

Исследования вертикальной динамики трактора МТЗ-80 и трелевочного тягача на его базе

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ,
инж.-ры М. А. КУГЕЙКО,
П. Ф. РУДНИЦКИЙ, В. А. СИМАНОВИЧ
(Белорусский технологический ин-т, МТЗ)

При этих исследованиях использовали общую расчетную модель, описание которой приведено в работе [1]. Принятая расчетная схема вертикальных колебаний трактора с пачкой хлыстов, являющаяся ее частным случаем, показана на рис. 1.

Расчетная модель учитывает поддрессоривание переднего моста ($C_1, K_1, P_{Тр1}$) трактора, вертикальную жесткость и демпфирование шин ($C_{Ш1}, C_{Ш2}, K_{Ш1}, K_{Ш2}$), пачки деревьев (C_X, K_X), кроны (C_K, K_K), а также продольную жесткость и сопротивление продольным колебаниям тягача (C_4, C_5, K_4, K_5 — характеристики, приведенные к точкам контакта колес с дорогой) и дерева ($C_{ХК}, K_{ХК}$). Масса пачки деревьев распределена в соответствии с условиями, приведенными в работе [2], на три дискретные массы: M_2, M_3 и, включающую массу кроны, M_4 [1]. Поддрессоренная масса трактора обозначена M_1 , массы переднего и заднего мостов m_1 и m_2 . Подвеска трактора принимается нелинейной, воздействие от неровностей дороги (q_1, q_2, q_4) — случайным.

Математическая модель [1] составлена с учетом запаздывания воздействия на входы системы, возможности фиксирования отрывов колес от поверхности дороги и пробоев подвески переднего моста.

Динамическая система, соответствующая описанной расчетной модели, содержит шесть степеней свободы, характеризующихся следующими обобщенными координатами: $z_1, \theta_1, \xi_1, x_1, z_3, z_4$ (см. рис. 1).

Дифференциальные уравнения, описывающие вертикальные и продольные колебания трактора с пачкой деревьев, имеют вид

$$Mz_1 + m_2(z_1 - l_2\theta_1) + M_2[\ddot{z}_1 - (l_2 + l_6)\ddot{\theta}_1] = (F_{СП1} + F_{КП1} + F_{Тр1}) + (F_{Ш2} + F_{КШ2}) - (F_{СХ} + F_{КХ}); \quad (1)$$

$$J_1\ddot{\theta}_1 - l_2m_2(\ddot{z}_1 - l_2\ddot{\theta}_1) - (l_2 + l_6)M_2[\ddot{z}_1 - (l_2 + l_6)\ddot{\theta}_1] + h_1m_1(\ddot{x}_1 + h_1\ddot{\theta}_1) + h_2m_2(\ddot{x}_1 + h_2\ddot{\theta}_1) - h_4M_2(\ddot{x}_1 - h_4\ddot{\theta}_1) = l_1(F_{СП1} + F_{КП1} + F_{Тр1}) - l_2(F_{Ш2} + F_{КШ2}) + \frac{(l_4 - l_6)l_5}{l_4 + l_5 - l_6} \times (F_{СХ} + F_{КХ}) - h_1(F_{С4} + F_{К4}) - h_2(F_{С5} + F_{К5}) + h_4(F_{С6} + F_{К6}); \quad (2)$$

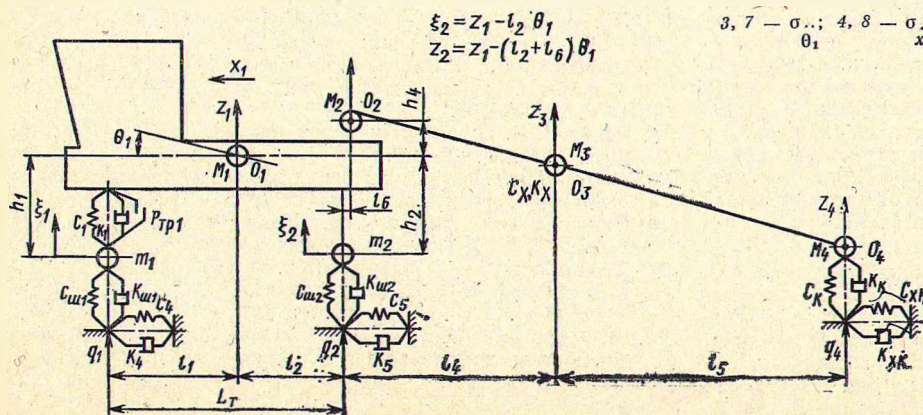
$$m_1\ddot{\xi}_1 = -(F_{СП1} + F_{КП1} + F_{Тр1}) + (F_{Ш1} + F_{КШ1}); \quad (3)$$

$$M_3\ddot{z}_3 = F_{СХ} + F_{КХ}; \quad (4)$$

$$M_4\ddot{z}_4 = (F_K + F_{КК}) - \frac{l_4 - l_6}{l_4 + l_5 - l_6} (F_{СХ} + F_{КХ}); \quad (5)$$

$$(M_1 + M_2 + M_3 + M_4)\ddot{x}_1 + m_1(\ddot{x}_1 + h_1\ddot{\theta}_1) + m_2 \times (\ddot{x}_1 + h_2\ddot{\theta}_1) + M_2(\ddot{x}_1 - h_4\ddot{\theta}_1) = -(F_{С4} + F_{К4}) - (F_{С5} + F_{К5}) - (F_{С6} + F_{К6}); \quad (6)$$

РИС. 1. Расчетная схема, эквивалентная колебаниям трелевочного трактора в продольной вертикальной плоскости



где $F_{СП1}, F_{КП1}, F_{Тр1}$ — вертикальная упругая сила, сила вязкого сопротивления и сухого трения в подвеске переднего моста трактора; $F_{Ш1}, F_{Ш2}, F_{КШ1}, F_{КШ2}$ — упругие вертикальные силы и вертикальные силы сопротивлений шин соответственно переднего и заднего моста трактора; $F_{СП1}, F_{Ш2}, F_{КШ1}, F_{КШ2}$ — упругие силы и силы сопротивлений, возникающие при изгибных деформациях соответственно пачки деревьев и их кроны; $F_{С4}, F_{С5}, F_{С6}, F_{К4}, F_{К5}, F_{К6}$ — упругие продольные силы и продольные силы сопротивлений в точках контакта соответственно колес передней, задней осей и кроны с грунтом.

Математическая модель колебаний трактора МТЗ-80 или трелевочного трактора без пачки хлыстов получается как частный случай общей модели при следующих условиях:

$$z_3 = 0, z_4 = 0, M_2 = 0, M_3 = 0, M_4 = 0.$$

Приведенные при описании математической модели неупругие и демпфирующие силы в общем случае являются нелинейными; при решении задачи они задавались таблично (10—11 точек) по данным проведенных на МТЗ лабораторных измерений.

Задачу решали на ЭВМ «ЕС-1020» методом Рунге-Кутты (шаг счета 0,2 с). Микропрофиль задавали точками с определенным шагом, промежуточные точки определяли с помощью формулы Ньютона.

На печать выдавались процессы по экстремумам, максимальные, минимальные и среднеквадратичные значения перемещений и ускорений элементов системы, фиксировалось также количество пробоев подвески и отрывы колес от поверхности дороги.

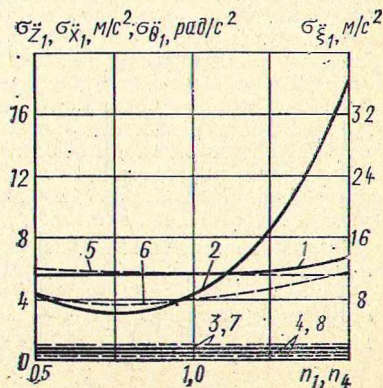
Движение трактора МТЗ-80 моделировалось по полю перевернутых борозд предыдущей пахоты ($v = 2 \div 10$ км/ч), по грунтовой дороге ($v = 5 \div 25$ км/ч), а также по асфальтобетонному шоссе ($v = 15 \div 30$ км/ч), трелевочного трактора — по грунтовой дороге и песчаному волоку.

Варьировались скорости движения, а также варианты подвески. Варианты подвески образовывались умножением ординат упругих и амортизационных характеристик на коэффициенты n_1 и n_4 . Значения n_1 и n_4 , равные 1, соответствуют исходному варианту подвески трактора (исходный вариант — трактор серийного исполнения с гидроамортизаторами — $2K_{D1} = 240$ кгс·с/м).

Из рис. 2 видно, что при изменении упругой и демпфирующей характеристик переднего моста наиболее сильно изменяется характер зависимостей $\sigma_{\xi_1} = f(n_1); \sigma_{\xi_1} = f(n_4)$ (кривые 2, 6). Значения σ_{ξ_1} (кривая 2) наиболее интенсивно возрастают при $n_1 > 0,75$. При $n_1 = n_4 = 0,75$, минимальные значения функций $\sigma_{\xi_1} = f(n_1)$ и $\sigma_{\xi_1} = f(n_4)$ равны соответственно 6,7 и 6 м/с². При $n_1 = 1,5$ σ_{ξ_1} (кривая 2) увеличивается в 6 раз.

Значения $\sigma_{z_1}, \sigma_{\theta_1}$ и σ_{x_1} при увеличении n_1 также имеют

РИС. 2. Зависимости среднеквадратичных значений ускорений трактора МТЗ-80 от жесткости подвески (1—4) и вязкого сопротивления (5—8) переднего моста (поле, $v = 10$ км/ч): 1, 5 — σ_{z_1} ; 2, 6 — σ_{ξ_1} ; 3, 7 — σ_{θ_1} ; 4, 8 — σ_{x_1}



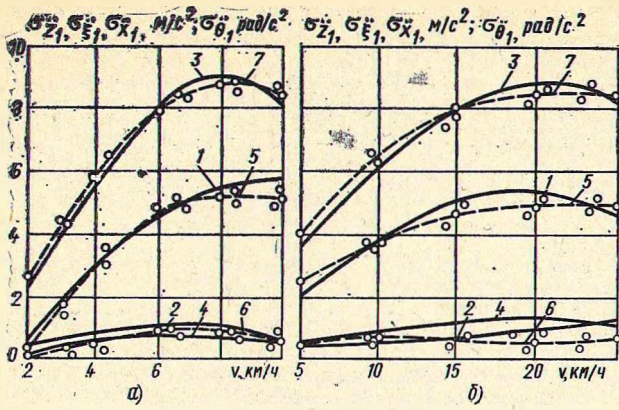


РИС. 3. Зависимости среднеквадратичных значений ускорений трактора МТЗ-80 от скорости при движении по грунтовой дороге (а) и полю (б): 1, 5 — σ_{z_1} ; 2, 6 — σ_{ξ_1} ; 3, 7 — σ_{θ_1} ; 4 — σ_{x_1} ; — расчет, - - - эксперимент

тенденцию к увеличению. Значение σ_{z_1} при изменении n_1 от 0,5 до 1,5 увеличилось с 5,6 до 6,7 м/с², т. е. на 16,4%.

Аналогично, но более явно изменяются в зависимости от n_1 и n_4 максимальные и минимальные значения параметров колебаний трактора. При изменении η_1 от 0,5 до 1,5 ξ_{1max} возрастает от 24 до 54 м/с², z_{1max} — от 12,6 до 18,5 м/с², т. е. соответственно на 55,6 и 33%. Значения z_{1max} при увеличении n_4 снижаются.

Представляют интерес данные, характеризующие динамику системы при изменении скоростей движения. При движении по полю (рис. 3, а) кривые, характеризующие изменение параметров колебаний, имеют максимумы, проявляющиеся при скоростях движения 6—8 км/ч, кроме кривой $\sigma_{z_1} = f(v)$,

у которой максимум сдвинут за скорость 10 км/ч. При движении по грунтовой дороге (рис. 3, б) характерный максимум кривых 1—4 проявляется при $v=20$ км/ч. Указанные скорости движения для рассматриваемых дорожных условий являются резонансными.

Наибольшее влияние изменение скорости на обоих фонах оказывает на ускорения ξ_1 и z_1 ; параметры θ_1 и x_1 от скорости движения зависят незначительно.

Исследования показали, что общий уровень динамической нагруженности трактора по статистическим показателям выше при движении по полю, а по максимальным — по грунтовой дороге.

Для грунтовой дороги возможны единичные ускорения z_1 и ξ_1 , достигающие до 18,5 и 48 м/с² соответственно.

При движении по асфальтобетону со скоростью 30 км/ч как среднеквадратичные, так и максимальные значения параметров колебаний трактора значительно меньше, чем при движении по полю и грунтовой дороге (см. ниже). Максимальные значения z_{1max} и ξ_{1max} при скорости 30 км/ч составляют соответственно 4,897 и 6,929 м/с².

	$x_1 \neq 0$	$x_1 = 0$	
σ_{z_1} , м/с ²	1,26	1,193	(5,32)
z_1 , м/с ²			
$z_1 max$, м/с ²	4,897	4,899	(0,04)
$z_1 min$, м/с ²	3,681	3,774	(2,53)
σ_{ξ_1} , рад/с ²	0,614	0,636	(3,61)
θ_1 , рад/с ²			
$\theta_1 max$, рад/с ²	1,429	1,512	(5,8)
$\theta_1 min$, рад/с ²	1,182	1,212	(2,54)
σ_{x_1} , м/с ²	1,85	1,82	(1,62)
ξ_1 , м/с ²			
$\xi_1 max$, м/с ²	6,929	7,314	(5,55)
$\xi_1 min$, м/с ²	6,904	6,266	(9,24)
σ_{x_1} , м/с ²	0,361		
x_1 , м/с ²			
$x_1 max$, м/с ²	0,758		
$x_1 min$, м/с ²	0,857		

Примечание. В скобках дано расхождение, %

Из сравнения приведенных данных видно, что продольные силы на параметры колебаний трактора влияют неодинаково.

Различие между значениями σ_{z_1} , σ_{ξ_1} и σ_{θ_1} составило соответственно 5,32; 3,61 и 1,62%.

На менее совершенных типах покрытий связь между вертикальными и продольно-горизонтальными колебаниями больше.

Движение трелевочного трактора на базе МТЗ-80 моделировалось по пасечному волоку в диапазоне скоростей от 3 до 10 км/ч. Среднеквадратичные значения ускорений системы по мере увеличения скорости движения возрастают до $v=9$ км/ч. При $v > 9$ км/ч наблюдается спад ускорений σ_{z_1} , σ_{ξ_1} , σ_{θ_1} (рис. 4). Для кривых σ_{z_1} и σ_{ξ_1} максимум сдвигается за $v > 10$ км/ч. Сравнение кривых на рис. 3 и 4 показывает, что изменение скорости движения влияет больше на параметры θ_1 и x_1 у трелевочного трактора, чем у МТЗ-80.

Наибольшие вертикальные ускорения у трелевочного трактора при скоростях выше 4,5 км/ч имеет передний мост. Максимальные значения вертикальных ускорений подрессорной массы достигают значения 8,8 м/с². Сравнительный анализ динамики тракторов МТЗ-80 и трелевочного трактора показал, что в рассматриваемом диапазоне скоростей наибольшие значения ускорений ξ_1 и σ_{z_1} наблюдаются у трактора МТЗ-80 при движении его по полю и по грунтовой дороге. Как уже указывалось, при движении трактора по асфальтобетонной дороге динамическая нагруженность трактора МТЗ-80 при скорости до 30 км/ч значительно ниже, чем на поле и грунтовой дороге при меньших скоростях движения.

Минимальные значения вертикальных ускорений трелевочного трактора по абсолютной величине при различных значениях коэффициента n_1 выше, чем максимальные, по-видимому, из-за наличия пачки хлыстов, значительно загружающей заднюю часть трактора и особым образом усложняющей процесс колебаний всей системы.

С изменением скорости движения характер кривых изменяется. Если при $v=3$ км/ч ускорения ξ_{1min} во всем диапазоне изменения n_1 растут, то при $v=6; 8; 10$ км/ч кривая $\xi_{1min} = f(n_1)$ имеет точку перегиба с наименьшим значением ξ_{1min} . При $v=6$ км/ч эта точка соответствует значению $n_1=0,9$; при 8 км/ч — 0,72; при 10 км/ч — 1. Величины σ_{z_1} при увеличении скорости движения растут при любых значениях n_1 (рис. 5), причем при $v=6; 8; 10$ км/ч интенсивность возрастания кривых 2, 3, 4 примерно одинакова. При $v=3$ км/ч значения σ_{z_1} неизменны при изменении n_1 от 0,5

до 1,5. У трелевочного трактора вертикальные ускорения z_1 с увеличением жесткости подвески растут более заметно, чем у трактора МТЗ-80. Влияние коэффициента n_1 на показатели продольно-угловых и продольно-горизонтальных колебаний у трелевочного трактора слабее, чем у МТЗ-80.

Для оценки достоверности разработанной и примененной при исследованиях расчетной модели сравнили расчетно-теоретические данные с экспериментальными. Экспериментальные заезды с различными скоростями производили на

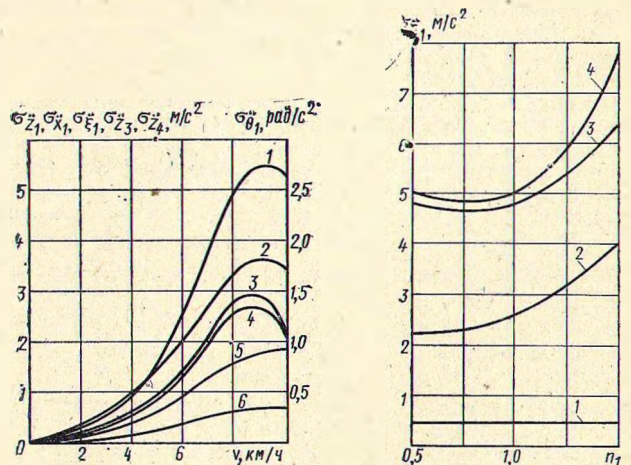


РИС. 4. Зависимости среднеквадратичных значений ускорений трактора МТЗ-80Л от скорости движения (пасечный волок, $n_1=n_4=1$): 1 — σ_{z_1} ; 2 — σ_{ξ_1} ; 3 — σ_{θ_1} ; 4 — σ_{x_1} ; 5 — σ_{z_1} ; 6 — σ_{ξ_1}

РИС. 5. Зависимости σ_{z_1} от коэффициента n_1 при движении трактора МТЗ-80 по пасечному волоку: 1 — $v=3$ км/ч; 2 — 6; 3 — 8; 4 — 10 км/ч

участках асфальтобетонного шоссе, грунтовых дорогах и полю. Ускорения и угловые перемещения в характерных точках остова трактора измеряли с помощью потенциометрических датчиков МП-21Т и центральной гирвертикали ЦГВ-2. Результаты замеров регистрировались на диаграммной бумаге пятиканального быстродействующего самопишущего прибора Н327-5, установленного в подвижной лаборатории. Записывались также скорости движения трактора и проходимый путь.

Приведенные на рис. 3, а, б и в таблице экспериментальные и расчетные значения среднеквадратичных вертикальных и продольно-угловых ускорений корпуса и вертикальных ускорений переднего моста трактора МТЗ-80 указывают на их хорошую сходимость при различных дорожных условиях и скоростях движения: расхождение среднеквадратичных значений ускорений при рабочих скоростях движения не превышало 5—15%.

Как видно из таблицы, при движении трактора МТЗ-80 по асфальтобетонному шоссе со скоростью 15 км/ч расхождение экспериментальных и расчетных значений среднеквадратичных ускорений составляет 1,68—14,58%, со скоростью 30 км/ч — 3,24—15,31%. В отдельных случаях имели место несколько большие отклонения, однако при моделировании сложных многофакторных процессов это неизбежно, если иметь в виду принимаемые допущения и погрешности экспериментальных замеров.

Таким образом, разработанная и проверенная экспериментально расчетная модель может быть использована для оценки вертикальных и продольно-горизонтальных колебаний

Данные	v , км/ч	σ_{z_1} , м/с ²	σ_{ξ_1} , м/с ²	σ_{θ_1} , рад/с ²
Расчетные	15	1,19	1,78	0,48
	30	1,26	1,85	0,614
Экспериментальные	15	1,13—1,17	1,54—1,61	0,41—0,44
	30	1,39—1,34	1,91—1,98	0,52—0,56
Расхождение, %	15	5,04—1,68	13,48—9,55	14,58—8,33
	30	10,32—6,35	3,24—7,03	15,31—8,79

колесных с.-х. и лесных тракторов, оценки важных весовых и размерных параметров, а также выбора параметров подвески и шин.

Проведенный для трактора МТЗ-80 и трелевочного тягача на его базе анализ показал, что имеется возможность улучшения показателей вертикальной динамики этих машин за счет снижения жесткости подвески переднего моста до 0,7—0,85 от жесткости серийной подвески и введения в подвеску гидроамортизаторов с коэффициентом сопротивления 170—200 кгс.с/м.

Список литературы

1. Жуков А. В., Чернявский И. Ш., Рудницкий П. Ф. Исследование вертикальной динамики трелевочного трактора Т-157 с помощью ЭЦВМ. — «Лесной журнал», 1976, № 5.
2. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., «Лесная промышленность», 1967.

УДК 631.312.021.3-192

Влияние износа плужных лемехов на тяговое сопротивление

Канд. техн. наук В. Н. ВИНУКОВ
(МЛТИ)

Работа почвообрабатывающих машин и орудий сопровождается изменением геометрических параметров режущих элементов [1], что сказывается на энергетических показателях машин и орудий и качестве выполняемых ими работ. Влияние износа режущих элементов на тяговое сопротивление почвообрабатывающих машин и орудий изучалось и ранее. Но при этом не были вскрыты причины, вызывающие изменение тягового сопротивления при износе лемехов и культиваторных лап, а также степень этого изменения в различных условиях работы орудий. В задачу наших исследований входило выяснение общей закономерности изменения удельного сопротивления плугов при изнашивании их рабочих органов.

Известно, что при изнашивании лемехов изменяется геометрия лезвия, уменьшается длина носовой части, ширина остова и общая длина лемеха. В процессе изменения геометрии лезвия постепенно срабатывается фаска на лицевой стороне лемеха, образованная заточкой, а на тыльной стороне его появляется площадка износа (затылочная фаска). При работе корпуса плуга с новым лемехом его носок, обеспечивая забор глубины, прорезает на дне борозды канавку глубиной до 10 мм. На образование такой канавки затрачивается дополнительная работа, которая при равном значении пройденного пути выразится в повышении тягового сопротивления.

Для оценки дополнительного сопротивления носовой части нового лемеха от реакции почвы рассмотрим силы, действующие на носок. Разделим условно лемех на две части: носок и остов. Допускаем, что при уменьшении размеров носовой части остова лемеха не меняет геометрических размеров и, следовательно, не влияет на изменение тягового сопротивления. При установившемся режиме пахоты сила тяги P'_x , затрачиваемая на продвижение носовой части лемеха, будет уравновешиваться равнодействующей сил реакции почвы R'_x , которая равна сумме проекций нормальных и касательных сил на направление перемещения лемеха [2]:

$$R'_x = F \cos \varepsilon + N \sin \varepsilon, \quad (1)$$

где F и N — равнодействующие сил трения и нормального давления; ε — угол установки лемеха к горизонту.

Равнодействующие F и N определим по формулам

$$F = \int_S \tau_1 dS, \quad (2)$$

$$N = \int_S \sigma_1 dS, \quad (3)$$

где τ_1 — тангенциальные контактные напряжения; dS — площадь элементарной площадки на поверхности носка лемеха; σ_1 — нормальные контактные напряжения.

Тангенциальные напряжения могут быть выражены через нормальные контактные напряжения (3)

$$\tau_1 = \tau_0 + \sigma_1 \operatorname{tg} \varphi \quad \text{или} \quad \tau_1 = \tau_0 + f \sigma, \quad (4)$$

где τ_0 — коэффициент, учитывающий удельную силу сцепления почв; φ — угол трения; f — коэффициент трения почвы о сталь.

По мере продвижения почвенного пласта по носовой поверхности лемеха вследствие ослабления связей между частицами почвы снижаются нормальные контактные напряжения на его поверхности. Зависимость нормальных контактных напряжений σ от пути трения l почвы по поверхности лемеха может быть представлена выражением

$$\sigma_1 = \sigma_0 + bl,$$

где σ_0 — значение нормальных контактных напряжений на поверхности носка лемеха в месте стыка его с отвалом; b — коэффициент, характеризующий степень повышения нормальных контактных напряжений по мере увеличения длины носовой части лемеха. Подставив значение τ_1 из уравнения (4) в уравнение (2) и заменив величины F и N в уравнении (1) их значениями, взятыми из уравнения (2) и (3), запишем

$$R'_x = \cos \varepsilon \int_0^S (\tau_0 + f \sigma_1) dS + \sin \varepsilon \int_0^S \sigma_1 dS = \cos \varepsilon \int_0^l [(\tau_0 + f(\sigma_0 + bl)) Z dl + \sin \varepsilon \int_0^l (\sigma_0 + bl) Z dl], \quad (5)$$

где $dS = Z dl$ (Z — ширина носовой части лемеха).

Решение уравнения (5) имеет вид

$$R'_x = \left[\tau_0 \cos \varepsilon + \frac{(2\sigma_0 + bl)(f \cos \varepsilon + \sin \varepsilon)}{2} \right] Zl.$$

Следовательно, равнодействующая сил реакции почвы зависит от длины носовой части. С уменьшением длины l сопротивление почвы снижается. Аналогичным образом можно показать, что и с уменьшением ширины остова лемеха сопротивление движению его в почве снижается.

Рассмотрим влияние угла заточки лезвия лемеха на тяговое сопротивление. Выпускаемые заводами лемехи для плугов общего назначения имеют угол заточки 25—40°. С учетом угла установки лемеха к дну борозды суммарный угол наклона заточной фаски к горизонту составляет 55—70°.