

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРУЖИННОЙ ПОДВЕСКИ ЗАДНИХ КОЛЕС
ТРАКТОРА МТЗ-80 НА АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ
ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ**

По окончании разработки независимой пружинной подвески задних колес трактора [1] был проведен анализ амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) вертикальных колебаний сиденья водителя. Квадрат модуля АЧХ определяли по методике, изложенной в работе А.А.Силаева [2]. При этом сделан ряд допущений. Так как коэффициент распределения масс близок к единице, рассматривались независимые колебания задней части трактора.

Квадрат модуля АЧХ

$$|W_{x3}|^2 = \frac{(B_8\omega^2 + B_9)^2 + (B_{10}\omega^3 + B_{11}\omega)^2}{(B_1\omega^6 + B_2\omega^4 + B_3\omega^2 + B_4)^2 + (B_5\omega^5 + B_6\omega^3 + B_7\omega)^2};$$

$$B_1 = -M_1M_2M_3;$$

$$B_2 = M_1M_3C_a + M_3K_0K_a + M_2M_3C_0 + M_1K_3K_a + \\ + M_2K_0K_3 + M_1M_2C_3 - M_3K_2^2 - M_1K_3^2;$$

$$B_3 = -M_3C_0C_a - M_2C_0C_3 - M_1C_3C_a + M_1C_3^2 + M_3C_2^2 - \\ - K_0K_3C_a - K_3K_aC_0 - K_0K_aC_3 + 2K_0K_3C_3 + \\ + K_2^2C_0 + 2K_2K_3C_2 + K_2^2C_3;$$

$$B_4 = -C_2^2C_3 + C_0C_aC_3 - C_0C_3^2;$$

$$B_5 = M_1M_3K_a + M_2M_3K_0 + M_1M_2K_3;$$

$$B_6 = 2M_3K_2C_2 + K_0K_3^2 + 2M_1K_3C_3 - M_2K_0C_3 - \\ - M_1K_aC_3 - M_2K_3C_0 - K_0K_aK_3 - M_1K_3C_a - \\ - M_3K_aC_0 - M_3K_0C_a + K_2^2K_3;$$

$$B_7 = K_3C_0C_a + K_0C_aC_3 + K_aC_0C_3 + K_aC_3^2 -$$

$$- 2K_2C_2C_3 - 2K_3C_0C_3 - K_3C_2^2;$$

$$B_8 = -K_1K_2K_3 - K_1K_3C_2 - K_2K_3C_1;$$

$$B_9 = C_1C_2C_3;$$

$$B_{10} = -K_1K_2K_3;$$

$$B_{11} = K_1C_2C_3 + C_1K_2C_3 + C_1C_2K_3;$$

$$K_0 = K_1 + K_2; \quad K_a = K_2 + K_3;$$

$$C_0 = C_1 + C_2; \quad C_a = C_2 + C_3,$$

где M_1, M_2, M_3 — неподрессоренная, поддрессоренная массы и масса водителя с сиденьем; C_1, C_2, C_3 — приведенные жесткости шин, подвески и сиденья водителя соответственно; K_1, K_2, K_3 — коэффициенты демпфирования шин, подвески и сиденья водителя.

Уравнение решалось на ЦВМ "Минск-22М". По результатам были построены графики (рис. 1) и проанализировано влияние параметров подвески и шин задних колес и подвески сиденья водителя на АЧХ.

В результате анализа установлено, что увеличение жесткости и демпфирования шин задних колес в пределах их технических условий не оказывает существенного влияния на характер АЧХ (рис. 1, а, б, кривые 3, 4). Это обусловлено наличием элементов подвески колес трактора, которые и поглощают основную часть энергии при ударе.

Параметры подвески задних колес наиболее существенно влияют на характер АЧХ. Увеличение жесткости подвески способствует резкому возрастанию максимума АЧХ и смещению его в зону более высоких частот (рис. 1, б, кривые 5, 6). Увеличение ее демпфирования также смещает максимум АЧХ в зону высоких частот с расширением охватываемого спектра (рис. 1, в, кривые 2, 5). С увеличением массы остова спектр охватываемых частот сужается, а максимум смещается в зону более низких частот (рис. 1, а, кривые 1, 4). Увеличение неподрессоренной массы влияет на величину максимума АЧХ (рис. 1, в, кривые 1, 2).

Как видно из рис. 1, б (кривые 1, 2, 5), существенное влияние на АЧХ оказывает жесткость и демпфирование подвески сиденья. Уменьшение демпфирования при низкой жесткости подвески сиденья способствует резкому возрастанию максимума АЧХ и расширению спектра частот (рис. 1, а, кривые 1, 4).

Исследование показало, что 1) при поддрессировании задних колес трактора основной диапазон низких частот рабочего места водителя находится в пре-

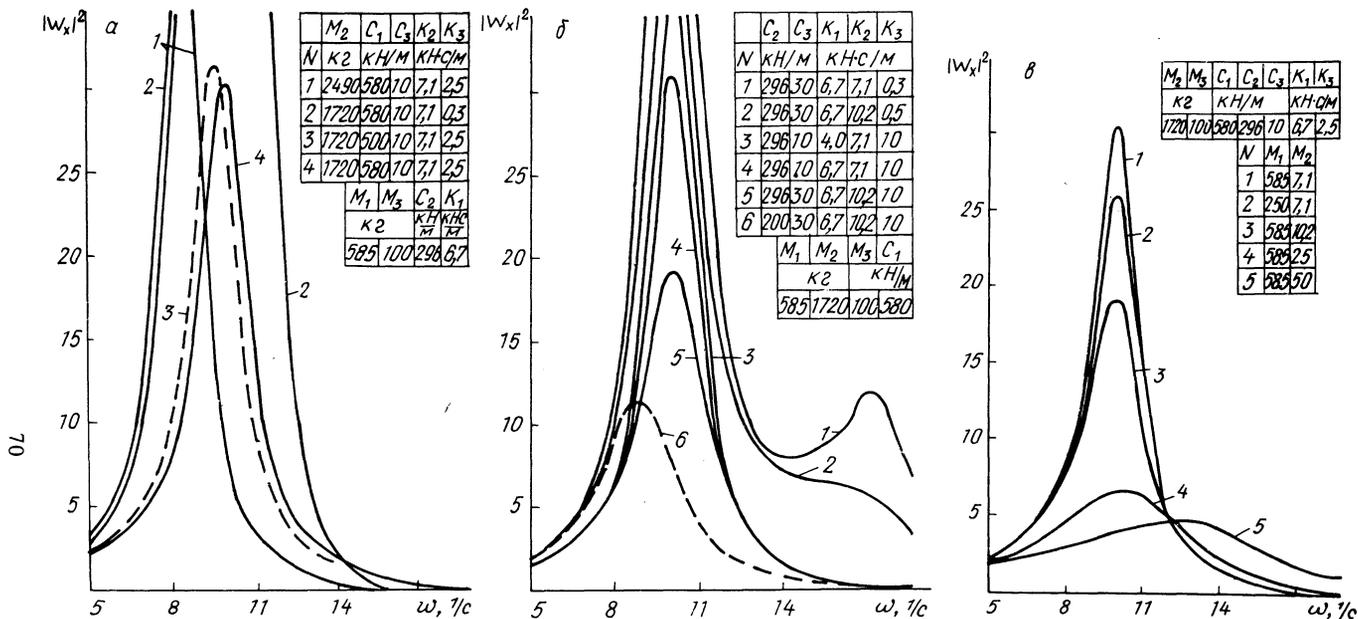


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний сиденья водителя в зависимости: а — от массы остова, жесткости шин и демпфирования подвески сиденья водителя; б — от жесткости и демпфирования подвески колес и сиденья водителя; в — от неподрессоренной массы и демпфирования подвески колес.

делах до 17 1/с; 2) максимальное значение АЧХ достигает при частотах 8–10 1/с; 3) поддрессирование задних колес – наиболее эффективный путь снижения максимума АЧХ.

ЛИТЕРАТУРА

1. А р т е м ь е в П.П. Результаты экспериментальных исследований плавности хода тракторов и автомобилей. – Сб. науч. работ аспирантов. Минск, 1974, с. 118–127. 2. С и л а е в А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. – М., 1972. – 190 с.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, И.С.Саонов

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ – ТРАНСМИССИЯ – ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА – ТРАКТОР

При постоянной подаче топлива система двигатель – трансмиссия – ведущие колеса – трактор приводит в соответствие скорость движения и тяговое усилие трактора, которые зависят от внешних сил (сопротивления движению, нагрузки на крюке, боковых сил и т.д.). Так, частота вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{ДВ}}$, передаточное число трансмиссии i и буксование ведущих колес δ_2 влияют на скорость движения трактора

$$v = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{i} r_{\text{К2}}^0 (1 - \delta_2).$$

Буксование ведущей оси зависит от почвенно-дорожных условий и типа силового привода [1–4]. С увеличением сил сопротивления увеличивается буксование ведущей оси и момент, развиваемый двигателем, при одновременном уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя, что приводит к снижению скорости движения трактора. Следовательно, указанная система, реагируя на изменения внешних эксплуатационных условий, без вмешательства водителя согласует скорость движения и развиваемую силу тяги ведущей оси через характеристики двигателя, трансмиссии и взаимодействие ведущих колес с опорной поверхностью.

В настоящее время характеристики двигателя, трансмиссии и взаимодействие ведущих колес с опорной поверхностью учитываются только при построении тяговой характеристики, исследовании процессов трогания и разгона трактора. При этом реальный тракторный агрегат заменяется расчетной динамической системой, например четырехмассовой (рис. 1). Движение масс расчетной динамической системы описывается известными уравнениями [2–4]. Будет ли исходная система уравнений описывать прямолинейное или криво-