

## ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕГО РАБОТЫ

Основой проектирования трактора является тяговый расчет, в процессе которого определяются масса трактора, мощность двигателя и передаточные числа трансмиссии, выбираются колесная формула, база, колея, параметры шин, тип привода к колесам и другие параметры трактора [1]. Тяговый расчет завершается построением теоретической тяговой характеристики. Последняя является статической характеристикой и не учитывает динамику взаимодействия агрегата с почвой, случайный характер внешних воздействий, а также процессы взаимодействия различных подсистем трактора, т.е. не отражает действительный характер протекающих в системе процессов, что становится причиной несоответствия между экспериментальными и расчетно-теоретическими характеристиками трактора. Поэтому использование статической тяговой характеристики для выбора параметров трактора приводит к возникновению ошибок уже на стадии проектирования.

В работе [2] предложена математическая модель трактора для исследования тяговой динамики, учитывающая указанные факторы, а в работе [3] изложен метод ее исследования. Учет динамических свойств системы повышает точность определения характеристик протекающих в ней процессов и позволяет выбрать оптимальные параметры, обеспечивающие повышение показателей эффективности работы тракторного агрегата.

На основе математической модели [2] разработана программа расчета на ЭВМ, позволяющая вычислять математические ожидания, средние квадратичные отклонения и спектральные плотности всех фазовых координат, а также квадраты модулей эквивалентных частотных характеристик для всех совокупностей входов и выходов системы. Кроме того, определялись математические ожидания мощностей потерь на качение  $N_f$ , буксование ведущих колес  $N_G$  и в ходовой части  $N_x$ , кпд трактора  $\eta_T$ , тягового удельного расхода топлива  $g_{кр}$ , коэффициента использования мощности двигателя  $\chi_d$  и другие характеристики трактора. Система описывалась пятнадцатью дифференциальными уравнениями второго порядка и учитывала тринадцать существенных нелинейностей. Связи колес с грунтом рассматривались как неглономные. Учитывались буксование и боковой увод колес. Возмущающие воздействия со стороны дороги и агрегируемой сельхозмашины полагали стационарными случайными процессами, описываемыми корреляционными функциями вида

$$R(\tau) = \sigma^2 (A_0 e^{-\alpha_0 |\tau|} + A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos \beta_1 \tau).$$

Значения коэффициентов этих функций принимались по данным работы [4].

Функцией цели при оптимизации параметров трактора принята минимизация потерь, что практически эквивалентно максимизации КПД трактора  $\eta_T$ . При проектировании трактора одновременно ставятся и другие цели, в числе которых — обеспечение высокой топливной экономичности, приемлемой плавности хода, снижение уровня динамических нагрузок, повышение использования мощности двигателя и др., что также учтено при разработке алгоритма расчета.

Исследования проводились применительно к колесному пропашному трактору 4x2 класса 14 кН на трех видах работ: сплошной культивации при движении поперек борозд, транспортно-тяговых работах с сельхозмашиной массой 7800 кг при движении по стерне кукурузы вдоль рядка и по грунтовой полевой дороге, по колее [4]. Рассмотрим некоторые результаты исследований.

На рис. 1 построены графики изменения скоростей движения  $v_c$  на различных передачах в зависимости от тяговой мощности  $N_{кр}$  на культивации при различных значениях номинальной мощности двигателя  $N_{д.ном}$ . Передаточные числа трансмиссии приняты такие же, как у трактора МТЗ-100 с коробкой передач, переключаемой под нагрузкой. Цифрами 1–5 обозначены огибающие кривые, проведенные через точки характеристик  $v_c = f(N_{кр})$ , соответствующие номинальной нагрузке двигателя. Эти кривые отражают изменение  $N_{кр.ном}$  в зависимости от различных передаточных чисел трансмиссии. Кривая 6 проведена через точки кривых 1–5, соответствующие  $N_{кр.мах}$  для двигателей различной мощности. Очевидно, что при  $N_{д.ном} = 58,88$  кВт значение  $N_{кр.мах}$  не попадает в область рекомендуемого диапазона рабочих скоростей  $v_{p.min} \leq v_p \leq v_{p.мах}$ , что приводит к снижению эффективности работы трактора. Так как для пропашного трактора культивация — одна из основных операций, можно сделать вывод, что для трактора класса 14 кН мощность двигателя 58,88 кВт оказывается недостаточной. При  $N_{д.ном} > 90$  кВт в диапазоне рабочих скоростей значительно возрастают потери на буксование, что видно по резкому падению кривых  $v_c = f(N_{кр})$ . Для оценки потерь на рис. 1 построены кривые максимального  $\eta_{T.мах}$  и минимального  $\eta_{T.min}$  значений тягового КПД трактора в диапазоне рабочих скоростей при номинальной нагрузке двигателя.

Применением двигателя мощностью около 88 кВт достигается наибольшее значение  $\eta_{T.min}$ . Учитывая характер изменения  $\eta_{T.мах}$  и  $\eta_{T.min}$ , можно утверждать, что среднее значение  $\eta_T$  в диапазоне рабочих скоростей при этом будет наибольшим. Следовательно, для трактора класса 14 кН оптимальной мощностью двигателя по критерию минимума потерь является 88 кВт. Эксплуатационная масса трактора  $m_{Тэ} = 3430$  кг по данному критерию, как показали исследования [3], является оптимальной.

Рассмотрим влияние передаточного числа трансмиссии  $i_{тр}$  на показатели эффективности работы трактора, принимая  $N_{д.ном} = 58,88$  кВт, что соответствует трактору МТЗ-80. Из рис. 2, а следует, что при  $i_{тр} \approx 60$  достигается минимум потерь. Примерно этому же значению  $i_{тр}$  соответствует минимум  $g_{кр}$ . Изменение характеристик на рис. 2 для удобства анализа дано в %. За

100% приняты значения, полученные на УП-передаче при  $i_{\text{тр}} = 53,098$  и равные:  $N_f = 12,429$  кВт;  $N_\sigma = 5,507$  кВт;  $N_x = 3,731$  кВт;  $\eta_{\text{т}} = 0,525$ ;  $g_{\text{кр}} = 0,1327$  г/кДж;  $\chi_\partial = 0,9386$ ;  $\sigma_{N_\partial} = 4,158$  кВт;  $\sigma_{\omega_\partial} = 2,247$  рад/с;  $\sigma_{\dot{v}_c} = 0,1008$  м/с;  $\sigma_{\ddot{x}_c} = 0,9454$  м/с<sup>2</sup>;  $\sigma_{\ddot{z}_c} = 4,104$ , м/с<sup>2</sup>;  $\sigma_{\dot{\alpha}} = 0,2971$  рад/с;  $\sigma_{\dot{\beta}} = 0,5575$  рад/с;  $\sigma_{P_{\text{кр}}} = 1466$  Н;  $\sigma_{M_2} = 877,3$  Н·м.

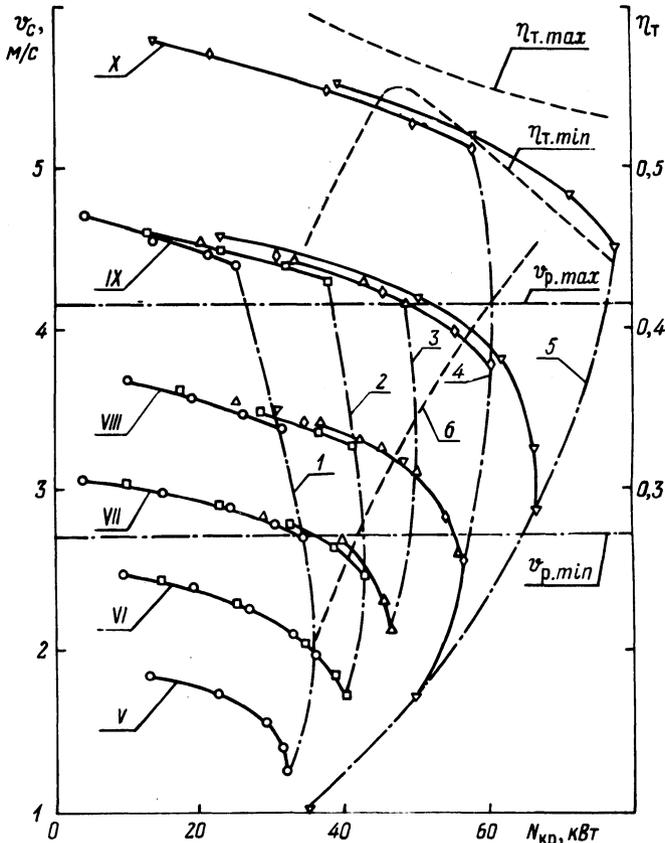


Рис. 1. К определению мощности двигателя трактора:  
 $N_{\text{кр}}$  — тяговая мощность,  $v_c$  — скорость поступательного движения центра масс на различных передачах трактора с двигателями различной номинальной мощности: —○—  $N_{\text{д.ном}} = 58,88$  кВт; —□—  $N_{\text{д.ном}} = 73,60$  кВт; —△—  $N_{\text{д.ном}} = 88,32$  кВт; —◇—  $N_{\text{д.ном}} = 110,4$  кВт; —▽—  $N_{\text{д.ном}} = 147,2$  кВт; V... X — номера передач;  $\eta_{t,\text{max}}$ ,  $\eta_{t,\text{min}}$  — максимальное и минимальное значения КПД трактора, соответствующие диапазону рабочих скоростей  $v_{p,\text{min}} - v_{p,\text{max}}$ .

С уменьшением  $i_{TP}$ , что соответствует увеличению скорости трактора, возрастают  $N_f$  и  $N_x$ , а  $N_G$  уменьшается. Заметно уменьшается при этом и  $\chi_\partial$ , что связано с увеличением средних квадратичных отклонений угловой скорости коленчатого вала  $\sigma_{\omega_\partial}$  и мощности двигателя  $\sigma_{N_\partial}$  (рис. 2, б). При уменьшении  $i_{TP}$  также возрастают средние квадратичные отклонения угловых скоростей колебаний остова в продольной  $\sigma_{\dot{\alpha}}$  и поперечной  $\sigma_{\dot{\beta}}$  плоскостях, усилия на крюке  $\sigma_{P_{кр}}$ , продольных  $\sigma_{\ddot{x}_c}$  и вертикальных  $\sigma_{\ddot{z}_c}$  ускорений центра масс остова, крутящих моментов на полуосях  $\sigma_{M_2}$ . Однако среднее квадратичное отклонение скорости поступательного движения центра масс  $\sigma_{v_c}$  при этом имеет тенденцию к уменьшению, наиболее значительную при больших значениях  $i_{TP}$ . Характеристики  $\sigma_{\ddot{z}_c}$  и  $\sigma_{M_2}$  имеют экстремумы при  $i_{TP} = 50-53$ , что обусловлено возрастанием энергии вертикальных колебаний остова при достижении соответствующей резонансной скорости движения. С этим связано также значительное возрастание и других характеристик  $\sigma_i$  процессов, а также потерь мощности  $N_f$  и  $N_x$  при  $i_{TP} = 35-55$ . Таким образом, увеличение рабочих скоростей сопровождается ухудшением характеристик рабочих процессов трактора, что может явиться причиной снижения эффективности его работы, если не предпринять соответствующих мер по снижению линейных и угловых колебаний остова трактора

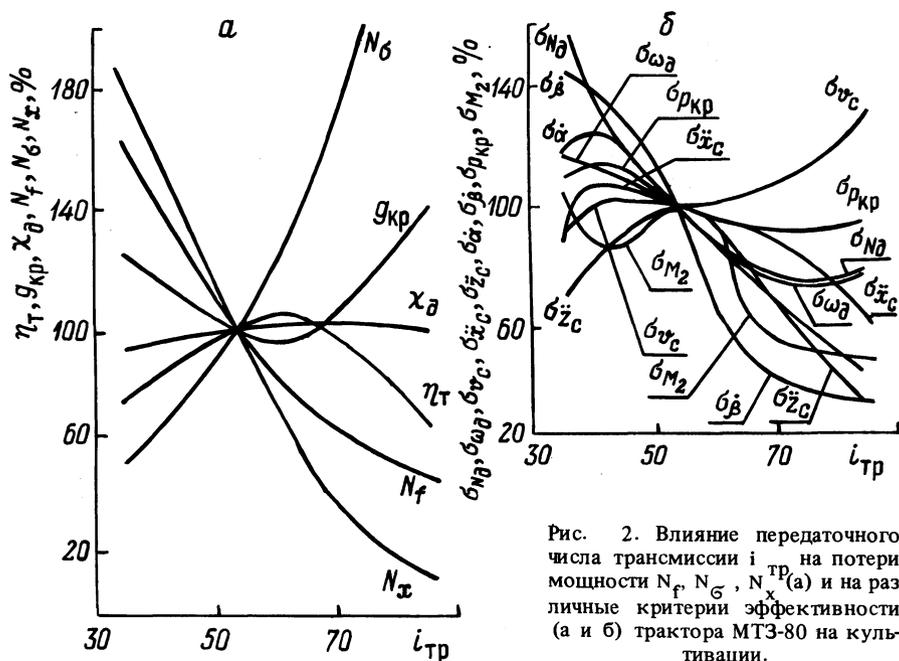


Рис. 2. Влияние передаточного числа трансмиссии  $i_{TP}$  на потери мощности  $N_f, N_G, N_x^{TP}$  (а) и на различные критерии эффективности (а и б) трактора МТЗ-80 на культивации.

и выведению резонансных скоростей движения за пределы рабочих скоростей. Эта задача может быть решена путем оптимизации параметров подвески.

В работе [2] показано влияние параметров подвески на КПД трактора и на другие показатели качества и эффективности его работы. Проведенные исследования показали, что кроме рассмотренных параметров трактора на эффективность его работы заметно влияет также база и координаты центра масс трактора, характеристики шин (жесткость, давление воздуха, размеры), демпфирование в подвеске, параметры всережимного регулятора двигателя [5] и др. Параметры трансмиссии (жесткость и демпфирование) существенно влияют лишь на динамические нагрузки в ней.

На рис. 3 приведены графики, отражающие влияние продольной координаты центра масс "а" (относительно оси переднего моста) трактора МТЗ-80 на двух видах работ: культивации при  $i_{тр} = 53,098$  (сплошные линии) и транспортных работах по грунтовой дороге при  $i_{тр} = 20,436$  (штриховые линии). Из рис. 3, а следует, что с увеличением "а" (т.е. приближением центра масс к оси заднего моста) потери на качение и буксование уменьшаются, а  $\eta_T$  возрастает, что сопровождается уменьшением  $g_{кр}$ . Потери в ходовой части возрастают из-за увеличения  $\sigma_{\dot{\alpha}}$  (рис. 3, б) и частоты колебаний переднего моста.

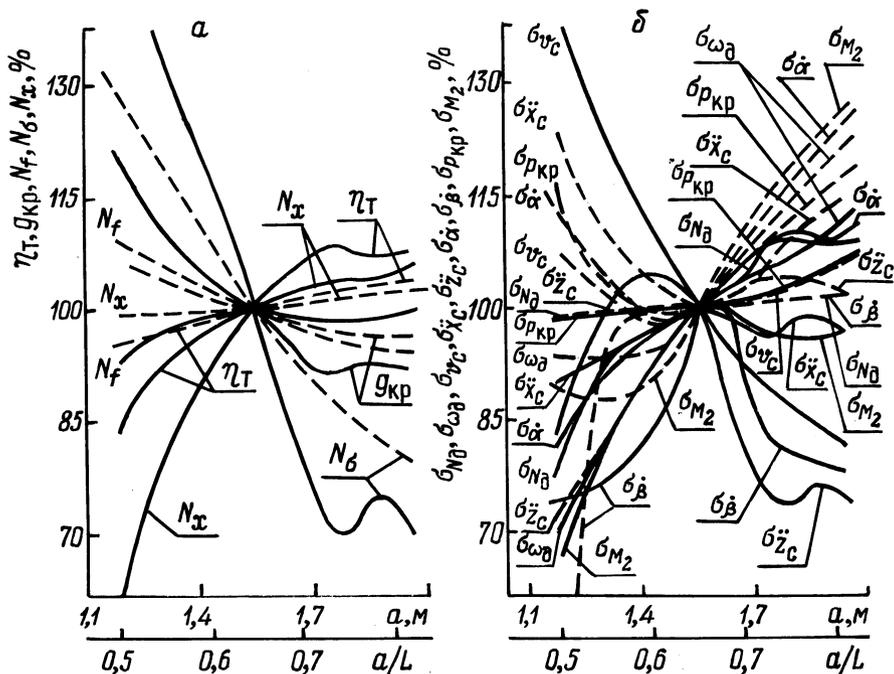


Рис. 3. Влияние продольной координаты "а" центра масс трактора на потери мощности  $N_f, N_g, N_x$  (а) и на различные критерии эффективности (а и б):  
 — на культивации; - - - на транспортных работах.

На рис. 3,б показано изменение средних квадратических отклонений различных оценочных критериев в зависимости от "а". Учитывая ограничения на показатели качества процессов и отдавая предпочтение тому или иному критерию, можно найти оптимальное значение "а". Следует отметить, что при увеличении "а" для обоих видов работ возрастают  $\sigma_{\dot{\alpha}}$ ,  $\sigma_{\omega_{\partial}}$ ,  $\sigma_{N_{\partial}}$  и  $\sigma_{v_c}$ . На культивации при  $a/L > 0,65$  все рассмотренные характеристики процессов работы трактора ухудшаются.

Проведенные исследования показали, что основой проектирования трактора должен быть тягово-динамический расчет, при котором агрегат рассматривается как сложная динамическая система с учетом взаимодействия всех ее подсистем, движение которой происходит под влиянием внешних возмущающих и управляющих воздействий, описываемых стационарными случайными функциями. Это позволит на стадии проектирования определить оптимальные параметры трактора с учетом его назначения и условий предполагаемого использования.

На основе выполненных расчетов для пропашного колесного трактора класса 14 кН по критерию минимизации потерь можно рекомендовать увеличение мощности двигателя до 88 кВт при сохранении неизменной существующей эксплуатационной массы  $m_{ТЭ} \approx 3430$  кг и при условии полной реализации мощности на тяговую нагрузку.

### Литература

1. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. Минск, 1977, ч. II. 384 с. 2. Тарасик В.П. Математическая модель трактора для исследования тяговой динамики. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 4, с. 5–8. 3. Он же. Метод исследования динамики системы местность—трактор—орудие. — Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 10, с. 9–12. 4. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М., 1973. — 280 с. 5. Кseneвич И.П., Тарасик В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. — М., 1979. — 280 с.

УДК 629.114.2.01

А.И.Якубович, канд.техн.наук  
(МТЗ)

### ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ТЯГОВО-ТЕМПЕРАТУРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Основные показатели, характеризующие работу тракторных двигателей, а также трактора в целом, — экономичность, срок службы и надежность — зависят в значительной степени от способности системы охлаждения поддерживать наиболее приемлемый температурный режим двигателя независимо от нагрузки, частоты вращения коленчатого вала, а также температуры воздуха окружающей среды.

Изменение расхода топлива, мощности двигателя при работе трактора