

630<sup>^</sup>  
ЖС 81

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

УДК 630\*377.44

ЖОРИН АНДРЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ

ОБ ОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ НА БАЗЕ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА кл. 1,4

05.21.01 - Технология и машины  
лесного хозяйства и лесоваготовок

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Минск 1997

Работа выполнена в Белорусском государственном технологическом университете

Научные руководители: доктор технических наук,  
профессор ЖУКОВ А.В.;  
кандидат технических наук,  
доцент ФЕДОРЕНЧИК А.С.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,  
профессор ГУСЬКОВ В.В.;  
кандидат технических наук,  
ассистент ПЕТРОВИЧ О.В.

Оппонирующая организация - ПО "Минский тракторный завод"

Защита состоится "17" июня 1997 г. в 14 час.

на заседании совета по защите диссертаций Д 02.08.06 в Белорусском государственном технологическом университете по адресу: 220630, г. Минск, ул. Свердлова, 13а.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Белорусского государственного технологического университета.

Автореферат разослан "16" мая 1997 г.

Ученый секретарь совета  
по защите диссертаций  
кандидат технических наук

*Мохов С.П.*

МОХОВ С.П.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность тем. Одной из основных задач лесного комплекса Республики Беларусь является переход на ресурсосберегающие методы заготовки, что требует технического переоснащения лесозаготовительных предприятий техникой удовлетворяющей необходимым производственным и лесоводственным требованиям. Приобретение такой техники за рубежом из-за ее высокой стоимости в ближайшее время затруднено. С учетом того, что в республике существует развитое машиностроение, выходом из сложившейся ситуации может служить создание в республике специальных лесных машин на базе сельскохозяйственных и промышленных тракторов, широко применяющихся и в других развитых лесодобывающих странах. В настоящее время уже выпущено несколько опытных образцов такой техники, одним из которых является колесная трелевочная машина ТТР-401 на базе трактора МТЗ-82.

Тема исследований является актуальной и направлена на создание лесных машин класса 1,4, что требует дополнительных экспериментальных и теоретических исследований.

Связь работы с крупными научными программами. Работа выполнялась в соответствии с заданиями тем: ГВ 61-91, ГВ 12-96 "Разработать и внедрить новые ресурсосберегающие технологии и оборудование лесопромышленного производства" и входила составной частью в республиканскую целевую комплексную научно-техническую программу 33.01 рц "Древесные ресурсы".

Цель и задачи исследований. Целью данной работы является выбор и обоснование параметров трелевочной машины на базе сельскохозяйственного трактора кл.1,4, и технологии ее использования.

Задачи исследований:

1. Разработать математическую модель движения трелевочного трактора, учитывающую сложную взаимосвязь подсистем машины (двигатель, трансмиссия, ведущие мосты, движители), предмета труда (хлысты, деревья, сортименты) и реальные возмущающие воздействия.

— 2. Провести теоретические исследования и обосновать параметры трелевочной машины на базе трактора МТЗ-82.



3. Разработать методику и выполнить экспериментальные исследования по оценке динамической нагруженности и устойчивости машины, а также оценки достоверности разработанной математической модели.

4. Разработать методику оценки основных технико-эксплуатационных показателей и провести производственные испытания опытного образца трелевочного трактора в реальных условиях.

5. Выполнить сравнительную оценку технологического процесса заготовки древесины в условиях республики на базе гусеничного и колесного трелевочных тракторов.

6. Разработать практические рекомендации на основе проведенных исследований.

Научная новизна работы состоит в разработке математической модели вертикальных, продольно- и поперечно-угловых колебаний трелевочной машины с учетом упругих свойств пакета хлыстов (деревьев) и комплексного воздействия на машину неровностей опорной поверхности движения, двигателя, как источника заданной ограниченной мощности, ударных нагрузок от пакета хлыстов в продольной плоскости. Также впервые получены данные по динамической нагруженности, устойчивости и эксплуатационно-технологическим показателям трелевочной машины.

Практическая значимость полученных результатов. Разработанные методики исследований и математические модели, программные средства для ЭВМ, позволяют сократить сроки и улучшить качество проектирования лесных машин, повысить эффективность процесса трелевки на рубках главного и промежуточного пользования, снизить вредное воздействие на лесную среду.

Экономическая значимость полученных результатов. Использование колесного трелевочного трактора ТТР-401 в сравнении с наиболее распространенными в республике тракторами на рубках главного и промежуточного пользования в зависимости от условий эксплуатации позволяет снизить себестоимость трелевки на 9...17%.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту: методика оценки динамических показателей системы "двигатель-трансмиссия-двигатель-пакет хлыстов", позволяющая учитывать динамические свойства трелевочной системы и комплекс-

ный характер возмущающих факторов; данные по динамической нагруженности, устойчивости и эксплуатационно-технологическим показателям трелевочной машины.

Личный вклад соискателя. Диссертация явилась результатом личной работы Жорина А.В. Им проведен анализ существующих конструкций колесных лесозаготовительных машин и технологии их использования. Разработана математическая модель движения трелевочной машины. Разработаны методики и проведены производственные, лабораторные и исследовательские испытания. Даны практические рекомендации, направленные на повышение эффективности работы колесного трелевочного трактора. Выполнена сравнительная оценка процесса заготовки древесины при рубках главного пользования, установлены технико-экономические показатели работы колесного трелевочного трактора.

Апробация результатов диссертации. Результаты работы докладывались и одобрены на международном симпозиуме в Москве 1996, международных научно-технических конференциях Минске 1995, 1996, Гомеле 1996, республиканской научно-технической конференции в Минске 1996, а также научно-технических конференциях БГТУ 1994-1997 гг.

Опубликованность результатов. Результаты исследований опубликованы в 8 печатных работах, в том числе 2 статьи в научных журналах (из них 1 в зарубежном), 1 статья в сборнике научных трудов, 5 тезисов докладов на научных конференциях (из них один за рубежом), а также имеется 2 отчета, 1 акт внедрения.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, общей характеристики работы, 5 глав, списка использованных источников и приложений. Работа содержит 120 страниц машинописного текста, 82 рисунка, 23 таблицы, список использованных источников включает 135 наименований.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе приводятся результаты анализа состояния лесного фонда Республики Беларусь и перспективные пути развития лесозаготовительных производств. Отмечается необходимость технического перевооружения лесозаготовительных пред-

приятый с целью обеспечения необходимых производственных и лесоводственных требований.

Освещаются попытки создания специальных лесных машин на предприятиях республики, одной из которых является - трелевочная машина ТТР-401 с канатно-чokerной оснасткой созданная на базе сельскохозяйственного трактора МТЗ-82. Анализируются нормативные материалы по проведению рубок. Приводятся возможные варианты использования трелевочной машины.

В главе дан обзор работ по теории специальных лесных машин (авторы Орлов С.Ф., Анисимов Г.М., Александров В.А., Гастев Б.Г., Мельников Б.И., Зайчик М.И., Жуков А.В., Иевинь И. К., Библик Н.И., Силуков Ю.Д., Никольск В.Ф., Кочнев А.М.), исследований по устойчивости и динамической нагруженности сельскохозяйственных и машинотракторных агрегатов (авторы Чудаков Д.А., Хачатуров А.А., Семенов В.М., Львов Е.Д., Горячкин В.П., Гуськов В.В., Коновалов В.М., Лурье А.В., Барский И.В.).

Во второй главе изложена методика и приводятся результаты экспериментальных и теоретических исследований по определению эксплуатационно-технологических показателей трелевочной машины.

С целью описания объекта после статистической обработки храниметричных наблюдений на сплошной рубке получены регрессионные зависимости затрат времени на сбор пачки и совершенные рабочего хода:

$$V_{г.х.} = 1527 - 0,142 \cdot q, \quad r = -0,70; \quad (1)$$

$$t_{г.} = 138,74 + 121,76 \cdot q, \quad r = 0,79, \quad (2)$$

где  $V_{г.х.}$  - скорость хода с грузом, м/с;  $r$  - коэффициент корреляции;  $q$  - объем трелеваемой пачки, м<sup>3</sup>;  $t_{г.}$  - время набора (по рубки) пачки, с.

Полученные выражения использовались для оценки производительности трелевочной машины и стоимости трелевки 1 м<sup>3</sup>.

Оценка эффективности работы трелевщика проводилась путем сопоставления ее показателей с показателями наиболее распространенного для условий республики трелевочного трактора ТДТ-55.

Анализ распределения затрат на трелевку (расстояние трелевки 300 м) (рис.1) показывает, что значительное влияние на стоимость процесса трелевки с использованием ТДТ-55 оказывают отчисления на амортизацию, процентную ставку капитала, обслуживание и ремонт, что в 1,5...2 раза больше чем для трелевочной машинч ТТР-401.

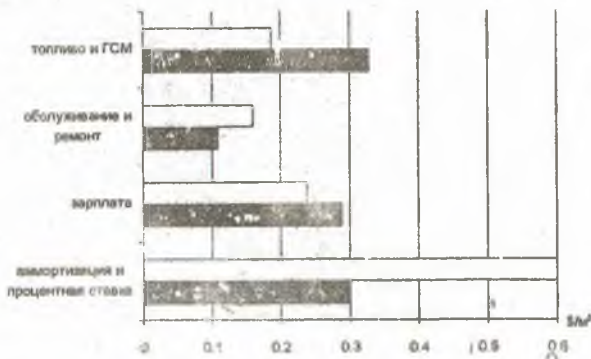


Рис.1 Распределение стоимости трелевки: □ - для ТДТ-55; ■ - ТТР-401

Важным критерием оценки эффективности работы машины являются затраты энергии. На основе методики разработанной в ЛТА, получено выражение для суммарных энергозатрат на работу трелевочной машины, включая затраты на сбор пачки, выполнении грузового и холостого ходов, штабелевку. Установлено, что удельные затраты энергии на выполнение транспортной работы для ТДТ-55 в 1,4 раза превышают затраты для ТТР-401 и соответственно составляют 6,24 и 4,12 [кВт·ч/м<sup>3</sup>·км], удельный расход топлива соответственно 1,35 и 0,73 кг/м<sup>3</sup>·км.

Анализ результатов исследований показал, что в насаждениях с несущей способностью грунта 0,055...0,1 МПа и средним объемом хлыста 0,18...0,25 м<sup>3</sup> эффективней использование колесного трелевочного трактора на базе МТЗ. К тому же, с увеличением расстояния трелевки эффективность его использования возрастает. Так с увеличением расстояния трелевки от 150 до 300 м затраты (мин/м<sup>3</sup>) для ТТР-401 увеличиваются в 2,19 раза, для ТДТ-55 в 2,35 раза.

Третья глава посвящена разработке математической модели процесса движения трелевочного трактора.

При оценке вертикальных, продольно-угловых колебаний корпуса трактора и крутильных колебаний его трансмиссии, рассматриваются три наиболее характерных случая, имеющих место при трелевке: движение машины при постоянном значении коэффициента сопротивления волочению пачки (пачка находится на шите) (рис.2 а); движение машины в условиях, когда коэффициент сопротивления волочению пачки возрастает (пачка отстает от шита) (рис.2 б); движение при продольном ударе пачки в шит (рис.2 в). Динамическая система имеет 11 степеней свободы: угол закручивания коленчатого вала двигателя -  $\varphi_d$ ; углы закручивания элементов трансмиссии, соответственно, сцепления и выходного вала коробки передач -  $\varphi_{сц}$ ,  $\varphi_{к.з}$ ; угловые перемещения передних и задних колес -  $\varphi_{кп}$ ,  $\varphi_{кз}$ ; остова трактора -  $\varphi_T$ ; вертикальные перемещения центра масс машины, переднего моста, трелевочного приспособления и дискретной массы гакета хлыстов, центра тяжести пакета хлыстов -  $Y_T$ ,  $Y_{мп}$ ,  $Y_{тп}$ ,  $Y_{гр}$ ; продольные перемещения машины -  $X_T$ .

На основе расчетной системы, исходя из уравнений Лагранжа, составлена система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 I_d \cdot \ddot{\varphi}_d - M_d + M_{сц} &= 0; \\
 I_{сц} \cdot \ddot{\varphi}_{сц} - M_{сц} + M_{эк.з} &= 0; \\
 I_{к.з} \cdot \ddot{\varphi}_{к.з} - M_{эк.з} + M_{пм.з} + M_{эм.з} &= 0; \\
 I_{кп} \cdot \ddot{\varphi}_{кп} - M_{пм.з} + C_{шп} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п.з} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} + \\
 + K_{шп} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п.з} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} - P_{к1} \cdot r_{к1} / (i_{п.з} \cdot X \\
 \times \eta_{тp1}) &= 0; \\
 I_{кз} \cdot \ddot{\varphi}_{кз} - M_{эм.з} + C_{шз} \cdot (\varphi_{кз} - i_{э.з} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} + \\
 + K_{шз} \cdot (\varphi_{кз} - i_{э.з} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} - P_{к2} \cdot r_{к2} / i_{э.з} \cdot X \\
 \times \eta_{тp2} &= 0; \\
 I_{тп} \cdot \ddot{\varphi}_T + 2 \cdot a_1 \cdot C_{мп} \cdot (a_1 \cdot \varphi_T + Y_T + Y_{мп}) + 2 \cdot a_2 \cdot C_{шэ} \times \\
 \times (a_2 \cdot \varphi_T - Y_T + Q_2) + 2 \cdot C \cdot C_{тп} \cdot (C \cdot \varphi_T + Y_{тп} - Y_T) + 2 \cdot a_1 \cdot K_{мп} \times \\
 \times (a_1 \cdot \varphi_T + Y_T + Y_{мп}) + 2 \cdot a_2 \cdot K_{шэ} \cdot (a_2 \cdot \varphi_T - Y_T + Q_2) + 2 \cdot C \cdot K_{тп} \times \\
 \times (C \cdot \varphi_T + Y_{тп} - Y_T) + C_{шпм} \cdot U_{п.з} \cdot (h_T - r_{к1}) \cdot (i_{п.з} \cdot (X_T + \varphi_T \times
 \end{aligned}$$



$$x(h_T - \Gamma_{K1}) / \Gamma_{K1} - \Phi_{Kп} / \Gamma_{K1} + C_{швм} \cdot i_{в, j} \cdot (h_T - \Gamma_{K2}) \cdot (i_{в, j} X$$

$$x(X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K2})) / \Gamma_{K2} - \Phi_{Kз} / \Gamma_{K2} + K_{шпм} \cdot i_{п, j} \cdot (h_T - \Gamma_{K1}) X$$

$$x(i_{п, j} \cdot (X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K1})) / \Gamma_{K1} - \Phi_{Kп} / \Gamma_{K1} + K_{швм} \cdot i_{в, j} X$$

$$x(h_T - \Gamma_{K2}) \cdot (i_{в, j} \cdot (X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K2})) / \Gamma_{K2} - \Phi_{Kз} / \Gamma_{K2} + (P_{K1} +$$

$$+ P_{K2} - P_{f1} - P_{f2}) \cdot h_T = 0;$$

(3)

$$M_T \cdot \ddot{Y}_T + P_{мп} + P_{шз} + P_{м1} = 0;$$

$$M_T \cdot X_T - C_{шпм} \cdot i_{п, j} \cdot (\Phi_{Kп} - i_{п, j} \cdot (X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K1})) / \Gamma_{K1}) :$$

$$: \Gamma_{K1} - C_{швм} \cdot i_{в, j} \cdot (\Phi_{Kз} - i_{в, j} \cdot (X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K2})) / \Gamma_{K2}) / \Gamma_{K2} -$$

$$- K_{шпм} \cdot i_{п, j} \cdot (\Phi_{Kп} - i_{п, j} \cdot (X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K1})) / \Gamma_{K1}) / \Gamma_{K2} -$$

$$- K_{швм} \cdot i_{в, j} \cdot (\Phi_{Kз} - i_{в, j} \cdot (X_T + \Phi_T \cdot (h_T - \Gamma_{K2})) / \Gamma_{K2}) / \Gamma_{K2} +$$

$$+ P_{K1} + P_{K2} - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} = 0;$$

$$M_{мп} \cdot \ddot{Y}_{мп} + C_{мп} \cdot (Y_{мп} - \Phi_T \cdot a_1 - Y_T) + K_{мп} \cdot (\dot{Y}_{мп} - \dot{\Phi}_T \cdot a_1 - \dot{Y}_T) + P_{шп} = 0;$$

$$M_{тп} \cdot \ddot{Y}_{тп} + C_{тп} \cdot (Y_{тп} - Y_T + \Phi_T \cdot c) + K_{тп1} \cdot (\dot{Y}_{тп} - \dot{Y}_T + \dot{\Phi}_T \cdot c) + C_{тп2} X$$

$$x(0,36 \cdot Y_{тп} - 0,6 \cdot Y_{гр}) + K_{тп2} \cdot (0,36 \cdot \dot{Y}_{тп} - 0,6 \cdot \dot{Y}_{гр}) = 0;$$

$$M_2 \cdot \ddot{Y}_{гр} + C_{м2} \cdot (Y_{гр} - 0,6 \cdot Y_{тп}) + K_{м2} \cdot (\dot{Y}_{гр} - 0,6 \cdot \dot{Y}_{тп}) + C_{м3} X$$

$$x(Q_3 - Y_{гр}) + K_{м3} \cdot (Q_3 - Y_{гр}) - P_{f3} = 0,$$

где  $M_T$ ,  $M_{мп}$ ,  $M_{тп}$ ,  $M_2$ ,  $M_3$  - соответственно масса машины, подрессоренная масса переднего моста, масса трелевочного приспособления и дискретная масса пакета хлыстов, дискретные массы пакета хлыстов;  $I_d$ ,  $I_{сц}$ ,  $I_{к, j}$ ,  $I_{кп}$ ,  $I_{кв}$ ,  $I_{тп}$  - соответственно момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления, момент инерции ведомых частей и вала сцепления, момент инерции валов коробки передач приведенный к выходному валу (КП) на  $j$  - передаче, момент инерции привода переднего моста приведенный к колесам, момент инерции привода заднего моста приведенный к колесам, момент инерции трактора в продольной плоскости;  $C_{шп}$ ,  $C_{шз}$ ,  $C_{мп}$ ,  $C_{тп1}$ ,  $C_{тп2}$ ,  $C_{м3}$ ,  $K_{шп}$ ,  $K_{шз}$ ,  $K_{мп}$ ,  $K_{тп1}$ ,  $K_{тп2}$ ,  $K_{м3}$  - вертикальные жесткости и сопротивления соответственно передних шин, задних шин, переднего моста, элементов технологического оборудования, пакета хлыстов;  $i_{к, j}$ ,  $i_{гп}$ ,  $i_{гз}$ ,  $i_{бп}$ ,  $i_{бз}$  - соответственные передаточные числа КП на  $j$ -той передаче, передаточные числа главной передачи переднего и заднего мостов машины, передаточные числа бортовых передач соответствующих мостов;  $\eta_{тп1}$ ,

$\mu_{тр2}$  - соответственно КПД привода на передние и задние колеса;  $M_{сц}$  - крутящий момент сцепления;  $M_{вк, j}$  - крутящий момент на  $j$ -той передаче, на выходном валу  $K_{ij}$ ;  $M_{пм, j}$ ,  $M_{эм, j}$  - крутящие моменты соответственно в ветвях привода переднего и заднего мостов;  $P_{мп}$ ,  $P_{шп}$ ,  $P_{шз}$ ,  $P_{м1}$  - приведенные силы соответственно, действующие на подвеску переднего моста, передние, задние шины, трелевочное приспособление.

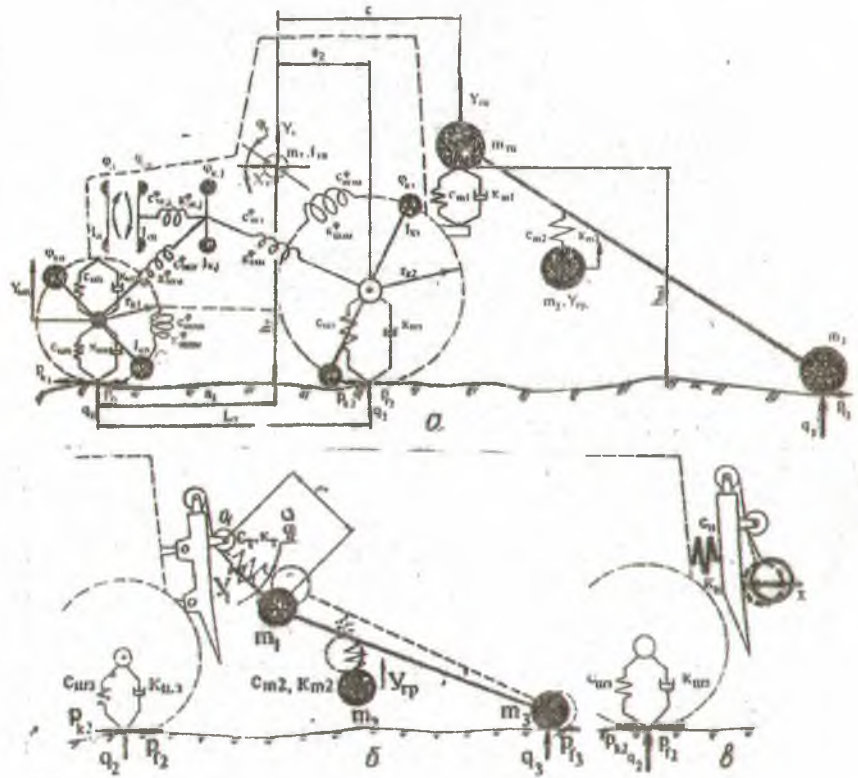


Рис.2 Расчетная схема колебаний трелевочного трактора: а - пачка на шите; б - пачка не касается шита; в - движение, при продольном ударе пачки в шит

Каждый из рассмотренных случаев имеет свои особенности,

что отражается на уравнениях системы. Для второго случая происходят изменения в уравнениях, описывающих вертикальные (4), продольные (5) колебания центра масс трактора, колебания центра масс пакета хлыстов (6):

$$M_T \cdot \ddot{Y}_T + P_{мп} - C_{шэ} \cdot (q_2 - Y_T + \varphi_T \cdot c + \varphi_1 \cdot r) + 0,6 \cdot c_{m2} \cdot (Y_{гр} - 0,6x(Y_1 + \varphi_T \cdot c + \varphi_1 \cdot r - Y_T)) - K_{шэ} \cdot (q_2 - Y_T + \varphi_T \cdot c + \varphi_1 \cdot r) + 0,6 \cdot K_{m2} x(Y_{гр} - 0,6 \cdot (Y_1 + \varphi_T \cdot c + \varphi_1 \cdot r - Y_T)) = 0; \quad (4)$$

$$M_T \cdot \ddot{X}_T - C_{шпм} \cdot i_{п. j} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} : \\ : r_{к1} - C_{шэм} \cdot i_{э. j} \cdot (\varphi_{кэ} - i_{э. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} - \\ - K_{шпм} \cdot i_{п. j} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} / r_{к2} - \\ - K_{шэм} \cdot i_{э. j} \cdot (\varphi_{кэ} - i_{э. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} / r_{к2} + \\ + P_{к1} + P_{к2} - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} = 0; \quad (5)$$

$$m_2 \cdot Y_{гр} + c_{m2} \cdot (Y_{гр} - 0,6 \cdot (Y_1 + \varphi_T \cdot c + \varphi_1 \cdot r - Y_T)) + K_{m2} \cdot (Y_{гр} - 0,6x(Y_1 + \varphi_T \cdot c + \varphi_1 \cdot r - Y_T)) = 0. \quad (6)$$

При ударе пачки в шит меняет вид уравнение для продольных колебаний остова:

$$M_T \cdot \ddot{X}_T - C_{шпм} \cdot i_{п. j} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} : \\ : r_{к1} - C_{шэм} \cdot i_{э. j} \cdot (\varphi_{кэ} - i_{э. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} / r_{к2} - \\ - K_{шпм} \cdot i_{п. j} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} / r_{к2} - \\ - K_{шэм} \cdot i_{э. j} \cdot (\varphi_{кэ} - i_{э. j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} / r_{к2} - \\ - C_H \cdot (x - X_T) - K_H \cdot (x - X_T) + P_{к1} + P_{к2} - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} = 0. \quad (7)$$

В качестве воздействия, при решении уравнений используются дискретные массивы микропрофилей опытных участков, полученные с учетом сглаживающей способности шин (кинематические воздействия на колеса машины  $q_1$  и  $q_2$ ), воздействие на пачку хлыстов ( $q_3$ ), а также воздействие от удара пачки ( $x$ ) и крутящий момент двигателя.

Важным критерием оценки работоспособности трелевочной машины является динамическая поперечная устойчивость.

Динамическая система имеет три степени свободы: поперечно - угловые перемещение центра масс машины -  $\varphi_n$ ; переднего моста -  $\alpha$  и угловые перемещения пакета хлыстов -  $\beta$ . При этом учитываются возмущающие воздействия от волока на колеса по правому  $q_{1п}$ ,  $q_{2п}$  и левому  $q_{1л}$ ,  $q_{2л}$  бортам, сила трения  $F$ ,

возникающая между пакетом хлыстов и шитом трелевочного приспособления, упругие свойства пачки.

На основании принципа Лагранжа и расчетной схемы колебаний составлена система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 & a_1 \cdot [I_{ТГ} + (D + L_2)^2 \cdot G_{п} / (g \cdot g)] \cdot \ddot{\varphi}_{п} + [D \cdot G_{п} \cdot (1 + L_2) / (g \cdot g)] \cdot \ddot{\beta} + \\
 & + a \cdot [C_{р\gamma} \cdot (\varphi_{п} \cdot a - \alpha) + C_{\alpha\gamma} \cdot (\varphi_{п} \cdot a - q_{2п} / b_{\alpha} + q_{2л} / b_{\alpha}) - C_{п} \cdot D^2 x \\
 & x (\beta - a \cdot \varphi_{п} - q_{2п} / b_{\alpha} + q_{2л} / b_{\alpha}) + k_{р\gamma} \cdot (\varphi_{п} \cdot a - \alpha) + k_{\alpha\gamma} \cdot (\varphi_{п} \cdot a - \\
 & - q_{2п} / b_{\alpha} + q_{2л} / b_{\alpha}) - k_{п} \cdot D^2 \cdot (\beta - a \cdot \varphi_{п} - q_{2п} / b_{\alpha} + q_{2л} / b_{\alpha}) + \\
 & + G_1 \cdot L_2 \cdot \varphi_{п}] - a_1 \cdot G_{Т} \cdot \rho_{Т} \cdot \varphi_{п} = 0; \\
 & I_{мп} \cdot \ddot{\alpha} + C_{п\gamma} \cdot (\alpha - q_{1п} / b_{п} + q_{1л} / b_{п}) - C_{р\gamma} \cdot (\varphi_{п} \cdot a - \alpha) + k_{п\gamma} \cdot (\alpha - \\
 & - q_{1п} / b_{п} + q_{1л} / b_{п}) - k_{р\gamma} \cdot (\varphi_{п} \cdot a - \alpha) - G_{мп} \cdot \rho_{мп} \cdot \alpha = 0; \\
 & [I_{п} + G_{п} \cdot D^2 / (g \cdot g)] \cdot \ddot{\beta} + a \cdot [D \cdot G_{п} \cdot (1 + L_2) / (g \cdot g)] \cdot \ddot{\varphi}_{п} + C_{п} \cdot D^2 x \\
 & x (\beta - a \cdot \varphi_{п} - q_{2п} / b_{п} + q_{2л} / b_{п}) + k_{п} \cdot D^2 \cdot (\beta - a \cdot \varphi_{п} - q_{2п} / b_{п} + q_{2л} / \\
 & / b_{п}) - D \cdot G_1 \cdot \beta - D \cdot F = 0,
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

где  $I_{ТГ}$  - момент инерции машины относительно оси крена;  $I_{мп}$  - момент инерции переднего моста;  $I_{п}$  - момент инерции пакета хлыстов относительно оси, проходящей через точку подвеса и центр касания второго конца пакета с землей;  $G_{п}$ ,  $G_{Т}$ ,  $G_1$ ,  $G_{мп}$  - соответственно полный вес пакета, вес трактора, вес пакета приходящийся на трактор, вес переднего моста;  $C_{п}$ ,  $k_{п}$  - жесткость и сопротивление пакета хлыстов;  $C_{р\gamma}$ ,  $C_{п\gamma}$ ,  $C_{\alpha\gamma}$ ,  $k_{р\gamma}$ ,  $k_{п\gamma}$ ,  $k_{\alpha\gamma}$  - угловые жесткости и коэффициенты сопротивления соответственно подвески переднего моста, шин передних и задних колес;  $a_1 = L^2 / L_{Т}^2$ ;  $a = L / L_{Т}$ .

Оценка точности разработанной математической модели проводилась путем сравнения расчетных и экспериментальных энергетических спектров. Величина статистики  $D^2$  для поперечно-угловых колебаний остова трактора, динамических реакций переднего и заднего мостов соответственно равна 16,7, 8,37, и 2,35, при значении области принятия гипотезы  $\chi^2 - 22,35$ .

В четвертой главе изложены методика и результаты лабораторных и исследовательских испытаний. В задачи исследований входили вопросы по определению основных конструктивных и динамических параметров машины.

В результате исследований определены: момент инерции, координата центра масс трактора; углы продольной и попереч-

ной статической устойчивости; частоты собственных колебаний мостов; коэффициент распределения массы пачки между трактором и поверхностью движения для различных способов трелевки (за комель  $k=0,18\dots 0,38$ , за вершину -  $0,56\dots 0,73$ ).

Анализ результатов исследований показал, что: при движении на подъем с уклоном до  $14^\circ$ , трактор сохраняет устойчивость; с уменьшением объема пачки с  $1,2$  до  $0,4 \text{ м}^3$  значения вертикальной динамической реакции переднего моста увеличиваются на  $10\dots 20\%$ ; максимальных значений вертикальные динамические реакции переднего и заднего мостов достигают при переезде единичных неровностей и соответственно равны  $21,5$  и  $35,3 \text{ кН}$ ; при трелевке за вершину амплитуды продольно-угловых колебаний остова трактора уменьшаются на  $30\%$ ; при движении по магистральному волоку, по сравнению с пасечным, амплитуды угловых колебаний остова трактора уменьшаются на  $50\dots 80\%$ ; значения напряжений несущей конструкции трелевочного приспособления при трелевке и подтаскивании древесины находятся в допустимых пределах и не превышают  $250 \text{ МПа}$ ; в наиболее характерных условиях эксплуатации параметры машины исключают появление резонансных режимов.

Пятая глава содержит результаты теоретических исследований динамических процессов трелевочной машины на установившихся и неустановившихся режимах движения. Исследуемыми параметрами являлись: вертикальные динамические реакции мостов и поперечно-угловые колебания остова трактора.

Для решения поставленных задач использовалась разработанная математическая модель процесса движения машины.

В результате исследований определены максимальные значения и кривые распределения амплитуд поперечно-угловых колебаний остова трактора и вертикальных реакций мостов при различных режимах работы, жесткостях шин и подвески, для разных вариантов конструкции машины и технологического оборудования.

Анализ результатов исследований позволил сделать следующие выводы: высота подвеса груза и расстояние от точки подвеса до места чокеровки ввиду малого диапазона варьирования этих величин, что обусловлено конструктивно, не оказывают заметное влияние на амплитуды колебаний масс системы; при

увеличении колеи трактора, от 1600 до 1900 мм амплитуды поперечно-угловых колебаний остова трактора уменьшаются на 35...40%; при трелевке с отключенной блокировкой задней навески вертикальные динамические реакции переднего и заднего мостов соответственно уменьшаются на 3 и 7%.

Анализ влияния скорости движения на вертикальные динамические реакции мостов показал: наибольших значений амплитуды реакций заднего моста достигают при скорости трелевки 10 км/ч, вероятность появления реакций превышающих допустимые значения 0,5%; разброс значений амплитуд реакции переднего моста значительно меньше, практически исключается вероятность появления реакций свыше 8 кН; максимальных значений динамические реакции мостов достигают при переезде единичных неровностей, рекомендуемые скорости преодоления препятствий не более 6 км/ч.

Из условия возникновения резонансных режимов работы, допустимых нагрузок, определены рациональные параметры жесткостей передней подвески, передних и задних шин. На рис. 3 и 4 приведены данные, характеризующие динамическую нагруженность мостов трактора.

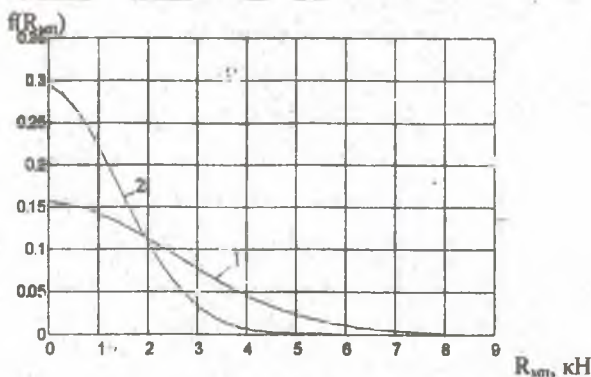


Рис. 3 Кривые распределения амплитуд вертикальных реакций переднего моста полученные по результатам эксперимента (1) и расчета (2)

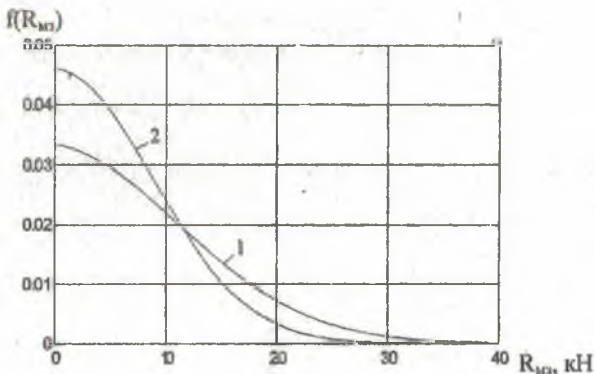


Рис. 4 Кривые распределения амплитуд вертикальных реакций заднего моста полученные по результатам эксперимента (1) и расчета (2)

На основании результатов исследований установлено, что при снижении значения жесткостей шин и подвески на 30...50%, уменьшается вертикальная динамическая нагруженность переднего и заднего мостов соответственно на 18...20 и 6...10%.

#### ВЫВОДЫ

1. В результате производственных испытаний трелевочного трактора ТТР-401 установлено, что в наиболее характерных для Республики Беларусь условиях, при удовлетворительной несущей способности грунтов его использование эффективно. При сплошных рубках, запасе насаждения 180...240 м<sup>3</sup>/га, среднем объеме хлыста 0,18...0,25 м<sup>3</sup> и расстоянии трелевки 150...300 м, по сравнению с трактором ТДТ-55 его применение дает снижение удельной энергоемкости процесса трелевки на 20...40%, себестоимости проведения работ на 9...17%, при этом абсолютная величина стоимости составляет 0,65...1,2 \$/м<sup>3</sup>.

2. С увеличением расстояния трелевки производительность колесной трелевочной машины снижается менее интенсивно, чем гусеничной (на 5...15%). Это позволяет ее использовать на

расстояниях трелевки до 1000 м, а при необходимости - в режиме прямой вывозки древесины потребителю. Также трактор эффективно использовать на небольших по запасу и размерам разрозненных лесосека., так как отсутствует необходимость в его транспортировке с лесосеки на лесосеку.

3. Разработанная математическая модель позволяет провести всестороннюю оценку динамики исследуемого объекта. Оценка точности разработанной математической модели указывает на удовлетворительную сходимость результатов расчета и эксперимента. Величина статистики  $D^2$  для поперечно-угловых колебаний остова трактора, динамических реакций переднего и заднего мостов равна 2...16 при значении области принятия гипотезы  $\chi^2$  - 22,36.

4. В наиболее типичных для Республики Беларусь условиях эксплуатации значения динамических параметров трелевочной машины находятся в допустимых пределах. Эти показатели значительно снижаются при трелевке за вершину: усилия в тросе - на 66%; амплитуды продольно-угловых колебаний остова трактора - на 30%; амплитуды вертикальных динамических реакций заднего моста - на 10...30%.

5. Установлено, что при выполнении операции подтаскивание без использования нижнего канатонаправляющего блока, а также при подтаскивании за вершину усилия в тросе уменьшаются на 10...16%.

6. Установлено, что зависимость амплитуд поперечно-угловых колебаний остова трактора от колеи носит линейный характер. При увеличении колеи трактора от 1600 до 1900 мм амплитуды колебаний снижаются на 35...40%. Преобладающая полоса частот угловых колебаний остова обусловлена частотами воздействия со стороны неровностей поверхности движения и не зависит от способа трелевки и объема трелеваемой пачки.

7. На динамику трактора и его устойчивость существенное влияние оказывает радиальная жесткость шин и подвески переднего моста. При снижении значения жесткостей подвески на 30...40% и шин на 20...30% уменьшается вертикальная динамическая нагруженность переднего и заднего мостов соответственно на 18...20 и 6...10%. Частотный анализ колебаний показал, что в условиях проведения испытаний динамические



параметры машины исключают появление резонансных режимов работы.

8. В результате проведенных исследований сформулированы следующие рекомендации, направленные на повышение эффективности работы трелевочной машины ТТР-401 и снижение ее динамической нагруженности: машину наиболее целесообразно использовать на промежуточных рубках, рубках главного пользования в насаждениях с несущей способностью грунта 0,055...0,1 МПа со средним объемом хлыста 0,18...0,25 м<sup>3</sup>, при хлыстовой вывозке; при формировании и подтаскивании пачки хлыстов (дереьев) объемом свыше 1,2 м<sup>3</sup> рекомендуется использовать нижний канатонаправляющий блок; при эксплуатации в условиях со слабой несущей способностью грунтов эффективным является трелевка за комель, выстилание волска и использование цепей; рекомендуется не включать блокировку задней трехточечной навески при трелевке; рекомендуемые значения рабочих скоростей движения составляют 6...10 км/ч, скорость преодоления единичных неровностей не более 6 км/ч; рациональные значения радиальных жесткостей для передней подвески, передних и задних шин соответственно составляют: 200 кН/м; 200...300 кН/м; 300...400 кН/м.

#### СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Жуков А.В., Федоренчик А.С., Жорин А.В. К вопросу оценки эффективности применения малогабаритного трелевочного трактора на заготовке древесины. // Известия ВУЗов. Лесной журнал. - 1995, №1. - С. 73-76.
2. Бобровский С.Э., Клоков Д.В., Жорин А.В. Обоснование параметров мобильного энергетического средства и семейства лесных машин на базе тракторов МТЗ. // Лес - 95. Тез. докл. межд. конф. - Минск, 1995. - С. 41.
3. Жуков А.В., Федоренчик А.С., Жорин А.В. Имитационная модель поперечно - угловых колебаний трелевочного трактора. // Моделирование сельскохозяйственных процессов и машин. - Тез. докл. респ. конф. - Минск, 1996. - С. 83.
4. Жуков А.В., Федоренчик А.С., Жорин А.В. Имитационная модель движения колесной трелевочной машины. // Материалы

международной научно-технической конференции "Современные проблемы машиноведения". - Гомель, 1996. - С. 136-137.

5. Zukov A.W., Fiedoriecznik A.S., Zorin A.W. Stan i perspektywy rozwoju technologii i przemyslu maszyn lesnych na Bialorusi. // Przegląd techniki rolniczej i lesnej. 11/95. Warszawa. - Nr. 17-18.

6. Fedorentschik A., Shukov A., Shorin A., Entwicklung, Verwendung und Perspektiven der Ausnutzung der Holzbeschaffungsmaschinen in der Republik Belarus. Vorläufiges programm des XXX. Internationalen Symposiums "Mechanisierung der Waldarbeiten" FORMEC'96. - S. 165-177.

7. Жорин А.В., Клоков Д.В., Вычек А.Н., Бобровский С.Э. Динамика колесных трелевочных машин. // Теория, проектирование и методы расчета лесных и деревообрабатывающих машин. - Тев. докл. всероссийской конф. - Москва 1996. - С. 30.

8. Жуков А.В., Федоренчик А.С., Жорин А.В., Результаты производственных испытаний опытного образца трелевочного трактора на базе МТЗ-82. // Труды БГТУ. - Минск, 1996. - С. 21-23.



РЕЗЮМЕ

диссертации Жюрина Андрея Васильевича  
"Обоснование параметров трелевочной машины на базе  
сельскохозяйственного трактора кл. 1,4"

трелевочный трактор, технология лесозаготовок, стоимость, энергоёмкость, динамика, математическая модель

Целью работы являлись выбор и обоснование параметров трелевочной машины на базе сельскохозяйственного трактора кл.1,4, и технологии ее использования. На основании сравнительных испытаний обоснована целесообразность применения новой колесной трелевочной машины на базе трактора МТЗ-82 по сравнению с применяемыми в настоящее время гусеничными машинами. С использованием разработанной математической модели обоснованы основные параметры нового колесного трелевочного

трактора. Установлены показатели динамической нагруженности трелевочной системы при различных способах трелевки и условиях движения, частотные режимы, и значения амплитуд динамических усилий, на ходовую часть машины. Получены показатели устойчивости движения и влияния на них радиальной жесткости шин и подвески трактора, а также параметров технологического оборудования. Результаты исследований показали, что трелевочную машину целесообразно использовать в насаждениях с несущей способностью грунта  $0,05 \dots 0,1$  МПа, запасе насаждения  $180 \dots 240$  м<sup>3</sup>/га и среднем объеме хлыста  $0,18 \dots 0,25$  м<sup>3</sup>. Даны рекомендации по приемам работ, скоростным режимам, рейсовым нагрузкам и значениям жесткостей шин и подвески. Использование разработанных методик, реализованных в виде программных средств для ЭВМ, позволяет повысить эффективность проектных работ при создании аналогичных машин, и их эксплуатации.

#### РЕЗЮМЕ

дисертацыі Жорына Андрэя Васільевіча

"Абгрунтаванне параметрау тралевачнай машыны на базе  
сельскагаспадарчага трактара кл. 1,4"

тралевачны трактар, тэхналогія лесанарыхтовак, кошт,  
энергаёмкасць, дынаміка, матэматычная мадэль

Мэтай работы з'яўляецца выбар і абгрунтаванне параметрау тралевачнай машыны на базе сельскагаспадарчага трактара кл. 1,4, і тэхналогіі яе выкарыстання. На падставе параўнальных выпрабаванняў абгрунтавана мэтавыгоднасць прымянення новай колавай тралевачнай машыны на базе трактара МТЗ-82 у параўнанні з выкарыстоўваемымі ў цяперашні час гусенічнымі машынамі. З выкарыстоўваннем распрацаванай матэматычнай мадэлі абгрунтаваны асноўныя параметры новага колавага тралевачнага трактара. Вызначаны паказчыкі дынамічнай нагружанасці тралевачнай сістэмы пры розных спосабах тралеўкі і умовах руху, частотныя рэжымы і значэння амплітуд дынамічных намаганняў на хадавую частку машыны. Атрыманы паказчыкі ўстойлівасці руху і уплыў на іх радыяльнай цвёрдасці шын і падвескі трак-

тара, а таксама параметраў тэхналагічнага абсталявання. Вынікі даследаванняў паказалі, што тралявочную машыну мэтазгодна выкарыстоўваць у насаджэннях з нясучай здольнасцю грунту 0,055...0,1 МПа, валасе насаджэння 180...240 м<sup>3</sup>/га і сярэднім аб'ёме хлыста 0,18...0,25 м<sup>3</sup>. Дадзены рэкамендацыі па прыёмах работ, хуткасных рэжымах, рэйсавых нагрукках і значэннях цвёрдасцей шын і падвескі. Выкарыстанне распрацаваных метадык, рэалізаваных у выглядзе праграмных сродкаў для ЭВМ, дазваляе павысіць эфектыўнасць працы як на стадыі праяснення аналагічных машын, так і пры іх эксплуатацыі.

#### SUMMARY

of the Andrey V. Zhorin dissertation  
"Justification of the parameters of a skidder based  
on an agricultural tractor of class 1,4"

skidder, timber harvesting technology, cost, energy consumption, dynamics, mathematical model

The aims of the dissertation were the justification of the parameters of a new wheeled skidder, and assessment of its operational efficiency. The expedient of using the wheeled skidder based on the MTZ-82 was justified in compare with a widespear used lay-track tractor TDT-55. Developed mathimatical model of hauling process used for justification of main parameters of a new skidder. As a result, main dynamic parameters, dynamic load of chassis, and frequency regimes for different working conditions were determined. Influence of parameters of tires and technological equipment the tractor stability was investigated. Having held research allowed to determine the working conditions where the using of designed tractor is efficient - stock 180...240 м<sup>3</sup>/ha, stem valum 0,18...0,25 м<sup>3</sup>, force capacity of the ground 0,055...0,1 МПа. Recomendations on operation, speed regimes, parameters of tires were given. The use of the developed methods realized as computer programmes allows to reduce designing time and improve the operation of the skidder.

ЖОРИН Андрей Васильевич  
Обоснование параметров трелевочной машины на базе  
сельскохозяйственного трактора кл. 1,4

Подписано в печать *14.05.97* Формат 60x84 1/16  
Печать офсетная. Усл.печ.л. 1.3. Усл. кр.- отт. 1.3.  
Уч. - изд.л. 1.1

Тираж *60* экз. Заказ *211*

Белорусский государственный технологический университет  
220630, Минск, Свердлова, 13а.

Отпечатано на ротационном оборудовании  
технологического университета  
220630, Минск, Свердлова, 13а.