

В. Н. КОШМАН,
аспирант

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ БАЛЛОННОГО ТРАКТОРА

Широкое применение колесных тракторов на пневматических шинах низкого давления в сельском хозяйстве, повышение их эксплуатационных скоростей и использование на транспорте выявили ряд серьезных недостатков существующих баллонных тракторов, одним из которых является неудовлетворительная плавность их хода.

Известно, что в настоящее время при движении тракторов по грунтовым и проселочным дорогам с изношенным покрытием возможность применения повышенной скорости ограничена из-за тряски трактора, которая вредно отражается на его механизмах и создает тяжелые, а подчас и невозможные условия работы водителя.

В полевых условиях при перекрестной обработке междурядий, работе поперек свальных борозд и оросительной микросети повышение скорости трактора сопровождается резкими толчками и сотрясениями остова, которые, помимо других отрицательных последствий, вызывают быструю утомляемость водителя и приводят к снижению общей производительности труда.

Названные недостатки требуют тщательного изучения плавности хода баллонных тракторов, но тем не менее в отечественной литературе почти нет работ, посвященных этой проблеме.

Многочисленными исследователями, изучавшими колебания экипажей, установлено, что экипаж, движущийся по неровной поверхности дороги, колеблется главным образом с частотой собственных колебаний, которая для большинства экипажей имеет вполне определенную величину. Частота собственных колебаний сама по себе не является оценочным параметром колебательного процесса, однако известно, что экипажи с более низкой частотой собственных колебаний имеют, как правило, лучшую плавность хода.

В настоящее время существует мнение, что поддрессоренные массы экипажей должны иметь частоту собственных колебаний

60—75 $\frac{\text{КОЛ}}{\text{МИН}}$. Такая частота примерно соответствует частоте толч-

ков, передаваемых человеку при ходьбе. Эти толчки практически не ощущаются организмом.

Колеблющийся остов баллонного трактора воздействует на сиденье водителя через его упругие элементы, создавая тем самым возмущающую силу. Колебания сиденья поэтому зависят от колебаний остова трактора и для достижения оптимальных колебаний водителя должны иметь определенную взаимосвязь. Совпадение частот колебаний сиденья водителя и остова трактора может привести к крайне нежелательным последствиям, например к резонансным колебаниям сиденья.

Цель настоящей работы состоит в том, чтобы теоретически и экспериментально определить параметры собственных колебаний баллонного трактора, главным из которых является частота, и исследовать факторы, влияющие на нее. Одновременно рассмотрено также затухание колебательного процесса, которое для подрессорных экипажей должно иметь определенную интенсивность.

Знание параметров собственных колебаний трактора позволяет в определенной мере характеризовать плавность его хода, рационально выбирать упругие элементы подвески сиденья при проектировании и дает возможность использовать оценочные параметры, соответствующие данному колебательному процессу.

Для теоретического и экспериментального исследования был взят серийный трактор «Беларусь» МТЗ-5Л. Параметры данного трактора, как колебательной системы, следующие:

Вес, приходящийся на заднюю ось, кг	1922
без водителя	
с водителем	1994
Вес, приходящийся на переднюю ось, кг	
без водителя	1016
с водителем	1016
Шины	
передние	6,5×20", 6-слойные, модель 2-18
задние	12×38"; 6-слойные, модель Я-166
Давление в шинах, кг/см ²	
передних	1,7
задних	1,1—1,2
Сиденье водителя	Мягкое, двухместное, расположено над задней осью

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Колебания баллонного трактора могут быть изучены в различных характерных точках остова, например в центре тяжести, в центре упругости, над передней или над задней осью, в зависимости от поставленной задачи.

В данной работе преследуется цель изучения колебаний трактора как факторов, воздействующих на организм водителя, поэтому наиболее целесообразно рассматривать колебание точки остова, над которой расположено сиденье.

Учитывая это обстоятельство, сложную колебательную систему трактора можно представить в виде упрощенной схемы, как это показано на рис. 1. Эта схема представляет собою динамическую модель колебательной системы «задняя ось-баллоны» и состоит из следующих элементов.

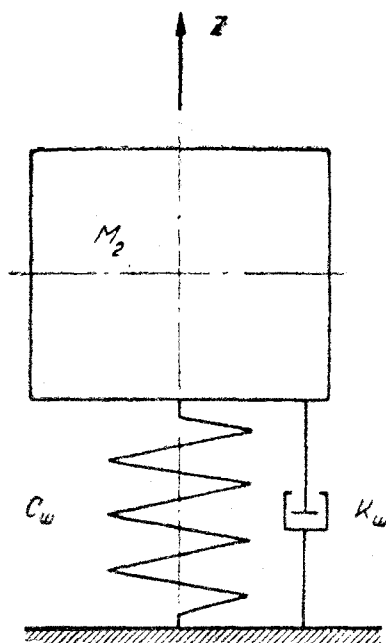


Рис. 1. Упрощенная схема колебательной системы «остов-шины» задней оси баллонного трактора

Сила сопротивления колебательной системы пропорциональна скорости, запишем дифференциальное уравнение колебательного процесса массы M_2 в следующем виде:

$$M_2 \ddot{z} + k_{ш} \dot{z} + c_{ш} z = 0. \quad (1)$$

В этом уравнении величина z представляет собою вертикальное перемещение массы M_2 , а \dot{z} и \ddot{z} — скорость и ускорение колебательного процесса.

Разделив уравнение (1) на M_2 и введя обозначения

$$\frac{k_{ш}}{M_2} = 2h \quad \text{и} \quad \frac{c_{ш}}{M_2} = \omega^2, \quad \text{получим уравнение}$$

$$\ddot{z} + 2hz + \omega^2 z = 0. \quad (1')$$

Для решения этого уравнения воспользуемся обычным методом решения линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$z = e^{rt}, \quad (2)$$

$$\text{Массы } M_2 = \frac{G_2 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2}{g \text{ см}},$$

где

G_2 — вес, приходящийся на заднюю ось трактора без учета веса задних колес, кг;
 g — ускорение свободного падения, см/сек².

Пружинящего элемента, отображающего упругие свойства задних баллонов с жесткостью $C_{ш} \frac{\text{кг}}{\text{см}}$.

Сопротивления системы, отображающего демпфирующие свойства баллонов с коэффициентом сопротивления $k_{ш} \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$.

Рассматривая вертикальные перемещения остова трактора на баллонах при отсутствии внешней возмущающей силы и предположив, что баллоны имеют линейную упругую характеристику, а

сила сопротивления колебательной системы пропорциональна скорости, запишем дифференциальное уравнение колебательного процесса массы M_2 в следующем виде:

$$M_2 \ddot{z} + k_{ш} \dot{z} + c_{ш} z = 0. \quad (1)$$

В этом уравнении величина z представляет собою вертикальное перемещение массы M_2 , а \dot{z} и \ddot{z} — скорость и ускорение колебательного процесса.

Разделив уравнение (1) на M_2 и введя обозначения

$$\frac{k_{ш}}{M_2} = 2h \quad \text{и} \quad \frac{c_{ш}}{M_2} = \omega^2, \quad \text{получим уравнение}$$

$$\ddot{z} + 2hz + \omega^2 z = 0. \quad (1')$$

Для решения этого уравнения воспользуемся обычным методом решения линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$z = e^{rt}, \quad (2)$$

где

e — основание натуральных логарифмов;

t — время и r — постоянная, которая должна быть определена из того условия, что выражение (2) удовлетворяет уравнению (1').

Подставляя выражение (2) в уравнение (1'), получим

$$r^2 + 2hr + \omega^2 = 0,$$

откуда
$$r = -h \pm \sqrt{h^2 - \omega^2}. \quad (3)$$

Положим, что зависящая от сопротивления в системе величина h меньше ω^2 , тогда величина

$$\omega_1^2 = \omega^2 - h^2 \quad (4)$$

положительна и мы имеем для r два комплексных корня:

$$r_1 = -h + \omega_1 \cdot i \quad \text{и} \quad r_2 = -h - \omega_1 \cdot i.$$

Подставляя эти корни в выражение (2) и произведя ряд преобразований, получим общее решение уравнения (1')

$$z = e^{-ht} (C_1 \cos \omega_1 t + C_2 \sin \omega_1 t), \quad (5)$$

где

C_1 и C_2 — постоянные, которые в каждом частном случае должны быть определены из начальных условий.

Множитель e^{-ht} в решении выражения (5) постепенно убывает со временем, и вызванные вначале колебания будут постепенно затухать. Темп затухания зависит от величины постоянной h . Из общего решения выражения (5) видно, что амплитуда колебаний уменьшается после каждого цикла в отношении

$$e^{-ht} : 1, \quad (6)$$

т. е. ее убывание следует закону геометрической прогрессии.

Исследуем факторы, влияющие на частоту собственных колебаний трактора. Для этой цели рассмотрим уравнение (4), из которого следует

$$\omega_1 = \sqrt{\omega^2 - h^2}.$$

Величина ω_1 представляет собою угловую скорость вектора и измеряется в радианах в секунду. Для удобства пользования формулой частоты выразим ее в герцах или в векторной интерпретации, в оборотах в секунду и обозначим через f . Связь между ω_1 и f в этом случае выразится зависимостью

$$f = \frac{\omega_1}{2\pi}, \quad (7)$$

или

$$f = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\omega^2 - h^2} \frac{\text{кол}}{\text{сек}}. \quad (7')$$

Подставив значения

$$\omega^2 = \frac{c_{ш}}{M_2}, \quad h^2 = \frac{k_{ш}^2}{4M_2^2}, \quad M_2 = \frac{G_2}{g} \text{ и произведя}$$

некоторые преобразования, будем иметь

$$f \approx 5 \sqrt{\frac{4c_{ш} G_2 - k_{ш}^2 g}{4G_2^2}} \frac{\text{кол}}{\text{сек}}. \quad (8)$$

Из формулы (8) можно заключить, что частота собственных колебаний остова баллонного трактора уменьшается при:

- увеличении $k_{ш}$ — сопротивления шин колебаниям;
- увеличении G_2 — веса, приходящегося на заднюю ось;
- уменьшении $c_{ш}$ — жесткости баллонов.

Коэффициент сопротивления $k_{ш}$ отображает внутренние свойства пневматических шин и зависит от химического состава резины и от конструкции шины — размеров, числа слоев корда.

Вес, приходящийся на заднюю ось G_2 , определяется общей компоновкой трактора и для выполненного образца его можно считать постоянной величиной.

Увеличение G_2 за счет навески орудий при неизменном давлении воздуха в баллонах будет понижать частоту собственных колебаний остова трактора, как это видно из формулы (8).

Жесткость баллонов $c_{ш}$ для рассматриваемой конструкции зависит только от давления воздуха в них и является переменным фактором, влияющим на частоту собственных колебаний трактора.

Необходимо установить, возможно ли изменением давления воздуха в задних баллонах достигнуть параметров собственных колебаний трактора, приемлемых для организма водителя.

Определение частот собственных колебаний по формуле (8) не представляется возможным, так как величина коэффициента сопротивления $k_{ш}$ неизвестна и может быть найдена только опытным путем.

Для приближенного вычисления частоты собственных колебаний остова трактора величиной $k_{ш}$ можно пренебречь, тогда формула (8) после подстановки в нее значений $k_{ш} = 0$ и $c_{ш} = \frac{G_2}{\lambda_{ст}}$,

где

$\lambda_{ст}$ — статический прогиб баллонов, примет вид

$$f \approx 5 \sqrt{\frac{1}{\lambda_{ст}}} \frac{\text{кол}}{\text{сек}}. \quad (9)$$

По формуле (9), зная статический прогиб баллонов, можно приближенно определить частоту собственных колебаний трактора.

Расчетные величины частот собственных колебаний задней оси

трактора МТЗ-5Л при различных давлениях воздуха в задних баллонах приведены в табл. 1.

Таблица 1

Расчетные значения частот собственных колебаний
задней оси трактора МТЗ-5Л

Давление воздуха в задних баллонах $P, \frac{кг}{см^2}$	Статический прогиб задних баллонов $\lambda_{ст}, см$	Частота собственных колебаний задней оси $f, кол/сек$
0,8	5,10	2,21
0,9	4,75	2,29
1,0	4,40	2,39
1,1	4,20	2,44
1,2	4,00	2,50
1,3	3,83	2,55
1,4	3,70	2,60
1,5	3,55	2,65

Из табл. 1 видно, что расчетные частоты собственных колебаний остова трактора при изменении давления воздуха в задних баллонах от 0,8 до 1,5 $кг/см^2$ изменяются в пределах от 132,6 до 159 $кол/мин$, т. е. превышают частоты, допустимые для организма, более чем в 2 раза.

На основании приведенных данных можно утверждать, что частотная характеристика колебательного процесса трактора неприемлема для организма человека.

Для создания оптимального колебательного процесса нужно, чтобы водитель был надежно изолирован от колеблющегося остова трактора упругими элементами, которые бы, с одной стороны, поглощали толчки при движении трактора по неровной поверхности, а с другой — преобразовывали бы высокочастотные колебания остова в низкочастотные, допустимые для организма.

В целях проверки расчетных величин частот собственных колебаний остова трактора, а также для определения сил сопротивления в системе «остов-баллоны», которая обуславливает интенсивность затухания колебательного процесса, были проведены экспериментальные работы, позволившие получить фактические величины названных параметров.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРА

Для возбуждения собственных колебаний колесных экипажей (например, автомобилей), как правило, применяется один из двух методов: метод сбрасывания всего экипажа (или каждой оси в отдельности) с определенной высоты (обычно 50—100 мм) или метод подтягивания (например, кузова к осям) и быстрого отпускания. Возбуждают собственные колебания также и на специальных стендах, производя на колеса экипажа единичный удар.

Метод подтягивания и стендовый метод возбуждения колебаний по сравнению с методом сбрасывания больше соответствуют условиям эксплуатации, однако они требуют специальных и довольно сложных устройств, а полученные результаты в том и другом случае принципиального различия не имеют. Поэтому для возбуждения собственных колебаний трактора нами был принят наиболее простой, не требующий сложных дополнительных устройств метод сбрасывания.

Трактор устанавливался на ровную площадку. Передние колеса его укреплялись деревянными колодками для предотвращения произвольного перекатывания. Задняя ось с помощью подъемного механизма приподнималась на высоту 50 мм и резко сбрасывалась, в результате чего трактор начинал колебаться.

Процесс колебания остова трактора регистрировался специальным виброизмерительным прибором.

Сбрасывание трактора осуществлялось с помощью специально для этой цели разработанного приспособления, позволяющего легко и быстро производить опыты. На рис. 2 представлена схема приспособления.

Работает приспособление следующим образом: к подвешенному на крюк подъемного механизма приспособлению прикрепляется в точке *D* серьги 1 трос, соединенный с остовом трактора, и осуществляется подъем задней оси трактора. Нагрузка передается в точку *S*, шарнирно соединенную с качающимся сектором 3. Точка *S* смещена от оси натяжения, вследствие чего создается момент, стремящийся повернуть сектор 3 в направлении, указанном стрелкой. Сектор удерживается от поворота проволокой 5 малого диаметра — $1 \div 1,5$ мм. После поднятия оси трактора на заданную высоту проволока 5 перерезывается, сектор 3, освобождаясь, проворачивается вокруг оси *O* и трактор свободно падает.

Из схемы видно, что сила натяжения в проволоке 5 зависит от отношения плеч $\frac{l}{L}$.

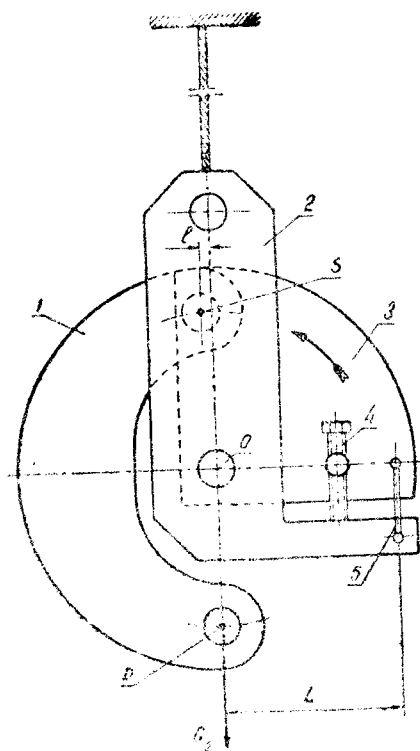


Рис. 2. Схема приспособления для сбрасывания трактора:

- 1—подвижные серьги; 2—корпус; 3—качающийся сектор; 4—регулирующий винт; 5—проволока

Это соотношение на выполненном приспособлении составляет $\frac{1}{125}$, что позволяет для данных опытов применять проволоку диаметром 1 мм.

На приспособлении предусмотрен регулировочный винт 4, слу-

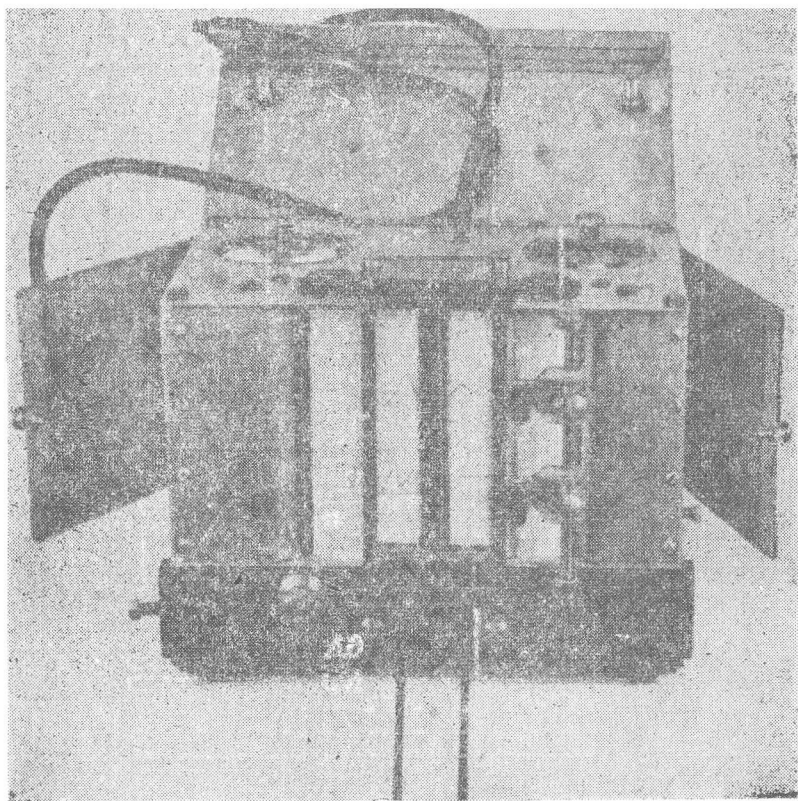


Рис. 3. Виброграф.

жащий для изменения величины плеча l в зависимости от веса сбрасываемого объекта.

Регистрация колебательного процесса остова трактора производилась с помощью специально разработанного прибора — вибрографа (рис. 3), который включает в себя лентопротяжной механизм, механизм привода и пишущее устройство.

Механизм привода состоит из электромотора постоянного тока и системы зубчатых передач с переменным передаточным числом.

Электромотор вибрографа имеет следующие данные:

мощность	15 вт;
напряжение	12 в;
число оборотов	5200 об/мин.

При проектировании прибора скорость движения ленты выбиралась сообразно с частотами колебаний исследуемых объектов, а также с учетом удобства обработки записей.

Для частот колебаний порядка 3—4 гц скорость движения ленты удобно задавать в пределах 70—100 мм/сек. Для записи колебаний с более низкими частотами (например, подрессорных сидений тракторов) предусмотрены скорости 25 и 50 мм/сек.

Для получения указанного диапазона скоростей движения ленты механизм привода снабжен четырехскоростной коробкой. Включение требуемой передачи (необходимой скорости движения ленты) производится в процессе наладки в соответствии с измеряемой частотой.

Постоянство скорости движения ленты обеспечено за счет поддержания постоянного напряжения источника питания (аккумуляторных батарей).

Для обеспечения равномерного движения ленты в лентопротяжном механизме установлены прижимные резиновые ролики, а на ведущем ролике имеются специальные зубцы, перфорирующие ленту при протягивании.

Набегание ленты устраняется за счет ускоренного вращения приемного барабана относительно ведущего ролика. Кроме того, во избежание разрыва ленты предусмотрено пробуксовывание приемного барабана; усилие пробуксовывания регулируется специальным винтом с пружиной.

Лента вибрографа, на которой записывается колебательный процесс, представляет собой полосу миллиметровой или мелованной бумаги шириной 150 мм, что позволяет вести одновременную запись колебаний двух объектов (например, остова трактора и сиденья водителя) в масштабе 1 : 1 в координатах время — перемещение. Запас ленты на барабане составляет 40 м.

Пишущее устройство состоит из четырех грифелей: двух подвижных (присоединяемых тягами к объектам) и двух неподвижных (отмечающих нулевые линии). Грифели заключены в эбонитовые корпуса и постоянно поджимаются пружинами; натяжение пружин регулируется винтами. Эбонитовые корпуса ввинчены в рамки (ползуны), перемещающиеся строго вертикально. Грифели, отмечающие нулевые линии, фиксируются в заданном положении после настройки прибора.

Детали пишущего устройства, включая корпуса грифелей, ползуны и тяги, сделаны из легких материалов (алюминий, эбонит) и имеют малые габариты. Незначительный вес названных деталей способствует уменьшению амплитуды собственных колебаний пишущего устройства, так как высшие гармоники, создаваемые этими колебаниями, представляют собой помеху записи основного колебания.

Соединение пишущего устройства с объектом осуществляется при помощи тяг телескопического типа, что обеспечивает удобство настройки прибора и рациональное расположение кривых на ленте.

Виброграф устанавливается на площадке, которая сделана на специальной стойке и может поворачиваться вокруг вертикальной оси на 360° , а также подниматься и опускаться за счет телескопического соединения. Это позволяет легко координировать виброграф с испытуемым объектом.

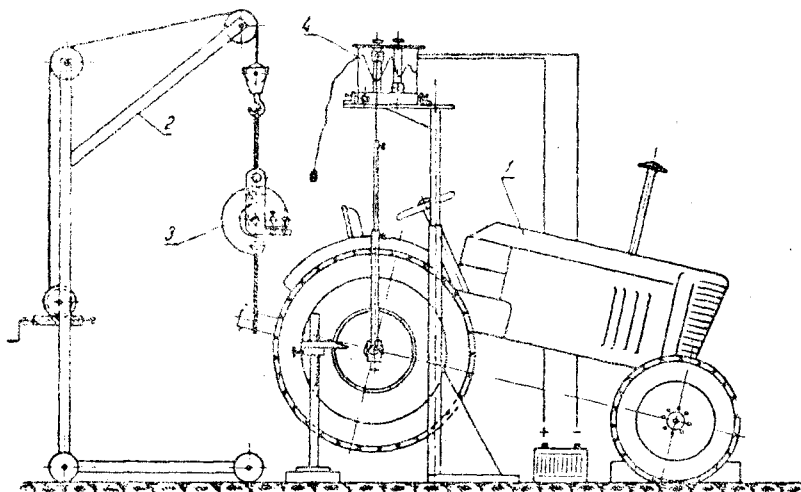


Рис. 4. Схема лабораторной установки для исследования собственных колебаний трактора:

1—испытуемый трактор; 2—подъемный механизм; 3—приспособление для сбрасывания трактора; 4—прибор для записи колебаний

Включение движения ленты вибрографа осуществляется дистанционным приводом.

В процессе опытов замер давления воздуха в баллонах осуществляется манометром с точностью показаний $0,02 \text{ кг/см}^2$.

Величины статических прогибов баллонов замерялись штангенрейсмусом, установленным над испытуемой осью трактора. Одновременно статический прогиб и высота сбрасывания фиксировались на ленте вибрографа.

На рис. 4 представлена схема лабораторной установки для исследования собственных колебаний трактора.

Тарировка скорости движения ленты (масштаба времени) осуществлялась секундомером. Отклонение скорости от расчетной не превышало $\pm 2,5\%$ при колебании напряжения источников питания $\pm 2 \text{ в}$.

Сбрасывание трактора при каждом опыте производилось не менее трех раз. Повторяемость замеров удовлетворительная.

В результате проведенных экспериментальных работ были про-

верены расчетные зависимости параметров собственных колебаний тракторов, а также определены те параметры, которые не поддаются расчету.

Полученные опытные данные позволили определить:
 частоты собственных колебаний трактора;
 интенсивность затухания колебательного процесса;
 характер протекания колебательного процесса.

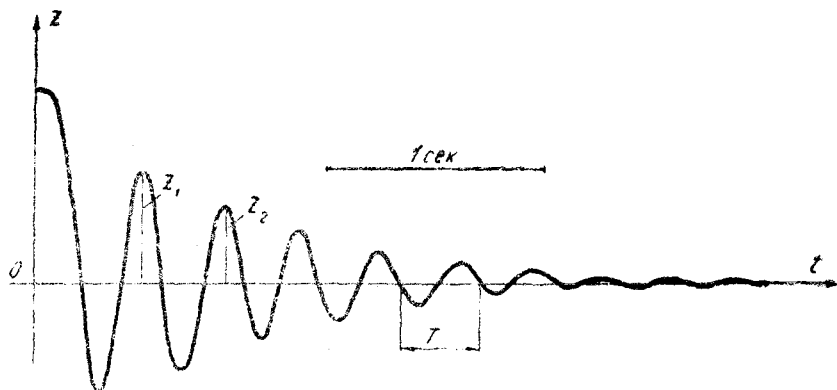


Рис. 5. Типовая кривая собственных колебаний задней оси трактора МТЗ-51

В качестве примера на рис. 5 приведена типовая кривая собственных колебаний задней оси трактора при давлении воздуха в баллонах $1,1 \text{ кг/см}^2$.

Период колебания T на опытных кривых не оставался постоянным, а постепенно уменьшался с затуханием, поэтому определение частоты собственных колебаний производилось по уравнению

$$f_0 = \frac{n}{\sum_n T} \frac{\text{кол}}{\text{сек}}, \quad (10)$$

где

n — число полных колебаний;
 T — период полного колебания.

При подсчете частот по опытным кривым величина n принималась равной 6.

Анализ опытных кривых показал, что отношение любых двух последовательных амплитуд составляет примерно одну и ту же величину, т. е. затухание колебания происходит по геометрической прогрессии.

Соответствие уравнения (1) опытным данным видно из следующего рассмотрения.

Общее решение этого уравнения можно представить в виде:

$$z = Ae^{-ht} \cos(\omega t + \varphi), \quad (11)$$

где

A и φ — амплитуда и фаза, определяемые начальными условиями.

Для двух моментов времени колебательного процесса, отличающихся на период T , выражение координат будет таким:

$$z_1 = Ae^{-ht_1} \cos(\omega_1 t_1 + \varphi);$$

$$z_2 = Ae^{-h(t_1+T)} \cos(\omega_1 t_1 + \omega_1 T + \varphi).$$

Так как косинус от изменения аргумента на величину $\omega T = 2\pi$ значение не меняет, то, положив $z_1 = z_{\max}$, т. е. $\cos(\omega_1 t_1 + \varphi) = 1$ величины z_1 и z_2 можно записать следующим образом

$$z_1 = Ae^{-ht_1} \quad \text{и} \quad z_2 = Ae^{-h(t_1+T)}.$$

Взяв отношение $z_2 : z_1$ и произведя преобразования, запишем:

$$hT = \ln\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = \ln \delta. \quad (12)$$

Формула (12) показывает, что при наличии в колебательной системе сопротивления, пропорционального скорости (что мы и приняли в уравнении 1), отношение двух последовательных амплитуд равно постоянной величине e^{-ht} , т. е. убывание амплитуд такого колебания происходит по геометрической прогрессии.

Таким образом, можно с достаточной степенью точности считать, что сила сопротивления в колебательной системе «остов-баллоны» пропорциональна первой степени скорости колебания.

Величина коэффициента сопротивления $k_{\text{ш}}$, по полученным экспериментальным данным, может быть определена из следующих условий:

так как $h = \frac{k_{\text{ш}}}{2M_2}$ и $hT = \ln \delta$, то

$$k_{\text{ш}} = \frac{2M_2}{T} \ln \delta. \quad (13)$$

Затухание колебательного процесса обычно характеризуется относительным коэффициентом затухания, представляющим собою отношение величины h , характеризующей сопротивление в системе к угловой частоте собственных колебаний ω , т. е.

$$\psi_0 = \frac{h}{\omega}. \quad (14)$$

Подставив значение h и ω , получим

$$\psi_0 = \frac{k_{ш}}{2\sqrt{c_{ш} M_2}} \quad (14')$$

Для удобства вычисления величины ψ_0 по опытной кривой собственных колебаний выражение (14') может быть представлено в следующем виде:

$$\psi_0 = \frac{h}{2\pi} \cdot \ln \delta \quad (15)$$

Параметры собственных колебаний задней оси трактора «Беларусь» МТЗ-5Л, полученные экспериментальным путем, сведены в табл. 2.

Таблица 2

Опытные величины параметров собственных колебаний задней оси трактора МТЗ-5Л

Давление воздуха в задних баллонах Р, $\frac{кг}{см^2}$	Частота собственных колебаний задней оси ν_0 $\frac{кол}{сек}$	Коэффициент сопротивления колебаниям $K_{ш}$ $\frac{кг.сек}{см}$	Относительный коэффициент затухания ψ_0
0,8	2,65	6,15	0,093
0,9	2,70	5,5	0,082
1,0	2,75	5,36	0,079
1,1	2,80	4,80	0,069
1,2	2,85	4,50	0,064
1,3	3,0	4,35	0,0585
1,4	3,1	4,26	0,055
1,5	3,2	4,20	0,0535

Сравнение расчетных и экспериментальных величин частот собственных колебаний трактора показывает, что найденные опытным путем частоты на всем диапазоне давлений лежат выше частот, полученных расчетным путем. Указанные расхождения могут быть объяснены тем, что в дифференциальном уравнении (1) принята линейная упругая характеристика баллонов, в то время как в действительности эта характеристика представляет собою плавно возрастающую кривую, кроме того, как показывают опыты [3], динамическая жесткость шин выше статической.

Превышение фактических величин частот над расчетными составляет в среднем 18%.

На рис. 6 представлены графики зависимостей частот собственных колебаний от давления воздуха в баллонах, определенных расчетным и экспериментальным путем.

Сопротивление колебательной системы «остов-шины», как это видно из табл. 2, незначительно и уменьшается с увеличением давления воздуха в баллонах. Относительный коэффициент затухания

при минимальном давлении воздуха в баллонах не превышает величины 0,093. Если сравнить остов баллонного трактора, на кото-

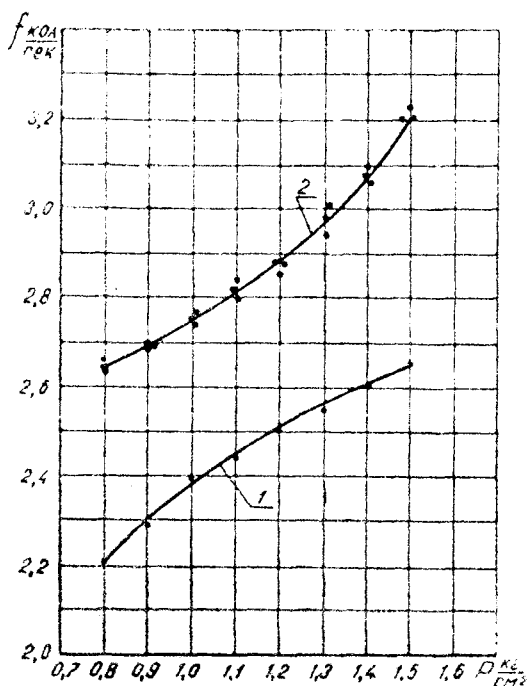


Рис. 6. Кривые частот собственных колебаний задней оси трактора в зависимости от давления воздуха в задних баллонах: 1—расчетная; 2—опытная

ром находится водитель, с кузовом автомобиля, то можно заключить, что такая величина относительного коэффициента затухания недостаточна для нормальных условий работы водителя. Относительный коэффициент затухания для автомобильных кузовов достигает величины 0,35.

Для приближенного расчета частот собственных колебаний остова трактора сопротивлением в системе «остов-шины» ввиду его малости можно пренебречь. Уменьшение сил сопротивления в системе «остов-шины» с увеличением давления воздуха в баллонах может быть объяснено меньшим влиянием гистерезисных потерь в материале покрышки и камеры баллона.

ВЫВОДЫ

Частоты собственных колебаний баллонного трактора могут быть приближенно определены расчетным путем по величинам статических прогибов баллонов.

Частоты собственных колебаний задней оси трактора «Беларусь» МТЗ-5Л лежат в пределах 2,65—3,2 гц при изменении давления в задних баллонах от 0,8 до 1,5 кг/см².

Изменение давления воздуха в задних баллонах на 0,1 кг/см² вызывает изменение частоты собственных колебаний задней оси примерно на 0,05 гц.

Экспериментальные величины частот собственных колебаний трактора выше расчетных в среднем на 18% из-за нелинейности упругой характеристики баллонов и отличия их статической жесткости от динамической.

Коэффициент сопротивления колебательной системы «остов-

баллоны» лежит в пределах $6,15-4,20 \frac{\text{кг}\cdot\text{сек}}{\text{см}}$ при изменении давления от 0,8 до $1,5 \text{ кг/см}^2$, уменьшаясь с увеличением давления.

В приближенных вычислениях частот собственных колебаний величиной $\kappa_{\text{ш}}$ ввиду ее малости можно пренебрегать.

Относительный коэффициент затухания колебательного процесса системы «остов-баллоны» трактора лежит в пределах 0,093—0,0535 при изменении давления от 0,8 до $1,5 \text{ кг/см}^2$.

Параметры собственных колебаний баллонного трактора (частота, затухание) в диапазоне давлений воздуха в задних баллонах от 0,8 до $1,5 \text{ кг/см}^2$ недопустимы для организма водителя.

Для создания оптимальных колебательных процессов водителя он должен быть тщательно изолирован от остова трактора упругими и гасящими элементами, преобразовывающими высокочастотные колебания с низким затуханием в низкочастотные с высоким затуханием.

ЛИТЕРАТУРА

1. Львов Е. Д. Теория трактора. Машгиз, 1952.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
3. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. Машгиз, 1955.
4. Трепененков И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. Машгиз, 1959.
5. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Физматгиз, 1959.
6. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний ГНТИ, 1948.
7. Haack M. Human Tolerance to vibrations in Farm Machines. Agricultural Engineering. April, 1956.
8. Haack M. Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei Luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 3, 1953.