

6
А48

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР
Волгоградский сельскохозяйственный институт

На правах рукописи

ЖУТОВ А. Г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОЛЕЙ НА
РАБОТУ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ
ПРИ ПОВЫШЕННЫХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ.

(05.412. - Эксплуатация и ремонт сельско-
хозяйственных машин и орудий).

Диссертация написана
на русском языке

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Волгоград, 1972 г.

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА СССР
Волгоградский сельскохозяйственный институт

На правах рукописи

ЖУТОВ А. Г.


ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОЛЕЙ НА
РАБОТУ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ
ПРИ ПОВЫШЕННЫХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ.

(05.412. - Эксплуатация и ремонт сельско-
хозяйственных машин и орудий).

Диссертация написана
на русском языке.

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Волгоград, 1972, г.



Работа выполнена на кафедре "Тракторы и автомобили"
Волгоградского сельскохозяйственного института в 1968 - 1972 гг.

Научные руководители - кандидаты технических
наук доценты Шевцов П.П. и Кузнецов Н.Г.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук профессор Завалишин Ф.С.

Кандидат технических наук доцент Яблонский О.В.

Ведущее предприятие - Кубанский научно-исследовательский
институт испытаний тракторов и машин (КубНИИТ ИМ)

Автореферат разослан "8" сентября 1972 г.

Защита диссертации состоится "16" сентября 1972 г.
на заседании Совета факультетов механизации и электрификации
сельского хозяйства Волгоградского сельскохозяйственного
института (г. Волгоград, Институтская, 8, СХИ, актовый зал).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
института.

Ученый секретарь Совета Е.А. Федяков

1

Программой КПСС намечено повысить производительность труда в сельском хозяйстве в течение ближайших десяти лет в 2,5 раза, а за 20 лет в 5-6 раз. Важная роль в решении этой народнохозяйственной задачи принадлежит переходу на повышенные скорости движения тракторов и сельскохозяйственных машин.

В настоящее время механизаторы сельского хозяйства успешно освоили скорости 6-9 км/час, а исследованиями НАТИ, ВИСХОМа, ВИМа и других организаций установлена возможность и экономическая целесообразность дальнейшего повышения рабочих скоростей. Исходя из этого, тракторостроительные заводы создали скоростные тракторы (Т-40-А, МТЗ-80, Т-150), обеспечивающие работу на скоростях 9-15 км/час. В связи с повышением рабочих скоростей движения появилась необходимость проведения экспериментальных работ по изучению потерь в ходовой системе колесных тракторов в различных почвенно-климатических условиях. В результате исследований по влиянию скорости движения на тяговые показатели колесных тракторов накоплено много опытных данных, большинство из которых совпадают, за исключением данных по коэффициенту буксования и сопротивлению передвижения. Опытные данные по этим вопросам очень противоречивы. Одни из них говорят о их неизменности, другие - об уменьшении и третьи - об увеличении с повышением скорости движения.

Наибольшее распространение среди колесных тракторов получили тракторы классов 0,9 и 1,4 т. Эти тракторы широко используются как на транспорте (до 60%), так и на полевых работах. На основании этого объектами исследований были выбраны трактор Т-40А и трактор-макет на базе МТЗ-5МС с энергонасыщенным двигателем.

Результаты исследований представлены в диссертационной работе на 146 страницах машинописного текста с таблицами и рисун-

ками.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.

В первой главе дан анализ зависимости коэффициента буксования от величины и характера нагрузки на крюке, почвенных условий и скорости движения.

По влиянию скорости движения на буксование колесных тракторов экспериментальные данные очень противоречивы. Поляк А.Я. и Щупак А.Д. при испытаниях колесного трактора кл. 1,4 т получили данные, показывающие, что увеличение скорости движения до 20 км/час не вызывает изменения буксования ни на одном из почвенных фонов. В опытах Минделя Е.М., Кальянова Ф.В., Соловейчика А.Г. этот параметр уменьшался. Данные Шевцова П.П., Кузнецова Н.Г., Гончарова И.А. свидетельствует об увеличении коэффициента буксования с повышением скорости движения при постоянной средней нагрузке на крюке. Академик Болтинский В.Н. указывает, что исследования, проведенные в МИИСПе показали увеличение буксования с возрастанием скорости движения до 16 км/час. Одной из причин такого изменения буксования является неустановившийся характер крюковой нагрузки. Данные Шкарлета А.Ф. показывают возрастание буксования с повышением частоты и амплитуды колебаний нагрузки на крюке.

По сопротивлению передвижению колесных тракторов опытные данные, полученные разными исследователями и в различных почвенно-климатических условиях также не совпадают.

Проведенный анализ ряда работ показал, что с увеличением скорости движения возрастает как средние, так и максимальные динамические нагрузки на ведомые и ведущие колеса. Здесь же дается анализ способов записи радиальной деформации шины.

Исходя из вышеизложенного, перед настоящей работой были поставлены следующие задачи:

1. Исследовать влияние частоты и амплитуды колебаний нагрузки ведущих колес на буксование и сопротивление передвижению тракторов классов 0,9 и 4,4 т при работе на сухих светлокаштановых почвах Волгоградской области.
2. Изучить динамическое перераспределение нагрузок между мостами трактора в зависимости от количества препятствий на поле и скорости движения.
3. Получить аналитическую зависимость изменения средних динамических нагрузок на ходовую систему колесного трактора.
4. Выявить возможные пути уменьшения буксования, сопротивления передвижению, динамических нагрузок ходового аппарата колесных тракторов и увеличения их производительности.

II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Теоретические исследования проводились с целью получения аналитической зависимости по влиянию скорости движения, количества и высоты неровностей поля на средние динамические нагрузки ходовой системы колесного трактора-макета на базе МТЗ-5МС и получения исходных данных для разработки методики экспериментального исследования.

О динамических нагрузках мостов

При движении трактора по неровным полям происходит соударения его колес с препятствиями, вызывающие вертикальные колебания трактора.

В тех случаях, когда квадрат радиуса инерции приблизительно равен произведению расстояний мостов от центра тяжести ($\rho^2 \cong ab$) колебания одного из них можно рассматривать независимо от другого.

Уравнение Лагранжа для вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы (в данном случае колебаний какого-либо моста трактора) будет иметь вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q_p + Q_R + Q,$$

где Q_p , Q_R , Q — составляющие обобщенной силы, соответствующие силам упругости, сопротивления колебаниям и возмущения.

После преобразований получено

$$\ddot{z} + 2h\dot{z} + \nu^2 z = \frac{1}{m} Q, \quad (I)$$

где h — коэффициент, характеризующий силы сопротивления (в нашем случае силы сопротивления для шин переднего и заднего мостов);

$\nu = \sqrt{\frac{K_2}{m}}$ — частота собственных колебаний массы моста;

K_2 — приведенная жесткость шин;

m — масса моста.

Возмущающая сила возникает при въезде на препятствие в виде импульса силы, действующей только в момент преодоления препятствия. Затухающие колебания моста после переезда этого препятствия будут происходить с частотой собственных колебаний. При периодически повторяющихся ударах об одинаковые препятствия колебания системы будут установившимися. Для определения закона таких коле-

баний надо знать характер изменения возмущающей силы.

Считая, что импульс при ударе создается постоянной силой P , действующей в течение времени τ_0 , равного времени наезда на препятствие и повторяющейся через равные промежутки времени

$T = \frac{2\pi}{\lambda}$ (λ — угловая частота, характеризующая периодичность воздействия неровностей поля на колеса).

Уравнение (1) линейное, неоднородное дифференциальное второго порядка с постоянными коэффициентами.

Разложив функцию Q в ряд Фурье, получим

$$\ddot{z} + 2h\dot{z} + \nu^2 z = \frac{\rho\lambda\tau_0 P}{\theta 2\pi} + \frac{qP}{\theta \pi n} \sum_{n=1}^{\infty} [\sin n\lambda\tau_0 \cos n\lambda t + (1 - \cos n\lambda\tau_0) \sin n\lambda t] \quad (2)$$

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения будет

$$z = A_0 + Ae^{-ht} \sin(\sqrt{\nu^2 - h^2} t + \varphi) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\lambda t + \epsilon_n) \quad (3)$$

В уравнении (3) первый член представляет собой отклонение колеблющейся массы моста от ее равновесного состояния, которое вызывается средним значением возмущающей силы A_0 ; второй член затухающие колебания; третий — вынужденные колебания.

Собственные колебания быстро затухают и при установившемся движении практическое значение имеют лишь вынужденные колебания, поэтому можно считать

$$z = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\lambda t + \epsilon_n), \quad (4)$$

где

$$A_n = \frac{P}{2n\pi m} \frac{\sqrt{2(1 - \cos n\lambda\tau_0)}}{\sqrt{(\nu^2 - n^2\lambda^2) + 4h^2 n^2\lambda^2}}$$

является амплитудой гармоники порядка n вынужденных колебаний.

В конечном решении дифференциального уравнения представим

в виде

$$z = A_0 + \frac{P}{2\pi m} \frac{\sqrt{2(1 - \cos \lambda\tau_0)}}{\sqrt{(\nu^2 - \lambda^2) + 4h^2\lambda^2}} \sin(\lambda t + \epsilon) \quad (5)$$

где $(\lambda t + \epsilon)$ — фаза вынужденных колебаний.

Изменение вертикальной силы, действующей на колеса моста можно определить по формуле

$$\Delta Q = K_2 \cdot z \quad (6)$$

Увеличение средней динамической нагрузки на мост по сравнению со статической, найденное интегрированием выражения (6) в пределах от 0 до 2π и делением полученного выражения на 2π будет

$$\Delta Q_{cp} = \frac{\rho\tau_0\lambda}{2\pi} \quad (7)$$

или

$$\Delta Q_{cp} = \frac{S\lambda}{2\pi}, \quad (8)$$

где $S = \rho\tau_0$ — импульс обобщенной силы.

Таким образом, динамическое увеличение нагрузки на колеса трактора зависит от частоты расположения препятствий на поле и импульса силы при ударе колес о препятствие.

Импульс силы при ударе двух тел равен

$$S = \frac{m_{np} \cdot m (V - V_n)}{m_{np} + m}, \quad (9)$$

где m — приведенная масса моста трактора;

m_{np} — приведенная масса препятствия, жестко связанного с землей и равная бесконечности (для данного случая);

V — скорость трактора;

V_{n1} - скорость препятствия, которая до и после удара равна нулю.

Теперь вместо равенства (9) можно написать

$$S = m \Delta V, \quad (10)$$

где ΔV - разность скоростей между соударяющимися телами.

Найдя ΔV из равенства приращения потенциальной энергии моста уменьшению его кинетической энергии и подставив значение S выражение (8), получим

$$\Delta Q_{cp} = \frac{G H_c}{\rho}, \quad (11)$$

где ρ - расстояние между препятствиями;

H_c - действительная высота подъема моста при наезде на препятствие.

При неизменной высоте препятствий H высота подъема моста определяется величиной динамического радиуса колеса и дополнительной деформацией шины в момент наезда на препятствие.

$$H_c = H + (2q - 2c_r - \Delta e), \quad (12)$$

где $2q$ и $2c_r$ - динамический и статический радиусы колеса;

Δe_1 - дополнительная деформация шины.

Динамический радиус колеса в момент удара зависит от амплитуды, фазы колебаний моста и вынуждающей силы. При увеличении частоты колебаний (соударений) шин моста с препятствиями в дорезонансной зоне амплитуда и одвиг фаз увеличивается. Последнее приводит к росту динамического радиуса колеса.

$$2q = 2c_r + 2\delta, \quad (13)$$

а следовательно к увеличению импульса силы и динамической догрузки моста. На основании выражений (12) и (13) имеем

$$H_c = \frac{H + 2 \frac{h}{V^2} V \sqrt{\frac{2H}{2c_r}} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\lambda t + \epsilon_n)}{1 + \frac{G}{K_2} \left(\frac{1}{\delta} + \frac{1}{\delta} \right)} \quad (14)$$

Теперь выражение для средней догрузки моста примет вид

$$\Delta Q_{cp} = \frac{G H_c}{\rho} = \frac{G \left[H + \frac{2h}{V^2} V \sqrt{\frac{2H}{2c_r}} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\lambda t + \epsilon_n) \right]}{\rho + \frac{G}{K_2} \left(1 + \frac{\rho}{\delta} \right)} \quad (15)$$

Анализ выражения (15) показывает, что динамическая догрузка моста зависит от высоты препятствий, расстояний между ними, их протяженности, а также от скорости движения трактора. Последняя вызывает увеличение догрузки моста за счет второго слагаемого в скобке числителя при прочих равных условиях и в дорезонансной зоне за счет третьего слагаемого в той же скобке.

В расчетах с допустимой степенью точности можно применить упрощенное выражение для определения суммарной динамической догрузки всей ходовой системы

$$\Delta Q_{cp} = \sum_{n=1}^2 \frac{G \left(H + \frac{2h}{V^2} \sqrt{\frac{2H}{2c_r}} \right)}{\rho + \frac{G}{K_{2n}} \left(1 + \frac{\rho}{\delta} \right)} \quad (16)$$

Полученное выражение легко проверяется опытным путем, оно показывает, что с увеличением числа неровностей на единицу пути ($1/e$) динамическая догрузка ходовой системы трактора увеличивается, причем в области реальных значений расстояний между неровностями увеличение догрузки происходит линейно.

Значения средних динамических догрузок ходовой системы трактора, определенных по формуле (16) и экспериментально, даны в таблицах 1, 2, 3.

$P_{кр} = 730$ кг, фон - стерня.

Таблица № 1

l см	v см/сек	$\Delta Q_{ср}$ теоретическая кг	$\Delta Q_{ср}$ экспериментальная кг
140	220	82,6	80,0
105	240	111,7	106,0
70	226	161,0	150,0

$P_{кр} = 690$ кг, фон - стерня.

Таблица № 2

l см	v см/сек	$\Delta Q_{ср}$ теоретическая кг	$\Delta Q_{ср}$ экспериментальная кг
140	260	86,8	83,0
105	290	118,4	120,0
70	285	172,6	165,0

$P_{кр} = 730$ кг, фон - стерня.

Таблица № 3

l см	v см/сек	$\Delta Q_{ср}$ теоретическая кг	$\Delta Q_{ср}$ экспериментальная кг
140	314	92,5	106,0
105	286	117,8	126,0
70	322	180,0	187,0

Влияние переменных нагрузок на крюке на коэффициент буксования

Ввиду нелинейности зависимостей $P_{кр} = f(\delta)$ любое колебание нагрузки на крюке относительно средней вызовет увеличение коэффициента буксования. Если трактор работает с крюковой нагрузкой, среднее значение которой $P_{кр0}$, а амплитуда $\Delta P_{кр}$, то при снижении нагрузки до минимальной коэффициент буксования трактора снижается до δ_{min} . При увеличении же нагрузки до максимальной коэффициент буксования возрастает до δ_{max} . Из рисунка 1 видно, что $\frac{\delta_{max} + \delta_{min}}{2} > \delta_0$

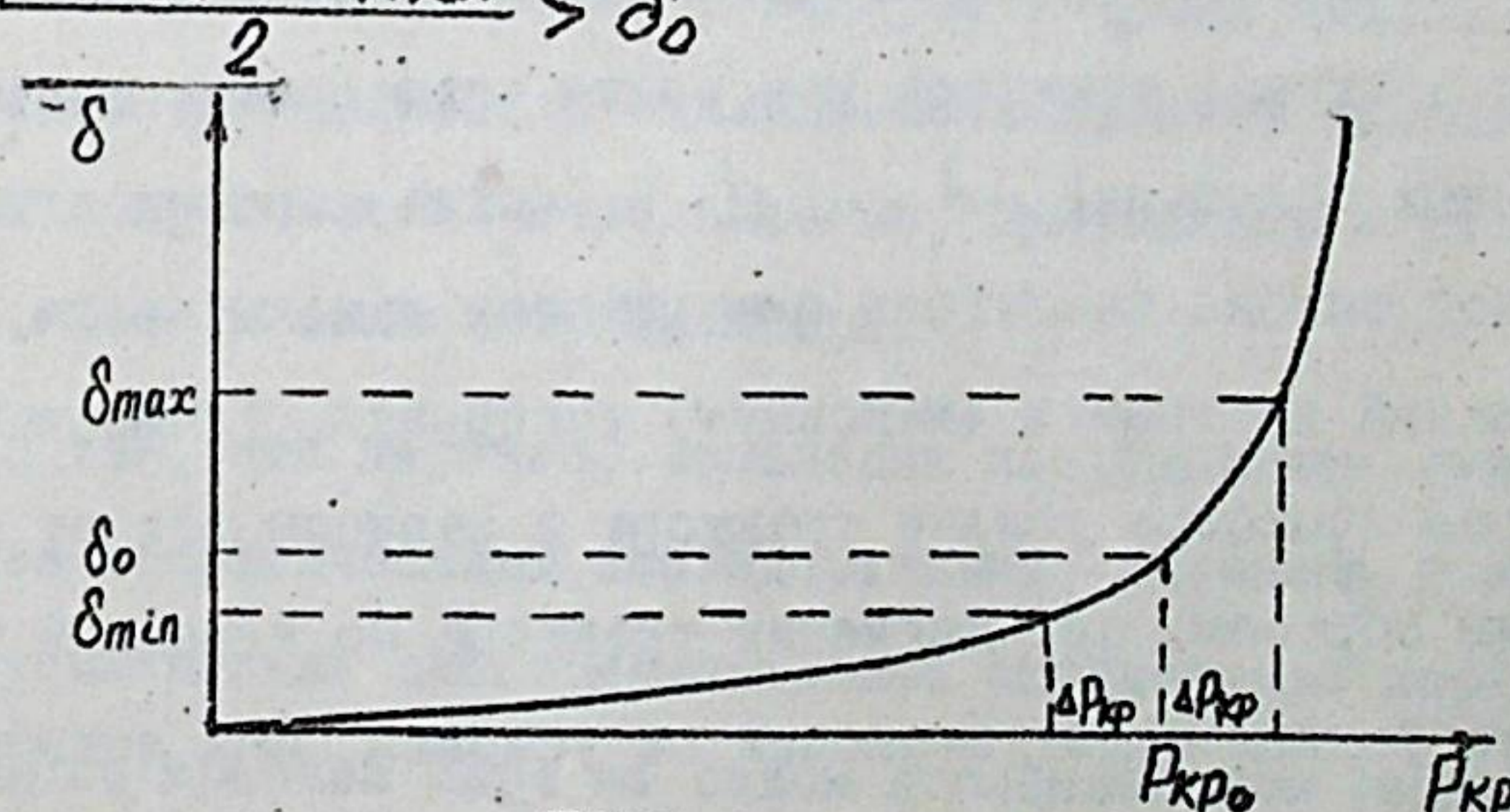


Рис. 1

Колебания крюковой нагрузки вызываются не только неоднородностью физико-механических свойств почвы перед рабочими органами машин-орудий, но и изменениями скорости движения самого трактора из-за наличия неровностей на полях. Даже при неизменности сопротивления почвы обработке усилия на крюке трактора, движущегося по неровной поверхности, будет изменяться, то есть $P_{кр}(t) = P_{кр0} + \frac{dv}{dt} m$, где $P_{кр0}$ - постоянная составляющая крюкового усилия;

$\frac{dv}{dt} m$ - переменная его часть, обусловленная колебаниями скорости трактора.

Усредненная величина ускорения в момент удара при принятых ранее допущениях будет

$$\left| \frac{dv}{dt} \right| = \frac{g \left[H + \frac{2h}{V^2} v \sqrt{\frac{2H}{2ct}} + A_1 \sin(\lambda t + \epsilon) \right]}{B \left[\rho + \frac{\rho}{K_2} \left(1 + \frac{\rho}{B} \right) \right]} \quad (17)$$

Из этой формулы видно, что величина ускорения трактора, а следовательно и кружковое усилие, зависят от размеров препятствий и скорости движения. На одних и тех же неровностях с увеличением скорости движения трактора ускорения возрастают, а при частоте вынужденных колебаний $\lambda = V$, когда третья слагаемое в квадратной скобке числителя оказывается максимальным, имеет место локальный экстремум (максимум) ускорения. Точно так же будет изменяться кружковое усилие трактора в зависимости от скорости.

Таким образом, при движении трактора по неровным полям размах кружкового усилия будет зависеть от условий, при которых величина $A_1 \sin(\lambda t + \epsilon)$ окажется максимальной. В диссертации показано, что это происходит при совпадении вынужденной частоты колебаний с частотой собственных вертикальных колебаний трактора, поэтому и коэффициент буксования в области $V = \lambda$ будет иметь максимальное значение.

III. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

На основании теоретических исследований установлено, что для проверки выдвинутых положений необходимо было замерять следующие параметры:

1. Крутящие моменты ведущих колес.
2. Вертикальные нагрузки на задние полуоси и переднюю ось

3. Кружковое усилие.
4. Деформацию шин и число оборотов ведущих колес.
5. Действительный путь.
6. Плотность и влажность почвы.

Экспериментальная работа выполнялась в лабораторных и полевых условиях. Целью лабораторных исследований являлось изготовление экспериментальной установки и определения следующих параметров:

1. Общего веса трактора и его распределение по колесам.
2. Моменты инерции трактора относительно центра тяжести.
3. Жесткости переднего моста и радиуса ведущих колес.

В задачу полевых экспериментов входило исследование влияния неровности поля на сопротивление передвижению, буксование и распределение нагрузок по осям колесного трактора.

В связи с тем, что характер изменения коэффициента буксования был установлен теоретическими исследованиями, методика полевых испытаний предусматривала экспериментальное определение коэффициента буксования по крайней мере на одном дорезонансном режиме, резонансном и одном зарезонансном режимах работы.

Изменение частоты и амплитуды вертикальных колебаний нагрузки на ведущие колеса достигалось созданием искусственных борозд на поле с различными расстояниями, равными 70, 105 и 140 см при одинаковой их глубине 7-8 см, то есть частота периодического воздействия неровностей на ходовую систему выбиралась исходя из частоты собственных колебаний трактора (2-6 гц) и близкой к условиям его движения по полю с пропашными и бахчевыми культурами.

Изменение амплитуды колебаний нагрузки на ведущие колеса осуществлялось созданием борозд с различной глубиной 8, 12 и 16 см, но с одинаковым расстоянием между ними - 105 см. Осциллограммы

обрабатывались методом ординат на приборе ПОВД-12, а часть их была расшифрована способом пик. Предельные значения относительных ошибок исследуемых параметров не превышали 6,5% при надежности 0,8.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В четвертой главе дается анализ полученных опытных данных. Кривые, представленные на рис. 2, показывают, что повышение скорости движения при постоянной средней нагрузке на крюке вызывает увеличение частоты вертикальных колебаний остова трактора и коэффициента буксования.

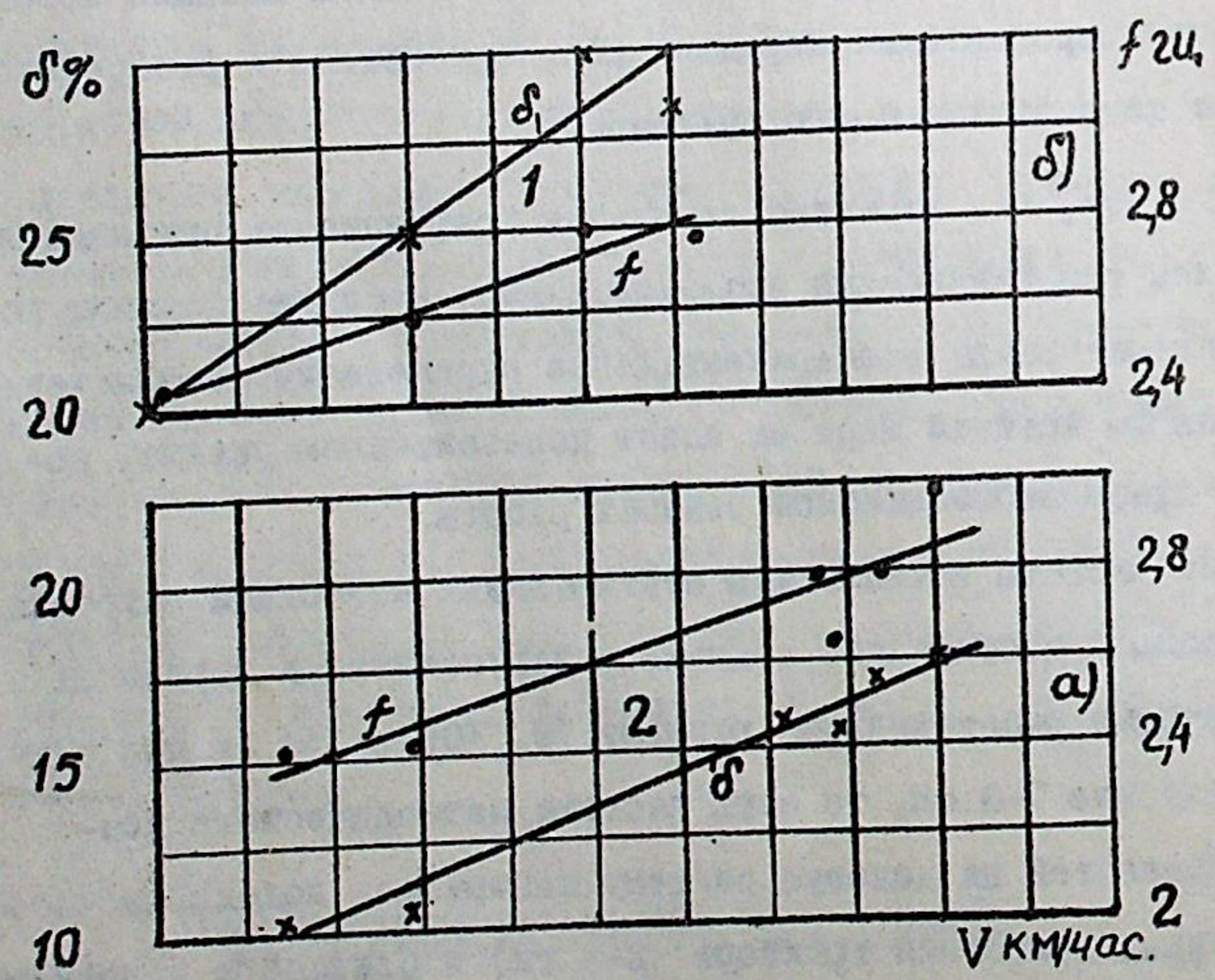


Рис. 2. Зависимость коэффициента буксования и частоты колебаний остова трактора от скорости движения. Фон - поле, подготовленное под посев.

При тяговом усилии 781 кг (рис. 2а) увеличение скорости движения от 9,74 до 17,73 км/час вызвало повышение частоты колебаний остова трактора от 2,4 до 3,0 гц, а коэффициента буксования - от 12 до 17,6%. Наиболее значительное повышение коэффициента буксования произошло при нагрузке на крюке 1080 кг. Увеличение скорости движения от 9,1 до 15,3 км/час вызвало повышение частоты колебаний от 2,2 до 2,8 гц, а коэффициента буксования - от 20 до 30% (рис. 2б).

Колебания в этих опытах носили случайный характер из-за размеров неровностей поля. Для выяснения закономерностей изменения буксования только от частоты вертикальных колебаний остова трактора при постоянной скорости движения на поле создавались искусственные препятствия по выше-указанной методике.

На рис. 3 изображена зависимость коэффициента буксования трактора МТЗ-5МС от частоты колебаний его остова при постоянной скорости движения. При тяговом усилии 440 кг и амплитуде колебаний нагрузки на ведущие колеса (210 кг) увеличение частоты колебаний от 2,3 до 3,35 гц (кривая 1) вызвало повышение коэффициента буксования от 6 до 9,2%. При движении машинно-тракторного агрегата со скоростью

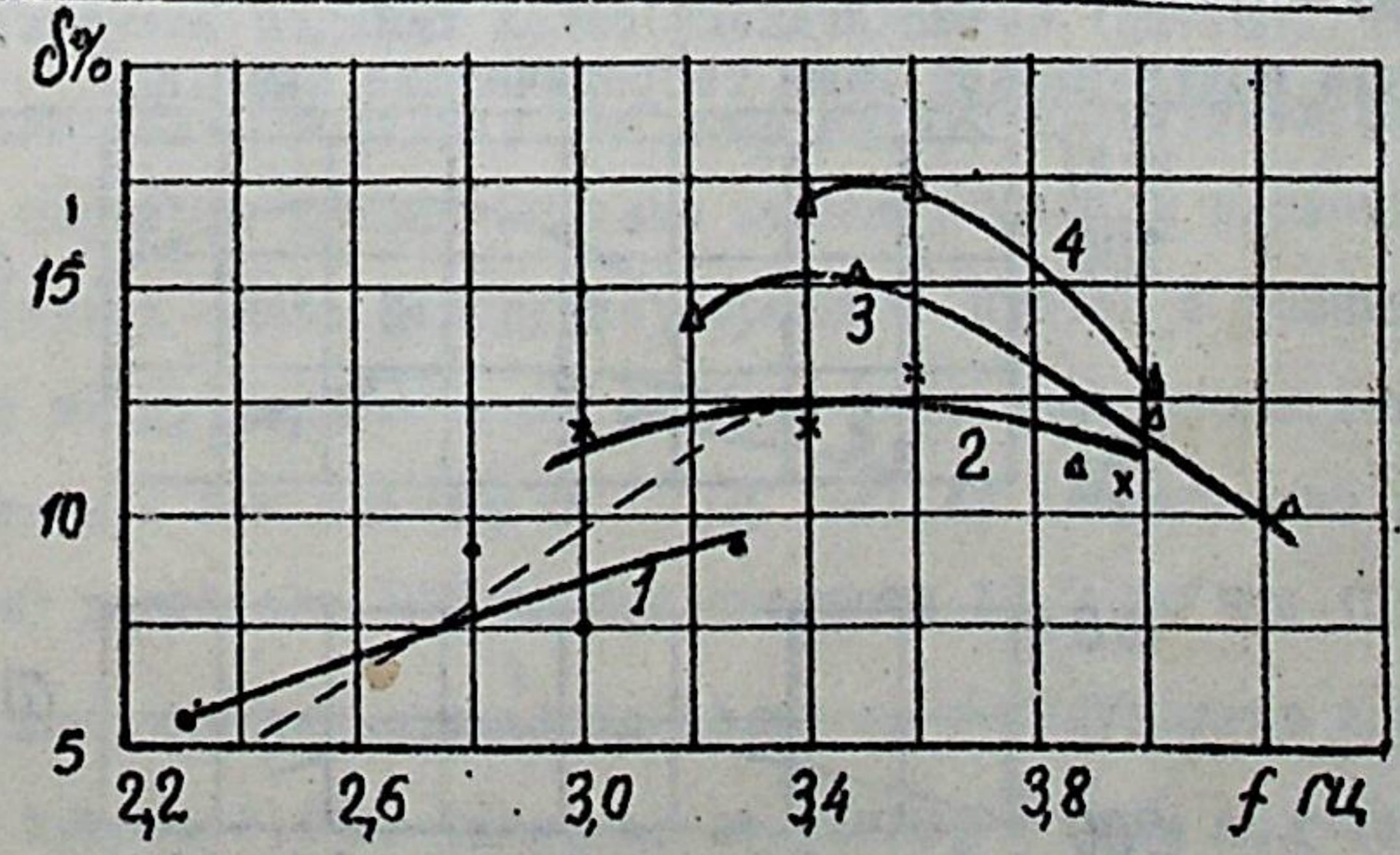


Рис. 3. Зависимость коэффициента буксования от частоты колебаний остова трактора. Фон - стерня.

17,6 км/час с нагрузкой на крюке 460 кг коэффициент буксования достигает максимального значения 13% (кривая 2). При частоте колебаний 4,0 гц произошло уменьшение буксования до 11%. Такой же характер изменения буксования наблюдался и при нагрузках на крюке 480 кг (кривая 3) и 690 кг (кривая 4).

Кривые 1 и 2 описывают результаты опытов почти при одинаковых нагрузках на крюке. По их точкам можно провести одну общую кривую (пунктирная линия на графике). Эта общая кривая как и каждая кривая в отдельности показывает, что коэффициент буксования определяется частотой колебаний остова трактора, которая зависит от скорости движения и состояния микрорельефа поля, на котором трактор работает. Из анализов графиков видно, что коэффициент буксования увеличивается с ростом частоты колебаний до 3,4 - 3,6 гц. При дальнейшем повышении частоты колебаний остова трактора величина исследуемого параметра начинает уменьшаться.

Сопротивление передвижению трактора с увеличением частоты колебаний его остова также повышалась. При частотах, близких к 3,5 гц, оно достигало 750 кг при нагрузке на крюке 480 кг (кривая 4, рис. 4), что подтверждает наши теоретические выкладки.

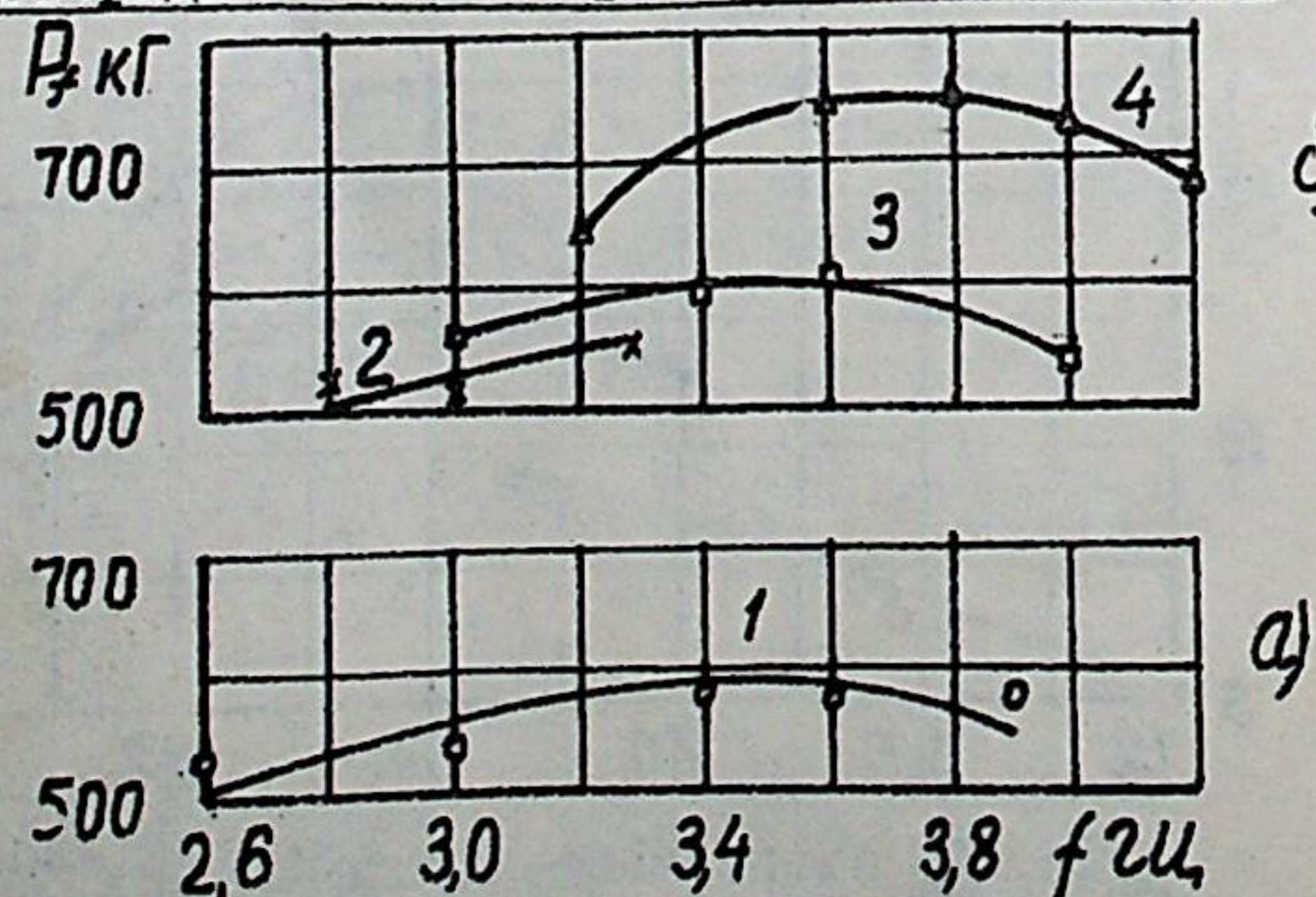


Рис. 4. Зависимость сопротивления передвижению от частоты колебаний нагрузки на ведущие колеса трактора. Фон - стерня.

С увеличением амплитуды колебаний нагрузки на ведущие колеса трактора коэффициент буксования также возрастает (рис. 5).

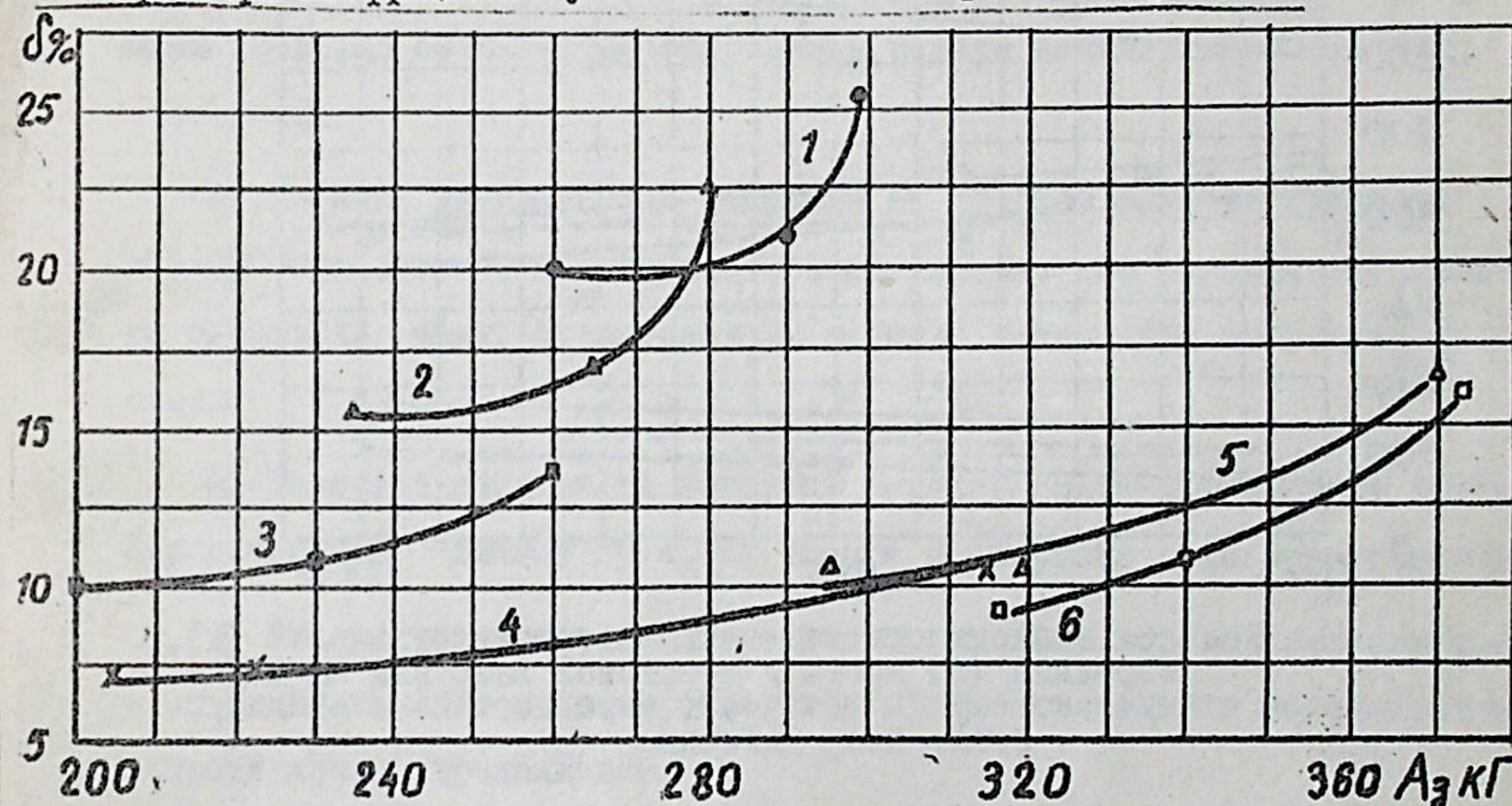


Рис. 5. Влияние амплитуды колебания нагрузки на ведущие колеса на коэффициент буксования. Фон - стерня.

С уменьшением расстояний между неровностями на поле при постоянной нагрузке на крюке и одинаковой скорости движения догрузка ведущих и разгрузка ведомых колес увеличиваются (рис. 6). Чем больше скорость движения трактора, тем выше значение догрузки задних или разгрузки передних колес. Опытные данные показали несоответствие догрузки задних колес разгрузке передних. Причем с уменьшением расстояний между неровностями на поле указанное несоответствие увеличивается и при значениях $1/e = 1,43$ (количество неровностей на 1 м) достигает 187 кг при скорости 13,2 км/час (прямая 3).

Все вышеприведенные графики получены в результате исследования трактора класса 1,4 т. Такие же зависимости были получены и для трактора класса 0,9 т.

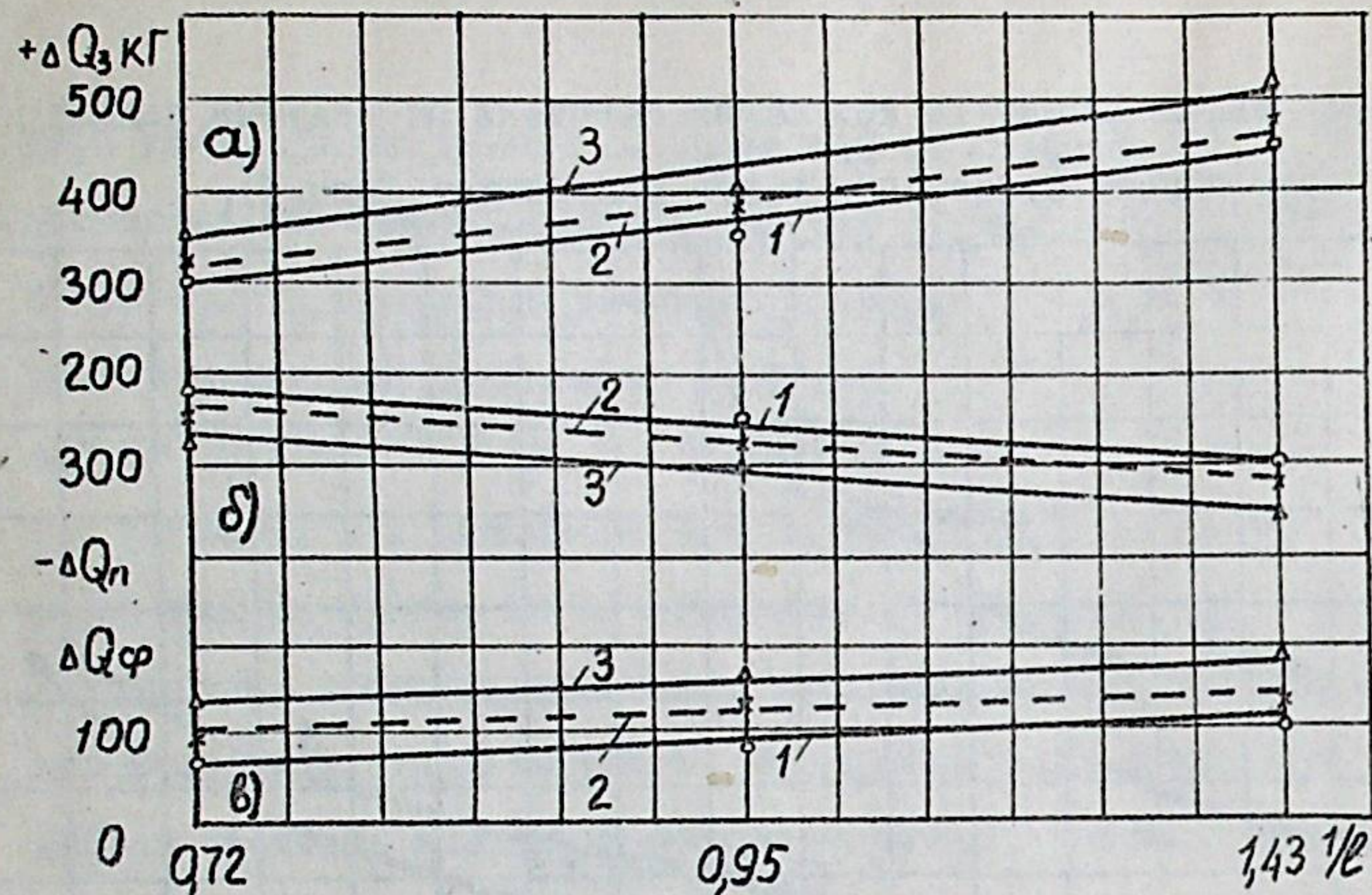


Рис. 6. Зависимость изменения нагрузки на задний (а), передний (б) мосты и суммарной нагрузки на ходовую систему (в) от числа неровностей на единицу пути. Фон - стерня.

ВЫВОДЫ

1. Увеличение скорости движения колесного трактора при работе на поле с естественным микрорельефом вызывает повышение частоты колебаний нагрузки на ведущие колеса.

2. Увеличение частоты и амплитуды колебаний нагрузки на ведущие колеса тракторов классов 0,9 и 1,4 т при постоянной нагрузке на крюке и средней скорости движения вызывает повышение буксования и сопротивления передвижению при работе на сухих почвах Волгоградской области.

3. Наибольшее значение коэффициента буксования и сопротивления передвижению при частотах, близких к 3,5 гц, объясняется наступлением резонансного режима (совпадением частот собственных колебаний остова трактора и частоты воздействия неровностей поля на ходовую систему).

4. Примененный способ непрерывной записи радиальной деформации шины позволил более точно определить радиус качения и коэффициент буксования.

5. Средние динамические нагрузки на ходовой аппарат трактора МТЗ-5МС превышают статические. Это превышение тем больше, чем меньше расстояние между препятствиями на поле и чем выше скорость движения.

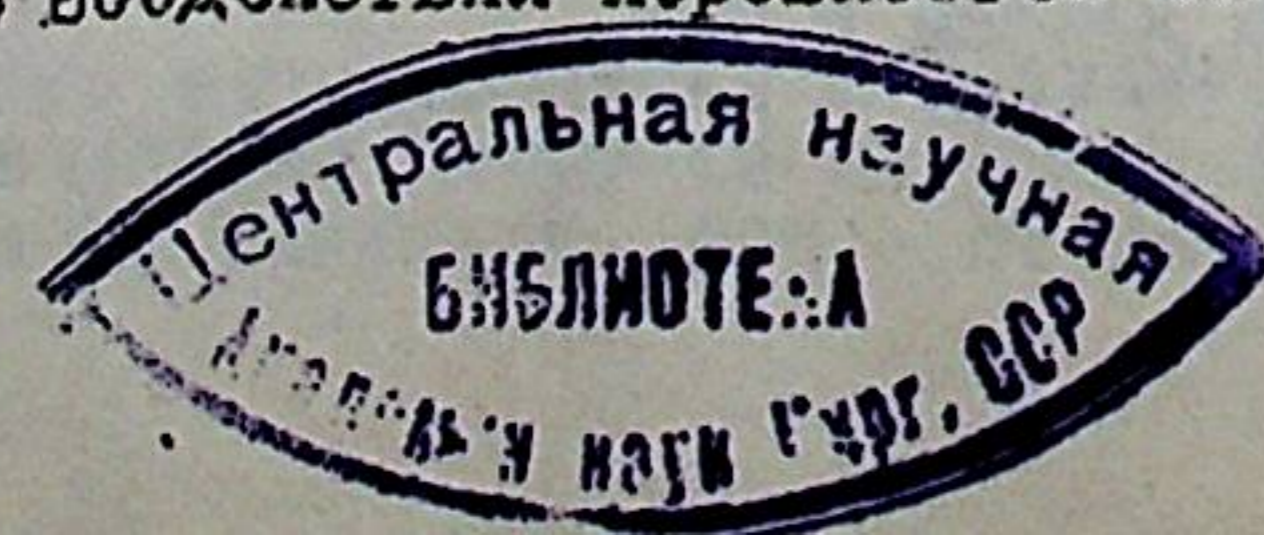
6. Основное влияние на догрузку ходовой системы оказывает число неровностей на единицу пути, их высота и скорость движения трактора.

7. Аналитически полученная зависимость (16) хорошо согласуется с опытными данными и может быть учтена при определении коэффициента сопротивления передвижению.

8. Исключить резонансные явления, а следовательно уменьшить буксование и сопротивление передвижению можно поддрессированием заднего моста колесных тракторов так, чтобы суммарная жесткость подвески была ниже 32В кг/см, т.е. собственная частота колебаний остова трактора должна быть как можно меньше 3,5 гц.

9. При движении поперек междурядий с расстояниями 70, 105 и 140 см наступление резонансного режима возможно при скоростях 8,7; 13,3; 18,5 км/час соответственно. При работе на полях пропашных и бахчевых культур с расстояниями междурядий 70, 105 и 140 см с целью уменьшения буксования и сопротивления передвижению целесообразно работать на скоростях, отличных от вышеуказанных.

10. Улучшение обработки полей является в настоящее время одним из наиболее легко осуществимым путем уменьшения сопротивления передвижению, буксования, динамических нагрузок на ходовую систему и увеличения их производительности.



Материалы диссертации доложены на научных конференциях Волгоградского СХИ в 1969, 1970, 1971 гг.

Основные положения диссертации освещены в следующих работах:

1. Экспериментальное исследование влияния колебаний колесного трактора на буксование его двигателей. Сб. работ кафедры "Тракторы и автомобили" Волгоградского СХИ. Теоретические основы работы скоростных машинно-тракторных агрегатов в зоне Юго-Востока РСФСР, Волгоград, 1970, том 33. (В соавторстве с Шевцовым П.П. и Кузнецовым Н.Г.).

2. О выборе скоростей движения колесных тракторов при работе на полях с пропашными и бахчевыми культурами. Сельское хозяйство Таджикистана, № 5, 1971. (В соавторстве с Бахриевым С.).

3. Экспериментальное исследование силовых и кинематических потерь колесных тракторов. (В соавторстве с Шевцовым П.П., Кузнецовым Н.Г., Лазебным Н.А.). Труды Ворошиловградского СХИ, том XX, Ворошиловград. (В печати).

Ротапринт ГПКТБ №01611, февраль 1972г. Тир. 150 экз.
Вак. №1440. Волгоград, 68, Проспект им. Ленина, 88