

В. И. Кабанов

КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС ТРАКТОРОВ

С увеличением скоростей движения колесных тракторов у отдельных из них стали появляться устойчивые колебания управляемых колес относительно осей поворотных цапф (шкворней). Как правило, эти колебания возникают при транспортных скоростях движения на дорогах с твердым и относительно ровным покрытием. Достигая у отдельных машин значительной величины, они затрудняют управление трактором, вызывают большие динамические нагрузки в рулевом приводе, приводят к интенсивному износу шин управляемых колес.

Подобные колебания управляемых колес встречаются и у автомобилей [1—3]. В литературе они известны как автоколебания [2,3]. Однако ни механизм их возникновения, ни принадлежность к автоколебаниям окончательно пока еще не установлены. Не найдены и наиболее общие методы борьбы с такими колебаниями. В опубликованных работах по данному вопросу имеется ряд противоречивых выводов.

С целью дальнейшего изучения колебаний управляемых колес на кафедре «Тракторы» Белорусского политехнического института проведен ряд лабораторных и дорожных испытаний трактора «Беларусь» МТЗ-50. При этом ставилась задача установить, в какой зависимости находится амплитуда и частота колебаний от начальных условий, и сравнить частоту колебаний управляемых колес с частотой собственных колебаний системы. Известно, что одним из признаков автоколебаний является независимость амплитуды от начальных условий и приближение по значению частоты к собственной частоте колебательной системы, когда сопротивление в системе мало [1]. Попутно определялись коэффициент сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50, в которую входят передний мост с управляемыми колесами и рулевой привод, а также момент инерции системы и жесткость системы.

Собственная частота системы определялась в лабораторных условиях следующим образом. Вывешивался передний мост трактора так, что управляемые колеса не соприкасались с опорной по-

верхностью. Верхний конец поворотного вала блокировался с помощью специального приспособления с корпусом рулевого механизма, а между головкой поворотного рычага рулевой трапеции и кронштейном на лонжероне полурамы устанавливался гидравлический домкрат, с помощью которого система закручивалась на

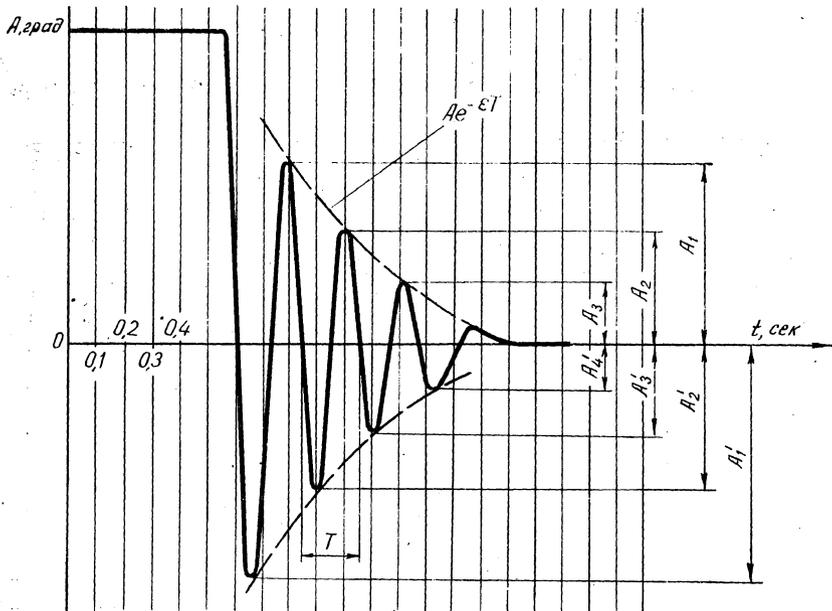


Рис. 1. Осциллограмма поперечных собственных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50

угол 35° у поворотных цапф. После мгновенного удаления домкрата управляемые колеса совершали затухающие колебания (рис. 1). Колебания записывались с помощью потенциометрического датчика, связанного с верхним торцом поворотной цапфы телескопическим валиком. Регистрация сигналов датчика осуществлялась осциллографом Н-700. Полученные осциллограммы показывают, что собственная частота колебаний управляемых колес в системе составляет в среднем 4,6 гц. Она может быть установлена и расчетным путем по формуле

$$f_c = 0,159 \sqrt{\frac{c_0}{I_0}}, \quad (1)$$

где c_0 — приведенная жесткость колебательной системы; I_0 — приведенный момент инерции колебательной системы относительно поворотного вала рулевого механизма.

Для подсчета частоты собственных колебаний приведенная жесткость колебательной системы определялась опытным путем методом последовательного нагружения системы скручивающим моментом. Она составляет для трактора МТЗ-50 $1,58 \cdot 10^3 \text{ кгм/рад}$. Приведенный момент инерции колебательной системы подсчитывался по следующей формуле:

$$I_0 = 2 \sum_{n=1}^4 J_{\text{пц}} + \frac{1}{i_p^2} \sum_{n=1}^5 I_{\text{пв}}, \quad (2)$$

где $J_{\text{пц}}$ — момент инерции n -го звена системы относительно поворотной цапфы; $J_{\text{пв}}$ — момент инерции n -го звена системы относительно поворотного вала; i_p — передаточное отношение рулевой трапеции, равное 1,23 для трактора МТЗ-50.

Здесь моменты инерции звеньев колебательной системы, за исключением момента инерции управляемых колес, рассчитывались по общеизвестным формулам. Момент инерции управляемых колес относительно поворотных цапф ввиду большой сложности расчета определялся опытным путем методом физического маятника. Если подставить полученные при этом значения в формулу (2), то получим приведенный момент инерции системы, равной $0,658 \text{ кгм} \cdot \text{сек}^2$.

Таким образом, определенный момент инерции и приведенное ранее значение жесткости системы подставим в формулу (1) и, сделав подсчет, найдем расчетную частоту собственных колебаний системы. Она равна $7,7 \text{ гц}$. Сравнение ее с собственной частотой, полученной опытным путем, показывает, что она несколько больше опытной. Это объясняется некоторыми допущениями, принятыми при расчете моментов инерции отдельных звеньев системы, например поперечной тяги рулевой трапеции, так как расчетное и опытное определение ее момента инерции представляет большие трудности. Кроме того, жесткость, полученная опытным путем, определялась без учета жесткости балки переднего моста. Учитывая это, следует оговорить, что найденное расчетное значение собственной частоты несколько завышено.

Приведенные кривые собственных колебаний позволяют установить величину коэффициента сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50. Из рис. 1 видно, что затухание амплитуд A колебаний управляемых колес в течение времени t осуществляется по экспоненте $Ae^{-\varepsilon t}$. В этом случае можно считать сопротивление в колебательной системе пропорциональным угловой скорости при отклонении колес от нейтрального положения. Тогда коэффициент

сопротивления определится по формуле

$$\nu_0 = \frac{2I_0}{T} \ln \delta, \quad (3)$$

где T — период колебаний; $\ln \delta$ — логарифмический декремент затухания. Здесь значение момента инерции системы I_0 уже известная величина, T определяется из осциллограммы (в нашем случае $T = 0,218$ сек), а логарифмический декремент может быть подсчитан по формуле

$$\ln \delta = \ln \left(\frac{A_1}{A_2} \right) = \ln \left(\frac{A_2}{A_3} \right) = \ln \left(\frac{A'_1}{A'_2} \right) = \dots \quad (4)$$

где $A_1, A_2, A_3, A'_1, A'_2, A'_3, A'_4$ — амплитуды затухающих колебаний (см. рис. 1).

Если подставить в формулу (3) известные значения I_0, T и значение $\ln \delta$, то получим величину коэффициента сопротивления колебательной системы. Для трактора МТЗ-50 она составляет 3,62 кгм·сек.

Дорожные исследования проводились на асфальтированном шоссе хорошего качества. С учетом того, что интенсивность колебаний управляемых колес трактора зависит от скорости движения, опыты ставились в широком диапазоне скоростей от 5 до 60 км/час. Движение в этом диапазоне обеспечивалось буксированием трактора автомобилем ГАЗ-69, в котором размещалась тензоаппаратура. Целесообразность этого метода проверялась сравнением амплитуд и частот, полученных при самостоятельном движении трактора на IX передаче и при буксировке его автомобилем с той же скоростью. При этом получены идентичные результаты. Использо-

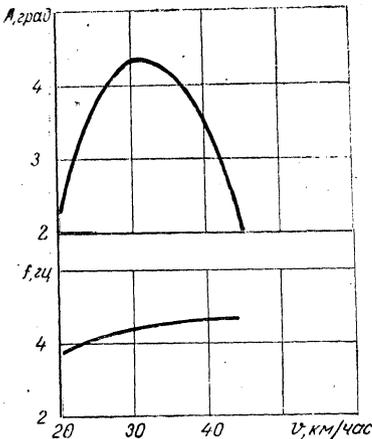


Рис. 2. Зависимость амплитуды и частоты поперечных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50 от скорости движения

вались те же датчики и аппаратура, что и при лабораторных исследованиях собственной частоты колебательной системы. Начальные условия колебаний задавались рывком рулевого колеса и единичными неровностями различного профиля и высоты так, что колеса каждый раз получали разные по величине отклонения от нейтрального положения при переезде одним из них через неровность. Полученные записи колебаний управляемых колес обрабатывались по методу среднеквадратичных отклонений.

Результаты опытов представлены на рис. 2 в виде графиков зависимости амплитуды A и частоты f от скорости движения трактора v . Как видно, амплитуда колебаний имеет свой максимум, который приходится на скорость около 30 км/час. При скорости 45 км/час колебания колес исчезают и не вызываются принудительно рывком рулевого колеса. В отличие от амплитуды частота при изменении скорости движения изменяется незначительно, в пределах 3,8—4,7 гц.

Опыты показали, что ни амплитуда, ни частота поперечных колебаний управляемых колес трактора не зависят от величины первоначального отклонения последних от нейтрального положения, т. е. каждый раз, каким бы ни было первоначальное отклонение колес, в процессе опытов при определенной скорости движения трактора устанавливалась своя вполне определенная амплитуда колебаний. Выяснилось также, что колебания не зависят и от наличия дисбаланса управляемых колес. Доказательством этого является то, что частота поперечных колебаний более чем в 1,5 раза отличается от числа оборотов управляемых колес. Например, при скорости движения трактора 25 км/час число оборотов колес составляет 2,7 об/сек, а частота их колебаний 4,15 гц.

Изложенное дает основание полагать, что в данном случае как амплитуда, так и частота колебаний главным образом определяются параметрами самой колебательной системы. Принимая это во внимание, а также то, что частота поперечных колебаний колес близка по величине к собственной частоте колебательной системы, наблюдаемые колебания управляемых колес трактора МТЗ-50 можно отнести к колебаниям, ограниченным устойчивым предельным циклом, т. е. к автоколебаниям.

Выводы

1. Собственная часть поперечных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50, определенная опытным путем, составляет 4,6 гц.

2. Частота поперечных колебаний управляемых колес трактора МТЗ-50 в зависимости от скорости движения изменяется незначительно в пределах 3,8—4,7 гц и близка по величине к собственной частоте колебательной системы.

3. Амплитуда и частота поперечных колебаний управляемых колес не зависят от начальных условий и определяются главным образом параметрами самой колебательной системы.

4. Приведенные выводы дают основание полагать, что поперечные колебания управляемых колес трактора МТЗ-50 относятся к автоколебаниям.

5. Величина жесткости колебательной системы трактора

МТЗ-50 без учета жесткости балки переднего моста составляет $1,58 \cdot 10^3$ кгм/рад.

6. Опытнo-расчетная величина приведенного момента инерции колебательной системы трактора МТЗ-50 равна $0,658$ кгм·сек².

7. Величина коэффициента сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50 — $3,62$ кгм·сек.

8. Найденные значения жесткости, момента инерции и коэффициента сопротивления колебательной системы трактора МТЗ-50 могут быть использованы при решении уравнения колебаний управляемых колес.

Л и т е р а т у р а

1. Дж. П. Ден-Гартог. Механические колебания. М., 1960.
2. К. С. Колесников. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М., 1955.
3. В. Г. Терлецкий. Исследование колебаний управляемых колес тракторов кл. 0,6 т. «Тракторы и сельхозмашины», 1961, № 8.