

УДК 631.37

Ребров А.Ю.

## **РАСЧЕТ ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МТА НА БАЗЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С УЧЕТОМ НАГРУЗОЧНО-СКОРОСТНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ**

### **Введение**

При расчете тяговых характеристик тракторов традиционно используется внешняя скоростная характеристика двигателя [1], что позволяет определить потенциальные тяговые способности трактора при работе с полной подачей топлива. Однако в эксплуатации зачастую нагрузочные и скоростные режимы работы двигателя не соответствуют внешней скоростной характеристике. При этом следует отметить, что минимум удельного расхода топлива даже на внешней скоростной характеристике дизельного двигателя находится между частотами вращения коленчатого вала, соответствующими режимам максимальной мощности и максимального крутящего момента.

Также классический тяговый расчет трактора выполняется без учета конкретного сельскохозяйственного орудия, при условии, что загрузка двигателя на каждом скоростном режиме максимальная и соответствует внешней скоростной характеристике двигателя, что справедливо при определении потенциальных тяговых качеств трактора-тягача.

Поэтому, учитывая тот факт, что классический тяговый расчет не привязывается к сельскохозяйственному орудью, актуальным является определение тяговых характеристик трактора в составе машинотракторного агрегата (МТА).

### **Анализ последних достижений и публикаций**

Задача по определению тяговых характеристик МТА на базе колесного трактора, оснащенного механической трансмиссией, с учетом эффекта буксования и увеличения скоростного сопротивления сельскохозяйственного орудия, решалась во многих работах [1-2], однако практически всегда частичные режимы работы двигателя не рассматривались.

Известно [3-4], что минимальный удельный расход топлива двигателем находится в интервале частот вращения коленчатого вала, соответствующем от режима максимального крутящего момента до режима максимальной мощности. При этом загрузка двигателя находится в пределах 80-90%.

Если взять за основу методику тягового расчета, приведенную в работе [5], и трансформировать ее с учетом частичной загрузки двигателя [3-4], то получим методику расчета тяговых характеристик МТА с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя. Это позволит выявить наиболее рациональные режимы работы двигателя при агрегатировании соответствующими сельскохозяйственными орудиями.

### **Цель и постановка задачи**

Целью настоящей работы является создание методики тягового расчета колесного трактора в составе МТА с учетом нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя с использованием его многопараметрической характеристики [3-4].

Варіювання навантаженням двигача дозволить визначити необхідну ширину захопача оруддя і діапазон можливих швидкостей руху, а також максимум продуктивності МТА і мінімум погектарного расхода топлива. Расчет производится на примере трактора ХТЗ-150К-09.

### **Математическая модель и алгоритм решения задачи**

Тяговый расчет трактора начинается с выбора массы трактора и мощности двигателя, которые обеспечат выполнение энергонасыщенных операций при заданной скорости движения. Выбор массы трактора и мощности его двигателя в данной работе не рассматривается. Остановимся на методике тягового расчета колесного трактора в агрегате с плугом.

Смоделируем внешнюю скоростную характеристику дизельного двигателя, у которого коэффициент приспособляемости по крутящему моменту [1] не превышает 1,2, что справедливо для дизелей производства стран СНГ. Для таких двигателей при отсутствии данных по экспериментально снятой внешней скоростной характеристике можно воспользоваться одним из способов аппроксимации (параболой, повернутой параболой, эллипсом, кубическими сплайнами). Применим аппроксимацию параболой, причем возьмем ее нормированной, так, чтобы в номинальном режиме значение крутящего момента равнялось 1. Тогда корректорная ветвь описывается выражением:

$$M_k = \frac{\nu^2 + (1 - 2 \cdot \nu) \cdot k_M}{(1 - \nu)^2} + \frac{2 \cdot (k_M - 1) \cdot \nu}{(1 - \nu)^2} \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right) - \frac{(k_M - 1)}{(1 - \nu)^2} \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2, \quad (1)$$

где  $k_M$  – коэффициент приспособляемости по крутящему моменту;

$\nu$  – коэффициент приспособляемости по частоте вращения;

$\omega_{\text{ном}}$ ,  $\omega$  – номинальная и текущая частота вращения коленчатого вала двигателя соответственно.

Регуляторная ветвь описывается выражением:

$$M_p = \left( \frac{\omega_x - \omega}{\omega_x - \omega_{\text{ном}}} \right), \quad (2)$$

где  $\omega_x$  – максимальная частота вращения двигателя.

Нормированный крутящий момент двигателя:

$$M_d = \begin{cases} M_k, & \omega \in [\omega_{\text{мин}}, \omega_{\text{ном}}] \\ M_p, & \omega \in (\omega_{\text{ном}}, \omega_x] \end{cases}, \quad (3)$$

Обозначим коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту:

$$k_{3M} = \frac{M}{M_{\text{ном}}}, \quad (4)$$

$M_{\text{ном}}$ ,  $M$  – номинальный и текущий крутящий момент двигателя соответственно.

Коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту будем изменять в пределах  $[k_{\text{мин}}, k_M]$ , где  $k_{\text{мин}} = (0,2 \dots 0,3)$ , [4]. Значение  $k_{3M}$  ограничивается

нормированным крутящим моментом двигателя, соответствующим внешней скоростной характеристике на каждом скоростном режиме:

$$k_{3M} = \left\{ \begin{array}{l} k_{3M}, k_{3M} < M_d \\ M_d, k_{3M} \geq M_d \end{array} \right\}, \quad (5)$$

Крутящий момент двигателя:

$$M_{дв} = M_{ном} \cdot k_{3M}, \quad (6)$$

Касательная сила тяги, развиваемая колесным движителем по двигателю:

$$P_{км} = \frac{M_{дв} \cdot u_2 \cdot \eta_{тр2}}{r_{c2}} \quad (7)$$

$u_2, \eta_{тр2}$  – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода основного (заднего) ведущего моста;

$r_{c2}$  – статический радиус задних ведущих колес трактора.

Вес, приходящийся на переднее и заднее колеса:

$$G_1 = \frac{G \cdot \frac{l_2}{L} - \left( P_{км} - f \cdot G \cdot \frac{l_2}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2}; \quad G_2 = \frac{G \cdot \frac{l_1}{L} + \left( P_{км} - f \cdot G \cdot \frac{l_1}{L} \right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2} \quad (8)$$

где  $l_1, l_2, h_{кр}$  – расстояние от центра масс трактора до передней, задней осей и высота приложения крюковой нагрузки от опоры соответственно.

Параметры, характеризующие деформацию шин и площадь пятна контакта можно определить согласно [5].

Коэффициент сопротивления качению:

$$f_i = \sqrt{\frac{G_i}{k_0 \cdot b_{ki} \cdot D_i^2}}, \quad (9)$$

где  $k_0$  – коэффициент объемного смятия почвы;

$D_i, b_{ki}$  – наружный диаметр и ширина пятна контакта шины.

Зная нагрузки на колеса мостов и динамические радиусы колес, уточняем значения касательных сил тяги, принимая допущение о том, что для жесткого межосевого привода момент между мостами распределяется пропорционально распределению веса трактора по мостам:

$$P_{k1} = \frac{M_{дв} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр1}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_1}{G}; \quad P_{k2} = \frac{M_{дв} \cdot u_2 \cdot \eta_{тр2}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_2}{G} \quad (10)$$

$u_1, \eta_{тр1}$  – передаточное число и КПД участков трансмиссии привода дополнительного (переднего) ведущего моста;

При жестком межосевом приводе существует кинематическое несоответствие между линейными относительными скоростями движения в пятне контакта колес с

грунтом. Такое несоответствие характеризуется коэффициентом кинематического несоответствия [1]:

$$k_{\text{н}} = \frac{r_{ki}}{r_{ki+1}} \cdot \frac{u_{i+1}}{u_i} \quad (11)$$

Максимально возможная по сцеплению с почвой касательная сила тяги моста трактора определяется зависимостью:

$$P_{k\phi i} = 2 \cdot (c_c \cdot F_{ki} + G_i \cdot \text{tg}(\varphi_c)), \quad (12)$$

где  $C_c$ ,  $k_c$ ,  $\varphi_c$  – коэффициенты, характеризующие свойства почвы;  
 $F_{ki}$  – площадь пятна контакта колеса.

Буксование колес переднего моста определяется решением уравнения:

$$P_{k1} + P_{k2} = P_{k\phi 1} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_1)}{\delta_1 \cdot a_{k1}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta_1 \cdot a_{k1}}{k_c \cdot (1 - \delta_1)}} \right) \right) + \quad (13)$$

$$+ P_{k\phi 2} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - (1 - k_{\text{н}} \cdot (1 - \delta_1)))}{(1 - k_{\text{н}} \cdot (1 - \delta_1)) \cdot a_{k2}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-(1 - k_{\text{н}} \cdot (1 - \delta_1)) \cdot a_{k2}}{k_c \cdot (1 - (1 - k_{\text{н}} \cdot (1 - \delta_1)))}} \right) \right)$$

Буксование колес заднего моста:

$$\delta_2 = (1 - k_{\text{н}} \cdot (1 - \delta_1)) \quad (14)$$

Полученные значения буксования мостов по формулам (13), (14) согласованы и удовлетворяют условию (15) совместного движения вместе с трактором при одинаковой действительной скорости:

$$V_{\text{т1}} \cdot (1 - \delta_1) = V_{\text{т2}} \cdot (1 - \delta_2). \quad (15)$$

Касательные силы тяги мостов:

$$P_{ki} = P_{k\phi i} \cdot \left( 1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_i)}{\delta_i \cdot a_{ki}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{-\delta_i \cdot a_{ki}}{k_c \cdot (1 - \delta_i)}} \right) \right) \quad (16)$$

Скорость движения трактора:

$$V = V_1 = \frac{\omega \cdot r_{k1}}{u_1} \cdot (1 - \delta_1) = V_2 = \frac{\omega \cdot r_{k2}}{u_2} \cdot (1 - \delta_2) \quad (17)$$

Ширина захвата плуга определяется с использованием формулы В.П. Горячкина:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^2 P_{ki} - \sum_{i=1}^2 f_i \cdot G_i - f_{\Pi} \cdot G_{\Pi}}{k \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right)} \quad (18)$$

где  $G_{\Pi}$  – вес плуга;

$f_{\Pi}$  – коэффициент, характеризующий потери на передвижение плуга;

$k, \varepsilon$  - коэффициенты, характеризующие сопротивление пласта деформации (удельное сопротивление почвы), форму рабочей поверхности корпуса плуга и технологические свойства почвы;

$h$  – глубина вспашки.

Сила тяги на крюке:

$$P_{кр} = f_{\Pi} \cdot G_{\Pi} + k \cdot B \cdot h \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{k} \cdot V^2\right). \quad (19)$$

Производительность МТА, га/ч:

$$S = 0,36 \cdot B \cdot V. \quad (20)$$

Часовой расход топлива:

$$G_{т} = g_e \cdot M \cdot \omega, \quad (21)$$

где  $g_e$  – удельный расход топлива, моделируется в зависимости от скоростного и нагрузочного режима по методике [4].

Коэффициент загрузки двигателя по мощности:

$$\varepsilon_N = \frac{M \cdot \omega}{N_{ном}}. \quad (22)$$

Погектарный расход топлива кг/га:

$$W = \frac{G_{т}}{S}. \quad (23)$$

Таким образом, представленная математическая модель позволяет оценить функциональные качества и тяговые характеристики пахотного МТА на базе колесного трактора.

### **Анализ результатов реализации математической модели**

Исходные данные выбраны для трактора ХТЗ-150К-09 весом 80,05 кН с двигателем ЯМЗ-236Д номинальной мощностью 128,7 кВт и шинами 21,3 R24; внутришинное давление передних колес – 0,12 МПа, задних – 0,1 МПа, глубина вспашки  $h = 0,3$  м;  $\eta_{тр} = 0,87$ ; почва – средний суглинок:  $k = 50$  кН/м<sup>2</sup>;  $f_{\Pi} = 0,5$ ;  $\varepsilon = 2,5$  кН·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $C_c = 7300$  Па;  $k_c = 0,02$  м;  $\varphi_c = 30^{\circ}$ ;  $k_0 = 0,14 \cdot 10^7$  Н/м<sup>2</sup>.

Расчеты производились для выполнения пахотных работ трактора в агрегате с плугом массой 900 кг. В ходе построения тяговых характеристик выявлялись характерные режимы работы МТА:

1. режим максимальной производительности;
2. режим максимального тягового КПД;
3. режим минимального погектарного расхода топлива за час чистого времени.

Параметры работы МТА в характерных режимах приведены в табл. 1, а значения производительности ( $S$ , га/ч), скорости движения ( $V$ , м/с), ширины захвата орудия ( $B$ , м) и погектарного расхода топлива ( $W$ , кг/га) на 1-3 передачах в всем нагрузочно-скоростном диапазоне работы двигателя приведены на рис. 1-3. На рис. 1-3 указаны точки, соответствующие характерным режимам:  $\circ$  – режим максимальной производительности;  $\Delta$  - режим максимального тягового КПД;  $\square$  - режим минимального погектарного расхода топлива за час чистого времени. Зависимости построены в координатах ( $n$ - $M$ ), характерных для построения многопараметрических, универсальных характеристик двигателей внутреннего сгорания.

Таблица 1 – Характерные режимы работы пахотного МТА

Режим	$S$ , га/ч	$\omega$ , р/с	$B$ , м	$\delta_1$ , %	$\delta_2$ , %	$N_{кр}$ , кВт	$P_{кр}$ , кН	$V$ , м/с	$W$ , кг/га	$\eta_{кр}$	$k_M$	$\epsilon_N$
1 передача												
$S_{max}$	1,339	220	1,81	13,49	12,58	76,87	37,34	2,06	21,13	0,66	1,00	1,00
$N_{крmax}$	1,339	220	1,81	13,49	12,58	76,87	37,34	2,06	21,13	0,66	1,00	1,00
$W_{min}$	0,997	169	1,70	10,66	10,08	54,42	33,38	1,63	18,75	0,47	0,91	0,70
2 передача												
$S_{max}$	1,220	207	1,42	9,77	9,34	75,96	31,89	2,38	21,86	0,66	1,03	0,97
$N_{крmax}$	1,212	220	1,32	9,15	8,82	78,34	30,75	2,55	23,35	0,68	1,00	1,00
$W_{min}$	1,067	168	1,53	9,72	9,29	61,50	31,80	1,93	20,26	0,53	1,03	0,79
3 передача												
$S_{max}$	1,106	198	1,17	7,83	7,75	73,96	28,06	2,64	23,25	0,64	1,05	0,95
$N_{крmax}$	1,084	220	1,02	7,13	7,20	78,04	26,47	2,95	26,11	0,67	1,00	1,00
$W_{min}$	1,057	164	1,35	8,56	8,33	64,12	29,58	2,17	21,82	0,55	1,10	0,82

Анализ полученных данных показывает, что режим максимальной производительности не всегда совпадает с номинальным режимом работы двигателя, в то время как режим максимального тягового КПД всегда соответствует номинальному режиму работы двигателя. С уменьшением передаточного числа трансмиссии или повышением номера передачи указанные режимы отдаляются. При этом нагрузка двигателя по крутящему моменту возрастает, а по мощности снижается: т.е. более энергетически выгодно осуществлять вспашку при большей ширине захвата плуга с небольшой перегрузкой двигателя, но при меньшей скорости движения. Это связано с возрастанием скоростного сопротивления плуга с увеличением скорости.

Топологические тяговые характеристики (рис. 1-3) также дают возможность определить рациональный скоростной режим работы двигателя. Так на 1 передаче ХТЗ-150К-09 на указанном фоне наиболее рационально агрегатировать 5-ти корпусным плугом, оснащенным универсальными корпусами. Двигатель должен работать при 1700-2100 об/мин, что обеспечит производительность 1,1-1,3 га/ч. Максимум производительности при 2100 об/мин и скорости 2,05 м/с при буксовании 12-14% и расходе топлива около 21 кг/га, а минимум расхода топлива при 1700 об/мин (около 19 кг/га). При меньших частотах вращения не выполняются агротехнические требования.

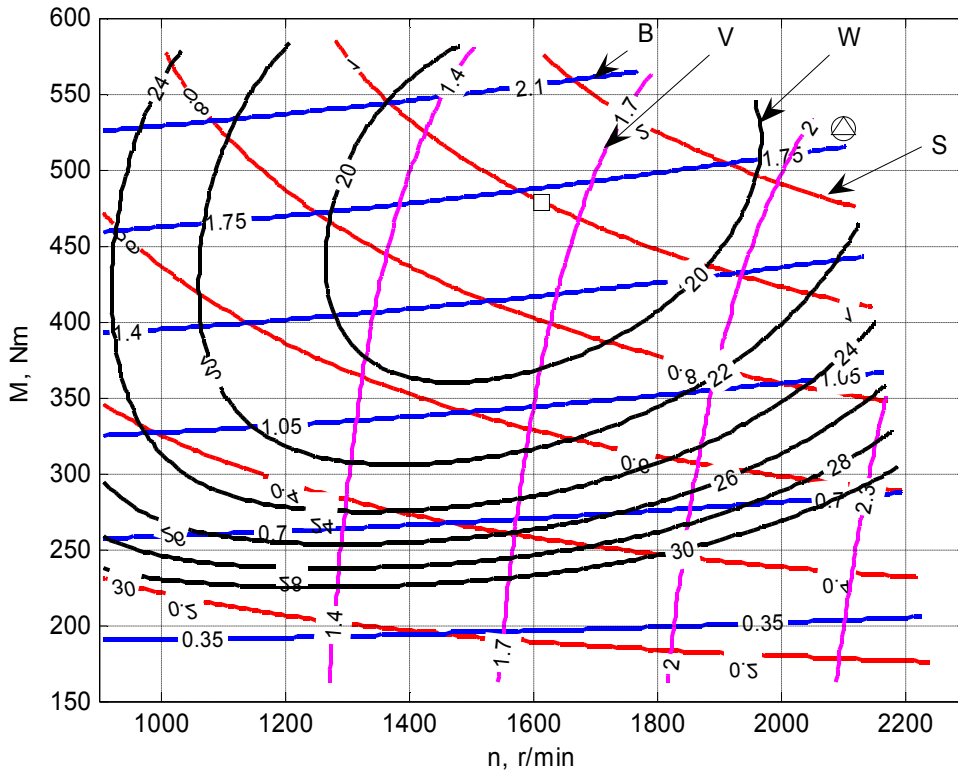


Рисунок 1 – Параметри роботи МТА на 1 передачі

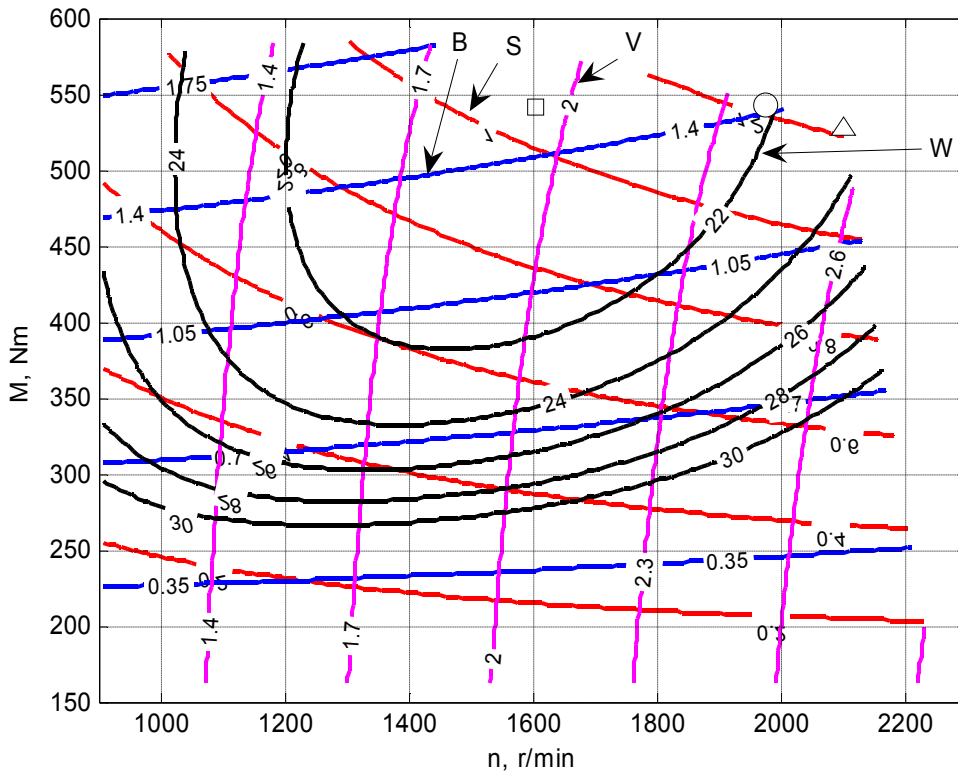


Рисунок 2 – Параметри роботи МТА на 2 передачі

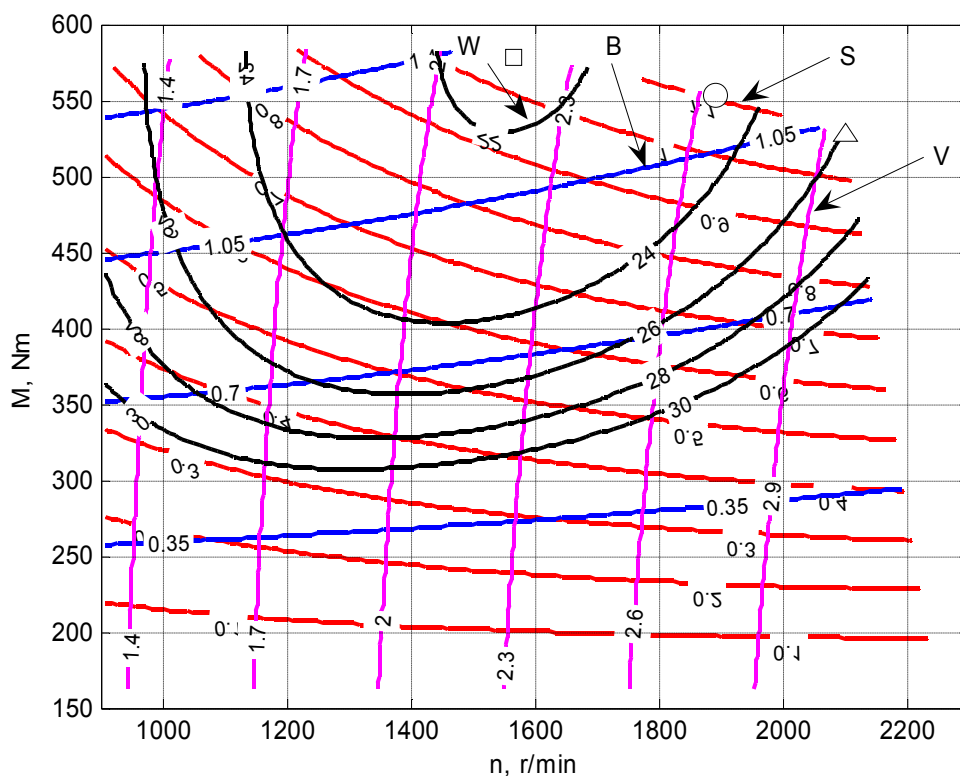


Рисунок 3 – Параметры работы МТА на 3 передаче

На 2 передаче трактор рационально агрегатировать 4-х корпусным плугом, оснащенным универсальными корпусами. Двигатель должен работать при 1400-2000 об/мин, что обеспечит производительность 0,85-1,2 га/ч. Максимум производительности при 2000 об/ мин и скорости 2,4 м/с при буксовании 9-10% и расходе топлива около 22 кг/га, а минимум расхода топлива при 1600 об/мин (около 20,5 кг/га). При меньших частотах вращения не выполняются агротехнические требования.

На 3 передаче трактор рационально агрегатировать 3-х корпусным плугом, оснащенным универсальными корпусами. Двигатель должен работать при 1200-2100 об/мин, что обеспечит производительность 0,65-1,05 га/ч.

Максимум производительности при 2100 об/ мин и скорости 2,9 м/с при буксовании 7-8% и расходе топлива около 25,5 кг/га, а минимум расхода топлива при 1500 об/мин (около 22,5 кг/га). При меньших частотах вращения не выполняются агротехнические требования.

### **Выводы**

1. Предложенная методика позволяет определить тяговые показатели МТА на базе колесного трактора во всем нагрузочно-скоростном диапазоне работы двигателя.
2. Заложенный алгоритм расчета дает возможность оценить рациональность агрегатирования по критериям производительности и погектарного расхода топлива.

Литература: 1. Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с.: илл. 2. Самсонов В.А. / Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. М.: – 2006. – С.11-16. 3. Новиков Г.В. Система адаптивной автоматической оптимизации работы двигателя на тракторе с



бесступенчатой трансмиссией. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -№ 1. М.: – 2006. – С. 17-20. 4. Шапко В.Ф., Шапко С.В. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згорання // Вісник КДПУ імені М. Остроградського. Випуск 1/2009 (54). Частина 1. – С. 93-96. 5. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2008. – № 58. – С. 11–20.

Ребров О.Ю.

**РОЗРАХУНОК ТЯГОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК МТА НА БАЗІ КОЛІСНОГО  
ТРАКТОРА З УРАХУВАННЯМ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-ШВИДКІСНИХ  
РЕЖИМІВ РОБОТИ ДВИГУНА**

Запропоновано методику тягового розрахунку МТА на базі колісного трактора в агрегаті з плугом, побудованого в усьому навантажувально-швидкісному діапазоні роботи двигуна. Отримані в ході розрахунку дані дають змогу обґрунтувати раціональне агрегування та режими роботи МТА на базі колісних тракторів.

Rebrov A.Yu.

**CALCULATION OF THE THRUST CHARACTERISTICS OF WHEEL TRACTOR  
WITH THE PLOW TAKING INTO ACCOUNT THE LOAD- HIGH-SPEED REGIMES OF  
THE WORK OF ENGINE**

The procedure of the tractive calculation of wheel tractor with the plow taking into account the load- high-speed regimes of the work of the engine is proposed.

---