

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВОЙ ДИНАМИКИ ТРАКТОРА МТЗ-82 ПРИ РАБОТЕ С ПЛУГОМ ПКЛ-70

В лесном хозяйстве и лесной промышленности БССР находят применение тракторы МТЗ-82 при прокладке противопожарных и минерализованных полос, подготовке почвы для посадки леса и трелевке древесины на рубках ухода. С целью получения фактических данных об изменении технологических сил, действующих на трактор со стороны навесного лесохозяйственного оборудования, при выполнении рабочих операций и необходимости объективной оценки эффективности работы машино-тракторного агрегата (МТА) были проведены исследования тягово-динамических показателей трактора МТЗ-82 с учетом специфики лесохозяйственных работ.

Исследования проводились в лесхозе "Волма" в условиях, максимально приближенных к реальным. Прокладка противопожарной полосы выполнялась вдоль стены хвойного приспевающего лесонасаждения, растущего на песчаной и супесчаной почве (глубина обработки 15 см).

Передвижной тензометрической лабораторией обеспечивалась комплексная регистрация следующих показателей: крутящих моментов карданного вала привода переднего моста и задних ведущих колес, частоты вращения коленчатого вала двигателя, пути, проходимого трактором, длительности опыта.

Длина мерных участков 100 м. Диапазон скоростей МТА при прокладке противопожарных полос подбирался исходя из обеспечения качественного выполнения технологического процесса и удовлетворительных условий работы на тракторе ($v = 2,0-7,0$ км/ч).

В ходе полевых испытаний определен характер процесса изменения крутящей силы тяги трактора при работе с плугом через крутящие моменты на полуосях задних ведущих колес и на карданном валу привода переднего ведущего моста.

Мощность на ведущих колесах трактора P_k определится по формуле

$$P_k = P_{кз} + P_{кп} = \frac{M_{кз} n_{дв}}{716,2 \cdot i_{тр}} + \frac{M_{кп} n_{дв} \cdot 0,91}{716,2 \cdot i_k}$$

где $M_{кз}$ — крутящий момент на задних колесах; $n_{дв}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя; $M_{кп}$ — крутящий момент на передних колесах; $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; i_k — передаточное число переднего моста.

Эффективная мощность двигателя равна

$$P_e = \frac{P_{кз}}{\eta_{мз}} + \frac{P_{кп}}{\eta_{мп}}$$

где $\eta_{мз}$ — КПД трансмиссии задних колес; $\eta_{мп}$ — КПД трансмиссии передних колес.

Мощность на буксование:

$$P_6 = 0,01 \cdot P_K \cdot b,$$

где b — величина буксования, %.

Мощность, затрачиваемая на самопередвижение трактора;

$$P_{\Pi} = \frac{n_K M_{KX} (100 - b)}{716,2 \cdot 100},$$

где $n_K = \frac{n_{дв}}{i_{тр}}$; M_{KX} — крутящий момент на ведущих колесах при холостом переезде трактора.

Мощность механических потерь трансмиссии

$$P_{МК} = \frac{P_{КЗ} (1 - \eta_{МЗ})}{\eta_{МЗ}} + \frac{P_{КП} (1 - \eta_{МП})}{\eta_{МП}}.$$

Тяговая мощность определится из выражения

$$P_T = P_e - P_6 - P_{\Pi} - P_{МК}.$$

Действительная скорость движения трактора

$$V_d = \frac{3,14 \cdot n_K}{30} \cdot 0,73 (1 - 0,001 \cdot b) = 0,0764 n_K (1 - 0,001 \cdot b).$$

Тогда тяговое сопротивление трактора с навесным орудием

$$P_{кр} = \frac{75 \cdot P_T}{V_d}.$$

Коэффициент загрузки двигателя

$$K = \frac{P_e}{75} \cdot 100 \%$$

Таким образом, имея значения крутящих моментов на ведущих колесах, можно перейти к величине тягового сопротивления и коэффициенту загрузки двигателя.

В ходе проведенных исследований было получено достаточное количество информации в виде записей процессов на осциллографную фотобумагу.

Обработка данных эксперимента производилась путем квантификации (снятия ординат) с последующей записью на перфоленту, которая была обработана на ЭЦВМ "Мир-1" с целью получения основных статистических характеристик.

Результаты исследований тягово-динамических показателей трактора МТЗ-82 с плугом ПКЛ-70 приведены в табл. 1.

Следует отметить, что трактор во время выполнения технологической операции был подвержен одновременному воздействию неравномерной тяговой нагрузки, почвенных неровностей и изменениям направления движения (периодическим корректировкам курса, осуществляемым трактористом).

Анализ экспериментальных данных показывает высокую динамичность изменения тягового сопротивления. Частота появления амплитуд тягового со-

Основные показатели тяговых испытаний трактора МТЗ-82
в агрегате с плугом ПКЛ-70 при прокладке противопожарных полос

Номер передачи	Частота вращения коленчатого вала двигателя n , об/мин	Мощность на ведущих колесах $P_{к'}$, кВт	Буксование, δ , %	Тяговая мощность P_T , кВт	Действительная скорость движения V_D , м/с	Тяговое сопротивление $R_{кр}$, н	Коэффициент загрузки двигателя K , %
I пере- дача	2280	15,68	10	12,65	0,71	19090	34,4
	2280	14,48	6	12,09	0,72	17990	31,8
	2280	14,57	6	12,17	0,72	18120	31,9
	2280	13,01	8	10,47	0,71	15790	28,6
	2280	15,56	11	12,40	0,71	18710	34,16
	2280	14,54	7,5	11,92	0,72	17770	32
II пере- дача с редук- тором	2280	18,21	4	15,32	0,92	17840	42
	2280	18,84	5	15,75	0,92	18340	43,1
	2280	17,44	7	14,13	0,92	16450	40
	2280	17,93	5	14,89	0,92	17340	41
II пере- дача	2220	24,52	10	18,91	1,18	17170	54
	2220	21,43	5	17,02	1,18	15460	47,1
	2220	23,25	7	18,37	1,18	16680	51
III пере- дача с редук- тором	2250	30,31	8,5	23,23	1,54	16160	67
	2250	32,94	14	24,11	1,53	16880	73
	2250	33,59	13	24,96	1,53	17470	74,2
III пере- дача	1900	37,09	15	26,75	1,71	16760	79

противления с большим периодом относительно невелика ($n = 1,8 \% \text{ с } t > 1,5 \text{ с}$). За счет разрушения крупных корней величина тягового сопротивления трактора МТЗ-82 с плугом ПКЛ-70 при прокладке противопожарных полос увеличивается на 7–20 %. Основное влияние на тяговое сопротивление оказывает физико-механический состав почвы и масса мелких корней травяной и древесной растительности, имеющих основной горизонт залегания 10–15 см.

В процессе работы при изменении скорости движения агрегата происходит изменение величины тягового сопротивления $R_{кр}$ (рис. 1). Характер функции $R_{кр}^{ср} = f(V_D)$ изменчивый. Наибольшее значение ($R_{кр}^{ср} = 17910 \text{ Н}$) соответствует скорости движения на первой передаче, равной 0,7 м/с. Наименьшее значение ($R_{кр}^{ср} = 16440 \text{ Н}$) имеет место на второй передаче при $V_D = 1,2 \text{ м/с}$. С последующим увеличением скорости тяговое сопротивление начинает увеличиваться до значения 16840 Н. В дальнейшем заметна тенденция стабилизации $R_{кр}^{ср}$.

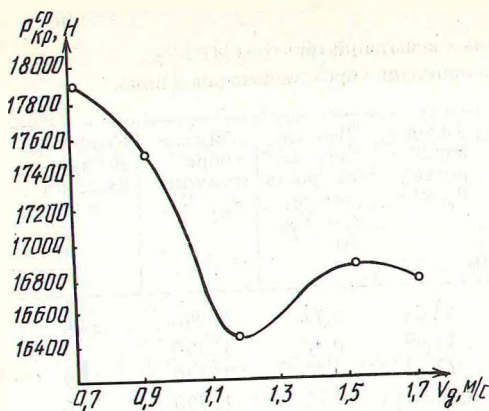


Рис. 1. Зависимость тягового сопротивления от действительной скорости движения трактора.

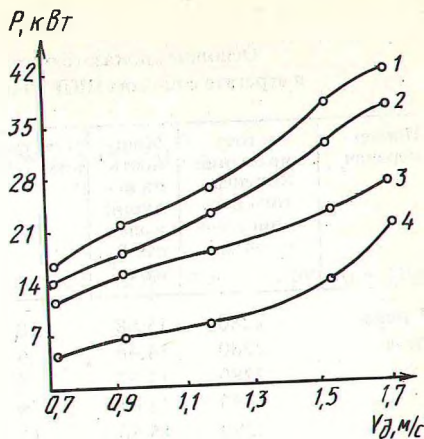


Рис. 2. Зависимость мощностей от действительной скорости движения трактора: 1 — эффективная мощность двигателя; 2 — мощность на ведущих колесах; 3 — тяговая мощность; 4 — мощность на буксование, самопередвижение трактора и механические потери трансмиссии.

Значения мощностных затрат при увеличении скорости монотонно возрастают и при увеличении V_d от 0,7 до 1,7 м/с в среднем возрастает на 58 % (рис. 2). Что касается мощностей, затрачиваемых на буксование, самопередвижение трактора и механических потерь в трансмиссии, то, начиная со скорости 1,5 м/с, происходит более интенсивное их возрастание. Так, если при изменении V_d от 0,7 до 1,5 м/с увеличение потерь происходит на 56 %, то при увеличении V_d от 1,5 до 1,7 м/с — еще на 24 %.

Отличительной особенностью тяговых показателей является малый коэффициент загрузки двигателя (K). Так, при движении МТА со скоростью 2,5 км/ч на первой передаче $K = 32$ %, на второй передаче со скоростью 4,2 км/ч — $K = 51$ %, на третьей передаче со скоростью 6,2 км/ч — $K = 79$ %.

Анализ результатов ранее приведенных исследований [1] показывает, что при работе двигателя с недогрузкой на внешней характеристике расход топлива возрастает. Это подтверждено исследованиями [1], в результате которых установлено, что влияние степени загрузки двигателя на его экономические показатели определяется характером изменения удельного расхода топлива в зависимости от используемой мощности. Двигатель расходует наименьшее количество топлива при полной загрузке (коэффициент загрузки $K = 1,0$), по мере же уменьшения K удельный расход возрастает. Так, например, у двигателя Д-240 при $K = 1; 0,8$ и $0,5$ удельный эффективный расход топлива равнялся соответственно 178; 186; 226 г/кВт·ч.

Учитывая, что всережимные регуляторы современных тракторных двигателей позволяют трактористу задавать тот или иной устойчивый скоростной режим в пределах от установленных номинальных оборотов до малых на х.х., а применяемые на тракторах коробки с переключением передач под нагрузкой

обеспечивают изменение передаточного числа трансмиссии без остановки трактора, то эффективность агрегата с таким трактором может существенно повыситься за счет оптимального сочетания скоростного режима двигателя и номера включенной передачи.

В нашем случае одним из возможных путей решения вопроса рационального использования потенциальных возможностей двигателя при работе с недогрузкой является переход на пониженный скоростной режим при одновременном переключении на более высокую передачу коробки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Влияние типа ступенчатой трансмиссии трактора "Беларусь" на его производительность и топливную экономичность/И.П.Ксеньевич, А.С.Солонский, Н.Е.Козлов и др. — Тракторы и сельхозмашины, 1978, № 4, с. 5–8.

УДК 634.03.377

В.А.СИМАНОВИЧ (БТИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДЕРЕВЬЕВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПОДВЕСА*

Со свободными колебаниями связаны резонансные состояния системы, что и определяет необходимость выявления границ возможных значений собственных частот свободных колебаний.

Нами произведено исследование конструктивных схем подвеса деревьев, приведенных на рис. 1.

Ввиду специфики выбора модели хлыста возникла необходимость определения жесткости отдельных стволов деревьев при разбиении их общей массы на дискретные с целью проведения расчетно-теоретических исследований.

Приспособление для определения жесткости деревьев представляло подвесную площадку для размещения эталонных грузов, стойку с датчиком перемещения, стрелка которого была закреплена на стволе дерева. Нагружение производилось эталонными грузами. Записывался процесс нагружения и разгрузки для каждого из деревьев. Одновременно с определением жесткости с помощью специальных угломеров измерялись угловые перемещения плеч L_1 и L_3 . Были проведены исследования деревьев сосны в диапазоне длин: до 20; 25 и свыше 25 м. Геометрические характеристики (длина, диаметр, сбеги) деревьев подбирались примерно одинаковые, при одинаковых условиях произрастания.

На рис. 2 приведена зависимость деформации изгиба ствола сосны от нагружающей силы для диапазона длин до 20 м при высоте подъема комлевой части над землей на 0,9 ; 1,1; 1,4 м. Характер изменения кривых 1, 2 и 3 при действии нагружающей силы до 1,6 кН показывает на линейность упругих характеристик дерева. В дальнейшем зависимость приобретает нелинейный вид.

* Работа выполнена под руководством д-ра техн.наук А.В.Жукова.