) = -M_{C_2} / l_{mr}. \quad (9)
 \end{aligned}$$

где:

$$F_K = \frac{2i(M_D - J_1 \frac{d\varphi_1}{dt}) \cdot i_K \cdot i_{PK} \cdot \eta_K \cdot \eta_{PK} \cdot f_{ш} \cdot \text{Sign } \Delta V_{ш}}{d_{ш}};$$

$$\Delta V_{ш} = X_1 \cdot \cos \alpha_2 + l_p \cdot d_1 \cdot \cos(90^\circ + \alpha_1 - \alpha_2);$$

$$d_2 = \arctg \frac{f - z + Y_3 - Y_1 - l_s \cdot d - l_p \cdot d_1}{l_{10} - X_1 - l_p - l_s + X}$$

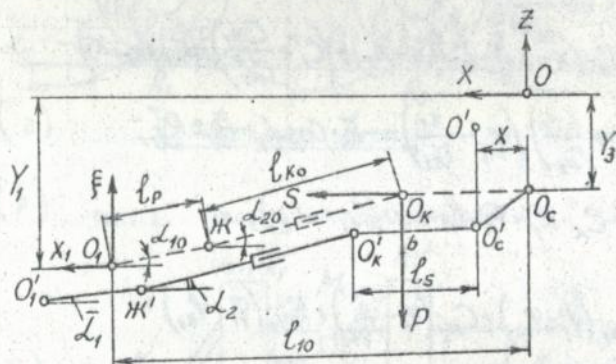


Рис. 3. Схема для определения длины карданного вала ( $l_K$ )

В третьей главе изложены экспериментальные исследования МГА с целью определения необходимых для расчетов характеристик, проверки адекватности математической модели.

Экспериментальные исследования включали лабораторные и полевые испытания. Испытания проводились кафедрой тракторостроения ХПИ совместно с ЛЭМ ОЭЦ ХТЗ. На заводском полигоне трактор

агрегатировался с плугом ПН-5-35.

В соответствии с поставленными задачами была разработана экспериментальная конструкция подвески переднего моста с введением продольно-упругого элемента (см. рис. 4 и 5). Экспериментально на стендах были определены рабочие характеристики шин 21,3R 24 (ФД-14А), момент инерции переднего моста, характеристики горизонтальной подвески. С помощью нивелира Н-3К были определены ординаты микропрофиля фона стерни кукурузы вдоль и поперек протяженностью 110 м и после устранения нестационарностей были определены его статистические характеристики. Был разработан комплекс измерительно-регистрирующей аппаратуры. Измерение всех параметров осуществлялось с помощью мобильного радиотелемагнитографического комплекса последовательно в два этапа:

- первый этап: одновременно измеряли вертикальные ускорения на сиденье водителя, полу кабины, переднем мосту и раме, над передним мостом трактора, и продольно-горизонтальные ускорения на сиденье водителя и полу кабины, а также продольно-горизонтальные перемещения переднего моста.

- второй этап: одновременно измеряли радиус качения колес трактора, путем установки импульсных индуктивных датчиков БК-24 на все колеса трактора и путеизмерительное колесо.

В качестве вибрационных параметров, подлежащих анализу, использовались среднеквадратические уровни ускорений в октавных диапазонах частот со среднегеометрическими частотами 1; 2; 4; 8; 16 Гц (см. рис. 6 и 7).

В четвертой главе изложены результаты теоретических исследований и проведено сопоставление их с результатами экспериментальных исследований.

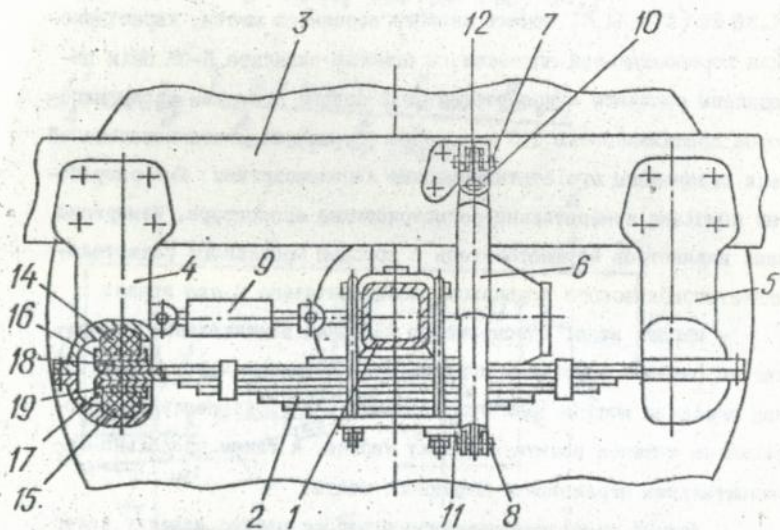


Рис. 4. Предлагаемая подвеска переднего моста, вид сбоку.  
1 - мост, 2 - полуэллиптические рессоры, 3 - рама,  
4 - передняя опора, 5 - задняя опора, 6 - амортизатор,  
7 - верхние оси, 8 - нижние оси, 9 - дополнительные гидроцилиндры,  
10 и 11 - шарнирные элементы, 12 - шарнирные оси, 14 и 15 - неподвижные эластичные элементы,  
16 и 17 - дополнительные элементы, 18 и 19 - направляющие накладки.

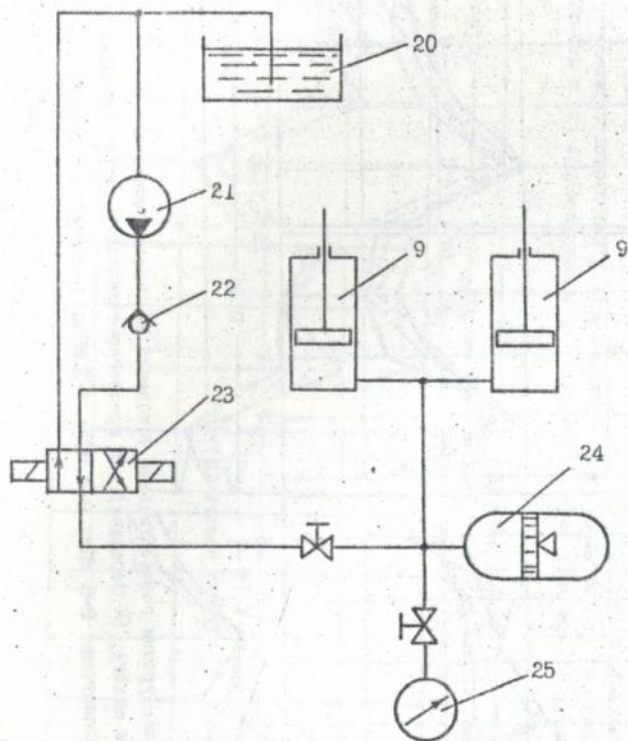


Рис. 5. Принципиальная гидравлическая схема подвески  
20 - масляный бак, 21 - насос, 22 - пере-  
пускной клапан одностороннего действия,  
23 - гидрораспределитель, 24- гидропнеumo-  
аккумулятор, 25 - манометр

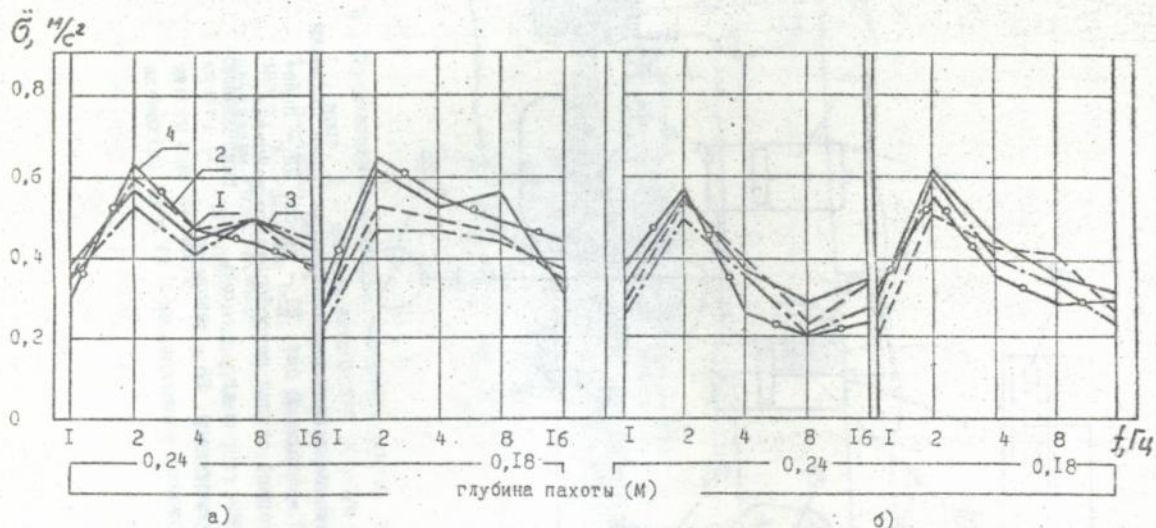


Рис. 6. Среднеквадратические уровни горизонтальных ускорений на сиденье водителя (а) и полу кабины (б) на пахоте, (II передача) для среднегеометрических частот октавных полос, давление в системе: 2-5 МПа; 3-4 МПа; 4-3 МПа; 1-серийная подвеска

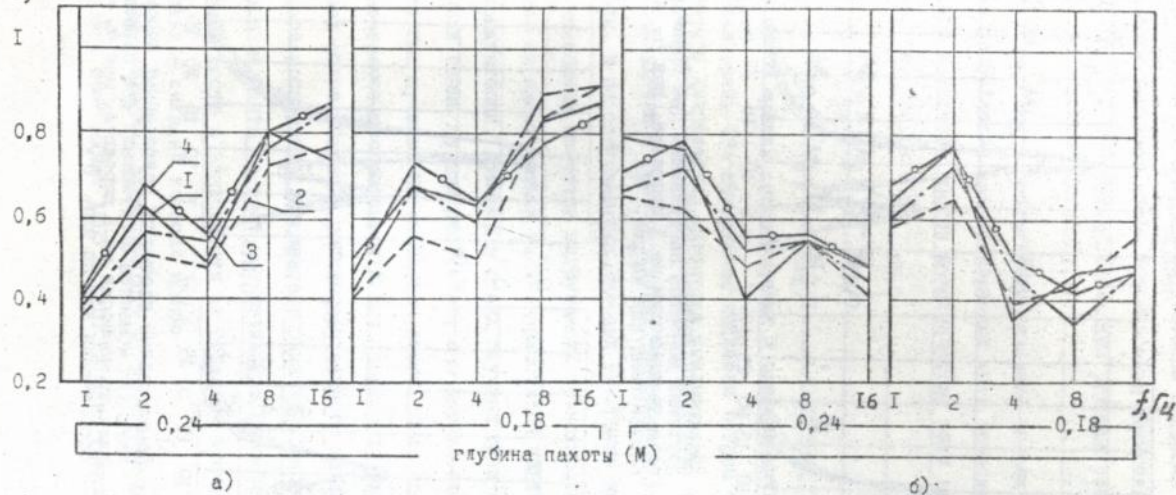
$\bar{\sigma}, \text{м/с}^2$ 

Рис. 7. Среднеквадратические уровни вертикальных ускорений на переднем мосту (а) и передней полураме (б) на пахоте, (II передача), для среднегеометрических частот октавных подос, обозначения как на рис. 6.

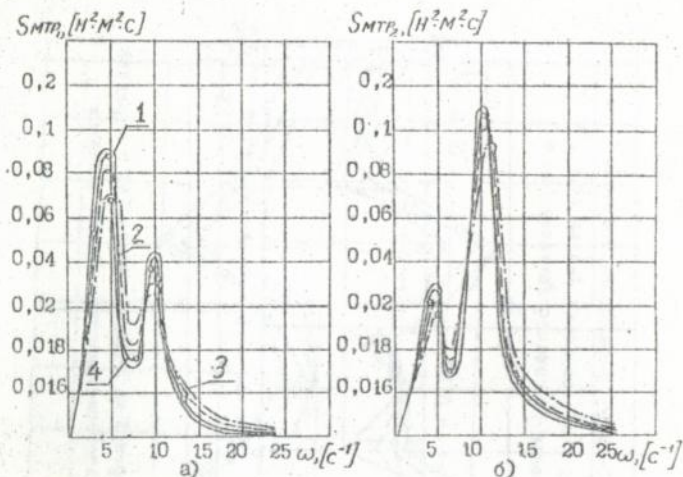


Рис. 8. Спектральные плотности приведенных переменных крутящих моментов нагружающих два приведенных вала трансмиссии на 1 передаче, при  $h_n = 0,18$  м, обозначения как на рис. 6.

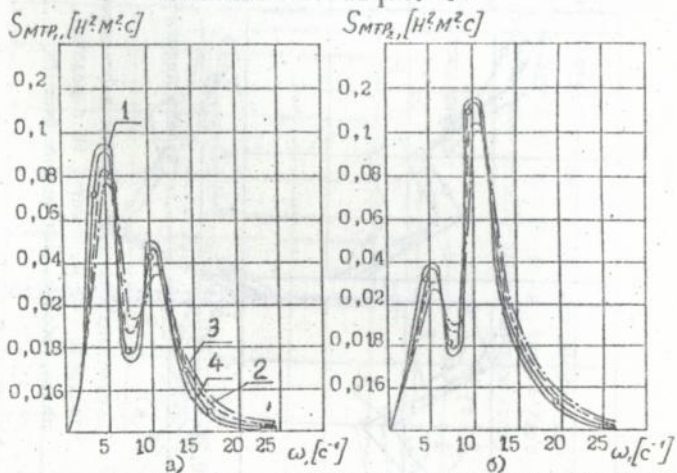


Рис. 9. Спектральные плотности приведенных переменных крутящих моментов нагружающих два приведенных вала трансмиссии на 1 передаче, при  $h_n = 0,24$  м, обозначения как на рис. 6.

Для оценки влияния горизонтальной подвески на нагруженность трансмиссии трактора, были использованы величины:

1)  $\ddot{\varphi}_{K,P}$  - среднеквадратические угловые ускорения передних колес;

2)  $M_{TP}, M_{TP2}$  - среднеквадратические приведенные крутящие моменты нагружающие два приведенных вала трансмиссии (от колес переднего и заднего мостов к коленчатому валу двигателя соответственно, см. рис. 8 и 9)

где:  $M_{TP} = C M_1 \cdot (\varphi_1 - \varphi_{K1})$ ;

$$M_{TP2} = C M_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_{K2}).$$

В целом анализ теоретических и экспериментальных результатов показывает, что применение подвески остова трактора с упругой продольной связью дает значительный эффект по снижению как вертикальных так и горизонтальных ускорений в различных точках трактора, и по снижению как угловых ускорений колес трактора, так и колебаний моментов нагружающих трансмиссию. Однако это снижение не имеет четких закономерностей в зависимости от условий эксплуатации, причем, в одних случаях один вариант подвески показывал самый лучший результат, а в других случаях - другой вариант был лучшим. На основании этого, была подана заявка на предполагаемое изобретение, в ней предложено закрепление на передней опоре подвески распределительного механизма, обеспечивающего расширение эксплуатационных возможностей продольного упругого элемента за счет автоматизации процесса регулировки положения моста в зависимости от среднего значения величины касательной силы на колесах моста.

Экономическая эффективность от внедрения результатов исследований составляет 1565,9 руб. на один трактор.

### ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Теоретическим путем получены зависимости между кинематическими параметрами остова трактора, переднего поддрессоренного моста, положение мгновенного центра вращения плуга при движении по неровностям и длиной карданного вала, а также его углом наклона. Эти зависимости позволяют уточнить расчет динамической нагруженности трансмиссии трактора.

2. Результаты экспериментальных и теоретических исследований показали, что при введении продольно-упругой связи происходит снижение уровня вертикальных колебаний на сиденье водителя и полу кабины при пахоте на I и II передаче на 15-20%; на переднем мосту и передней полураме этот эффект колеблется от 10% до 20%.

Снижение горизонтальных колебаний на сиденье водителя достигает до 25-30% при согласовании жесткости продольно-упругой связи с режимом движения трактора и глубиной пахоты.

3. В связи с тем, что практически невозможно субъективно оценивать уровень колебаний в различных условиях эксплуатации и оперативно проводить переналадку системы горизонтальной подвески, она должна работать в автоматическом режиме с давлением 4-5 МПа.

4. Спиртный вариант подвески при  $P = 4$  МПа снижает:  
- среднеквадратические угловые ускорения передних колес на I передаче при  $h_n = 0,18$  м - на 35%, при  $h_n = 0,24$  м - на 31%, при  $h_n = 0,3$  м - на 34%; и на II передаче при  $h_n = 0,18$  м - на 24%;

- лучший результат, снижение на 20% на II передаче получен при  $h_n = 0,24$  м и  $P = 5$  МПа;

- среднеквадратические моменты нагружающие трансмиссию на I передаче при  $h_n = 0,18$  м уменьшаются на 14% при  $h_n = 0,24$  м на 18%; и на II передаче при  $h_n = 0,18$  м - на 15%;

- максимальные снижения, 20% и 11% соответственно, были получены при использовании опытного вариачта подвески, где давление в системе было равным 5 МПа, на I передаче при  $h_n = 0,3$  м и на II передаче - при  $h_n = 0,24$  м;

- расхождение теоретических и экспериментальных результатов исследований в наиболее важном для условий труда диапазоне частот не превышает 25%.

5. Для улучшения условий труда тракториста и уменьшения динамических нагрузок в трансмиссии в конструкции колесного трактора необходимо предусматривать упругую продольную связь переднего моста с рамой жесткостью (500-725) кН/м.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Артюшенко А.Д., Хазван Алваз, О влиянии горизонтальной подвески на кинематику переднего моста колесного трактора. Вестник ХПИ, конструирование и исследование тракторов (в печати).

2. Хазван Алваз, Математическая модель МГА с учетом введения продольного упругого элемента между передним мостом и рамой трактора, тезисы докл. науч.техн.конф. кафедра тракторостроения ХПИ. 27-29 апреля 1990 г.

3. تأشير عدم سوية سطح الأرض كعرض لاهتزازات الجرار، الدكتور المهندس د. ارتوشينكو والمهندس هزوان محمد الوز، المهندس رياض الخليفة، مجلة المهندس العربي، ١٩٩٣

4. Артюшенко А.Д., Хазван Алваз, Подвеска моста транспортного средства, заявка на предполагаемое изобретение № 5020815 от 29.01.1992 г.

5. Артищенко А.Д., Хаазван Алваз. Подвеска моста транспортного средства, заявка на предполагаемое изобретение № 5024645 от 26.02.1992г.

6. Артищенко А.Д., Хаазван Алваз. Влияние продольной упругой связи переднего моста колесного трактора на плавность хода при пахоте, тезисы докл. научн.техн.конф. "Актуальные проблемы развития тракторного машиностроения" посвященная 20-летию кафедры КТМ ХПИ 2-3 декабря 1992г.







Подп. к печ. 20 04 1993 Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага тип. Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,0  
Уч.-изд. л. 1,0 Тираж 100 экз. Зак. № 1434 Бесплатно.

---

Харьковское межвузовское арендное полиграфическое предприятие.  
310093, Харьков, ул. Свердлова, 115.

464897

AB 27.389

**AB 27.389**