

В связи с этим подключение второго ведущего моста при торможении двигателем наиболее целесообразно осуществлять на дорогах с низким коэффициентом сцепления, что способствует исключению блокирования заднего моста трактора и как следствие повышению эффективности торможения.

Литература

1. Ленин И.М. Теория автомобильных двигателей. — М., 1958, с. 270.
2. Кабанов В.И., Лефаров А.Х. Кинематическое несоответствие в заблокированном силовом приводе машин типа 4 x 4. — В сб.: Автотракторостроение: Расчеты и исследования агрегатов автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1978, вып. 11, с. 81–86.
3. Богдан Н.В., Расолько А.М., Романчик Е.А. Методика исследования распределения тормозных сил по осям полноприводного трактора. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12, с. 12–16.

УДК 629.114.2

В.П.Бойков, инж., А.Л.Хилько, инж.
(БПИ)

К ВОПРОСУ О ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ВОДИТЕЛЯ ТРАКТОРА МТЗ-80

Под вибронгруженностью понимается уровень низкочастотных колебаний, испытываемых водителем при движении трактора, главная причина которых — микронеровности дорог и сельскохозяйственных полей.

Основным критерием при оценке качества поддрессоривания мобильных машин является среднеквадратичное значение ускорений, действующих на водителя, которое не должно превышать допустимое. Как известно, характер воздействия низкочастотных колебаний на человека зависит от частоты. В связи с этим ГОСТ 12.2.019-76 "Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности" предусматривает оценивать вибронгруженность водителя в диапазонах частот, так называемых третьоктавных полосах частот. Допускается проводить оценку и по октавным полосам частот (октавам). В указанном ГОСТе приведены допустимые среднеквадратичные значения вертикальных и горизонтальных ускорений на сиденье водителя в семи октавах, охватывающих диапазон частот 5,6–565,6 1/с для двух типов машин — серийных и модернизируемых и вновь проектируемых.

Цель данной работы — оценить вибронгруженность водителя и эффективность подвески сиденья трактора МТЗ-80 в соответствии с ГОСТ 12.2.019-76, так как имеющиеся в литературе данные, например работа [1], касаются прежде действовавших методов оценки.

В качестве расчетной модели с учетом общепринятых допущений [1] нами была взята двухмассовая динамическая система, а при оценке качества подвески сиденья — одномассовая. Параметры моделей приведены в табл. 1.

Т а б л и ц а 1. Параметры расчетных моделей

Параметры	Модель	
	двухмассовая	одномассовая
Масса остова трактора, приходящаяся на задние колеса, т	2,22	2,30
Масса водителя с сиденьем *, т	0,08	—
Жесткость задних шин, кН/м	700	700
Коэффициент сопротивления задних шин, кНс/м	7,22	7,22
Жесткость подвески сиденья, кН/м	7,50	—
Коэффициент сопротивления подвески сиденья, кНс/м	0,47	—

* Считается, что 20% веса водителя передается через ноги на остов трактора.

Принятые модели позволяют оценить вибронегруженность водителя лишь в вертикальном направлении, но именно вертикальные колебания преобладают в реальных условиях эксплуатации.

Параметры вибрации рассчитывались с применением методов спектральной теории поддрессоривания, так как расчетные модели являются линейными. Величина среднеквадратичных ускорений определялась по формуле [2]

$$\sigma_{\ddot{x}} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\ddot{x}}(\omega) d\omega},$$

где $S_{\ddot{x}}(\omega)$ — спектральная плотность вертикальных ускорений на сиденье водителя.

При вычислении интеграла использовался численный метод интегрирования — метод Симпсона, шаг интегрирования был равен 0,4 1/с. Благодаря сходимости подынтегральной функции верхний предел интегрирования заменялся конкретным значением частоты. Для двухмассовой системы это значение равно 35,2 1/с (соответствует верхней границе третьей октавы), для одномассовой — 70,4 1/с (соответствует верхней границе четвертой октавы). Увеличение указанных значений, равно как и уменьшение шага интегрирования, не приводит к существенному изменению результатов, вызывая лишь неоправданное возрастание затрат времени.

При расчете колебаний водителя учитывалась сглаживающая способность шин по методике, изложенной в работе [3]. При этом длина площадки контакта шины с профилем пути в статическом положении определялась по формуле [4]

$$2a = 0,75 \sqrt{R_0^2 - (R_0 - H_z)^2},$$

где R_0 — свободный радиус шины (для задних шин трактора МТЗ-80 15,5-38 мод. Ф-2А $R_0 = 0,785$ м); H_z — нормальная статическая деформация шины. Для нашего случая $a = 0,168$ м.

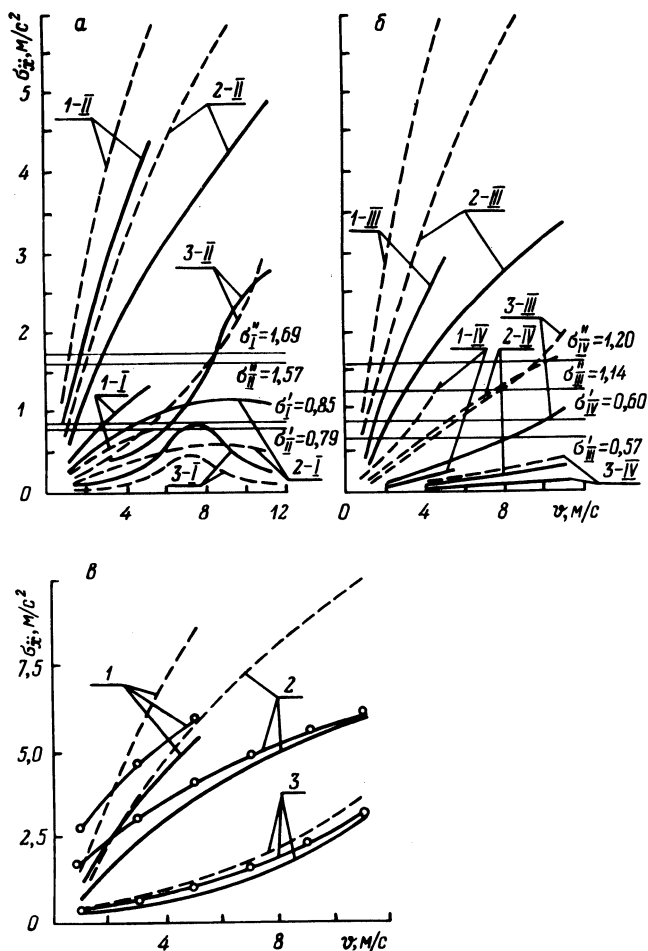


Рис. 1. Зависимость среднеквадратичных значений вертикальных ускорений на сиденье водителя от скорости при движении трактора по стерне (1), грунтовой дороге (2) и асфальтированному шоссе (3):

а) I - в первой октаве (5,6-8,8 1/с), II - во второй (8,8-17,6 1/с); б) III - в третьей (17,6-35,2 1/с), IV - в четвертой (35,2-70,4 1/с); в) в диапазоне частот 0... ∞ 1/с; — — — — — двухмассовая модель (сиденье водителя прдресоренное), - - - - - одномассовая (сиденье неподресоренное), ○ — — — — — двухмассовая, без учета сглаживающей способности шин; G_{zv}^I — допустимые значения для вновь проектируемых машин, G_{zv}^{II} — для серийных и модернизируемых.

Т а б л и ц а 2. Характеристики неровностей

Фон	Параметры		
	σ , м	α , 1/м	β , 1/м
Стерня (против направления уборки)	0,035	0,53	0,33
Грунтовая дорога	0,0212	0,58	0,63
Асфальтированное шоссе	0,00815	0,13	1,05

П р и м е ч а н и е. σ – среднее квадратичное значение высот неровностей микропрофиля; α , β – коэффициенты корреляционной связи при единичной скорости движения.

В качестве возмущающего воздействия были приняты случайные микропрофили, описываемые экспоненциально-косинусоидальной корреляционной функцией с параметрами, приведенными в табл. 2 [5].

Результаты расчетов приведены на рис. 1. Видно, что система поддрессирования трактора МТЗ-80 не обеспечивает необходимой виброзащиты водителя. Допустимые скорости движения ниже скоростных возможностей самого трактора. Допустимой следует считать такую скорость движения, при которой хотя бы в одной октаве уровень вибрации достигает значения допустимого. Анализ показывает, что лимитирующим является допустимый уровень ускорений во второй октаве (рис. 1, а). Допустимые скорости при движении по стерне, грунтовой дороге и асфальтированному шоссе при оценке по σ'' равны 1,6, 2,5 и 8,2 м/с. При оценке же по σ' эти скорости еще меньше и составляют соответственно 0,9, 1,3 и 5,8 м/с.

Применение поддрессоренного сиденья способствует снижению вибронагруженности водителя во второй, третьей и четвертой октавах, а также общего уровня вибраций, т.е. во всем диапазоне частот. Но если в четвертой октаве подвеска сиденья обеспечивает требуемый уровень ускорений (рис. 1, б), то во второй и третьей октавах ее эффективность явно недостаточна. В первой октаве применение подвески сиденья приводит к росту ускорений. И хотя они и не превышают допустимого уровня для серийных машин σ'' , но превосходят уровень σ' , на который, по нашему мнению, следует ориентироваться и при оценке систем поддрессирования серийных и модернизируемых машин.

Сравнивая результаты расчетов с учетом и без учета сглаживающей способности шин (рис. 1, в), можно отметить, что расхождение тем больше, чем меньше скорость движения и больше среднее квадратичная высота неровностей микропрофиля пути при неизменных параметрах модели.

В ы ы в о д ы. 1. Энергетический спектр вертикальных ускорений на сиденье водителя охватывает диапазон частот 0–35 1/с при поддрессоренном сиденье и 0–70 1/с – при неподдрессоренном.

2. Система поддрессирования трактора МТЗ-80 не обеспечивает необходимой виброзащиты водителя.

3. При $\sigma \leq 0,01$ м во всем диапазоне скоростей и $0,010 < \sigma \leq 0,022$ м при $v \geq 7$ м/с сглаживающей способностью шин при расчете вертикальных ускорений на сиденье водителя трактора МТЗ-80 можно пренебречь.

Литература

1. Гуськов В.В., Артемьев П.П. Вероятностный анализ скоростей движения тракторных поездов класса 1,4 тс. – В сб.: Автотракторостроение: Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып. 9, с. 91–96. 2. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. – М., 1972, с. 118. 3. Динамика системы дорога–шина–автомобиль–водитель/Под ред. А.А.Хачатурова. – М., 1976, с. 250–252. 4. Бойков В.П. Исследование упругих характеристик тракторных шин для решения задач динамики машинно-тракторных агрегатов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1978, с. 9. 5. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М., 1973, с. 136–137.

УДК 629.114.2.02.073

В.В.Гуськов, д-р техн.наук,
А.В.Войтиков, канд.техн.наук
(БПИ)

КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА СКЛОНЕ

Трактор – ведущее звено машинно-тракторного агрегата (МТА). Он в значительной степени определяет характер движения МТА в целом. Сползание и увод шин колес обуславливает движение трактора под углом к заданному курсу, что уменьшает реально используемую ширину захвата агрегата, а также снижает качество и производительность выполняемых работ.

Нами исследовалась курсовая устойчивость трактора МТЗ-82К при работе с навесным плугом и культиватором. При этом на тракторе установлены специально разработанные устройства для поворота задних ведущих колес.

Для оценки курсовой устойчивости МТА принята величина его среднеинтегрального коридора движения ($КД_{и}$):

$$КД_{и} = \frac{1}{t_k - t_0} \int_{t_0}^{t_k} КД dt, \quad (1)$$

где $КД$ – текущее значение коридора движения с начала (t_0) до окончания (t_k) прохождения зачетного участка.

Тогда условие обеспечения МТА достаточной курсовой устойчивости примет вид

$$КД_{и} + \sigma(КД_{и}) \leq КДД, \quad (2)$$

где $\sigma(КД_{и})$ – среднеквадратическое отклонение текущих значений коридора движения от его среднеинтегрального значения; $КДД$ – максимально допустимое значение коридора движения.

На основании рассмотрения движения тракторного агрегата в между-рядьях получено, что величина допустимого увеличения коридора движения