

Контроль и испытания

УДК 621.431.73(07); 629.114.2

ЧИСЛЕННАЯ ОЦЕНКА СОСТАВЛЯЮЩИХ ТЯГОВОГО И МОЩНОСТНОГО БАЛАНСОВ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ НА БАЗЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Б.А. Шароглазов, М.Ф. Сафаров, Д.И. Наратовый, Е.А. Горелый

Применительно к условиям использования гусеничной машины на бульдозерно-рыхлительных работах делается анализ составляющих сопротивления движению, предлагаются установленные на основании статистической обработки результатов исследований уравнения для расчёта потерь на преодоление сопротивлений в гусеничном двигателе.

Ключевые слова: гусеничная машина, гусеничный двигатель, тяговый баланс, мощностной баланс, крюковое усилие, сопротивление движению, частота вращения, мощность.

Важными составляющими тягового и мощностного балансов гусеничной машины являются действующие на машину в целом и в её механизмах сопротивления. В этой связи вопросам составляющих каждого из названных балансов исследователями машин уделяется большое внимание. В частности, эти вопросы в деталях рассматриваются в работах [1–4].

Как правило, в основе тягового баланса (баланса сил) машин используются понятия крюкового (тягового) усилия ($P_{кр}$); силы тяги (окружное усилие) на ведущих колесах ($P_к$); силы сопротивления передвижению машины (P_f). Применительно к условиям прямолинейного равномерного движения машины баланс сил отображается уравнением:

$$P_{кр} = P_к - P_f. \quad (1)$$

Вместе с тем, как отмечается в [1], «... способы разделения и суммирования сил отличаются не только у разных авторов, но и у одних и тех же в разных изданиях». И это обстоятельство находит отражение в особенностях записи уравнений балансов мощностей и сил.

Учитывая сказанное, в дальнейшем при изложении материала нами принято:

$$P_f = P_{г.д} + P_{гр}, \quad (2)$$

где $P_{г.д}$ – сила, обусловленная суммарным сопротивлением элементов гусеничного двигателя (потери, вызываемые натяжением гусеничных цепей; трением в шарнирах траков; сопротивлением качению опорных катков; трением в зацеплениях ведущих колёс и ударами траков и др.); $P_{гр}$ – сила, обусловленная сопротивлением грунта (в частности, лобовым, вертикальной и горизонтальной деформациями, резанием грунта).

Отметим, что названный подход к поэлементному составу сил, действующих в гусеничном двигателе, используется рядом авторов [3, 5].

Применительно к условиям прямолинейного движения векторы действующих сил ($P_к, P_{г.д}, P_{гр}, P_{кр}$) коллинеарны. В этой связи, исходя из (2), (1), запишем в виде:

$$P_{кр} = P_к - P_{г.д} - P_{гр}. \quad (3)$$

Уравнение (3) позволяет баланс мощностей применительно к реальным условиям использования машин с учётом производимой двигателем энергии отобразить выражением:

$$N_e = N_{тр} + N_{г.д} + N_{гр} + N_{кр} + N_{\delta}, \quad (4)$$

в котором N_e – свободная мощность двигателя; $N_{тр} = N_e(1 - \eta_{тр})$ – потери мощности в трансмис-

Контроль и испытания

сии, $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; $N_{г.д}$ – потери в гусеничном движителе; $N_{гр}$ – затраты на преодоление сопротивлений грунта; $N_{кр}$ – крюковая мощность; N_{δ} – потери мощности, обусловленные буксованием.

Полагая характеристику двигателя известной при выполнении тяговых расчётов и планировании тяговых испытаний машин, распределение мощностей можно отобразить более простой записью:

$$N_{кр} = N_k - N_{г.д} - N_{гр} - N_{\delta}, \quad (5)$$

где $N_k = N_e - N_{тр}$ – мощность на ведущих колёсах.

Заметим, что по количеству составляющих балансы (3) и (5) отличаются. Это вытекает из того обстоятельства, что крюковое усилие, фигурирующее в (3), одновременно определяет как величину тяговой мощности $N_{кр}$ в (5), так и является главным компонентом, воздействующим на мощность буксования N_{δ} .

Здесь важно отметить, что мощность буксования, вообще говоря, определяется комплексом взаимосвязанных (и взаимообусловленных) факторов: свойства грунта (плотность, влажность, температура, и т. д.); конструктивные параметры гусеничного движителя (длина и ширина траков, высота грунтозацепов, натяжение гусеничных цепей и др.); усилия, действующие в гусеничном движителе, скорость движения машины.

Названными причинами обуславливаются и различные методы оценки N_{δ} : ряд авторов [6, 10] важными составляющими при оценке потерь, обусловленных буксованием, полагают тяговое усилие P_r на опорных ветвях гусеничных цепей, в других случаях основной силой при расчёте N_{δ} полагается тяговое усилие P_k на ведущих колёсах [11, 12] (так это полагалось и нами [4]). Однако анализ результатов экспериментальных исследований даёт основания при оценке буксования отдать предпочтение крюковому усилию $P_{кр}$. В связи с тем, что при использовании $P_{кр}$ (а стало быть, и при численной оценке N_{δ}) величина $P_{кр}$ является результатом прямых измерений. Все составляющие – крюковое усилие $P_{кр}$, действительная v_d и теоретическая v_t скорости гусеничной машины – относительно легко измеряются.

В случае использования P_k для оценки N_{δ} погрешность в оценке мощности буксования возрастает по той причине, что значительная часть P_k расходуется на преодоление сопротивлений в гусеничном движителе, преодоление сопротивлений грунта, точность измерений которых в условиях реального эксперимента не является достаточной. Это же можно сказать и по поводу тягового усилия на опорных ветвях гусениц.

Таким образом, сказанное даёт основания утверждать, что выражения (5) и (3) в случае использования $P_{кр}$ для оценки N_{δ} не являются противоречивыми.

Следовательно, определение N_{δ} по выражению

$$N_{\delta} = P_{кр}(v_t - v_d)$$

является правомерным. Ещё раз отметим, что такому определению N_{δ} отдают предпочтение и ряд других авторов [7, 13, 14].

Так как численные значения мощностей, передаваемых механизмами машин, определяются действующими в них усилиями и соответствующими скоростями движения, уравнение (5) может быть записано в виде:

$$P_{кр}v_d = P_kv_t - P_{г.д}v_t - P_{гр}v_d - P_{кр}(v_t - v_d). \quad (6)$$

Связь скоростей v_t и v_d подчиняется соотношению:

$$v_d = v_t \cdot (1 - \delta), \quad (7)$$

в котором δ – коэффициент буксования.

Учитывая (7), из (6) получим другую форму уравнения баланса сил:

$$P_{кр} = P_k - P_{г.д} - P_{гр}(1 - \delta) \text{ или } P_{кр} = P_k - P_{г.д} - P_{гр} + P_{гр}\delta, \quad (8)$$

в которой составляющую $P_{гр}(1-\delta)$ представили состоящей из двух компонентов: $P_{гр}$ и $P_{гр}\delta$. Первая из них характеризует затраты на преодоление сопротивлений грунта, не связанных с буксованием (например, вертикальное прессование грунта, лобовое сопротивление, затраты на формирование колеи), вторая составляющая ($P_{гр}\delta$) определяется затратами на «скольжение» опорных ветвей гусениц относительно грунта (условимся в дальнейшем её обозначать символами $P_{гр.б}\delta$).

Таким образом, как и ранее записанное уравнение (3), полученное (8) содержит $P_{кр}$, $P_{к}$, $P_{г.д}$, $P_{гр}$ и $P_{гр.б}\delta$ – составляющую, характеризующую потери, обусловленные буксованием. С использованием (8) уравнение (6) может быть записано в виде:

$$P_{кр}v_{д} = P_{к}v_{т} - P_{г.д}v_{т} - P_{гр}v_{д} + P_{гр.б}\delta v_{д}. \quad (9)$$

Форма записи и содержательный смысл уравнений (6) и (9) дают основания записать:

$$P_{гр.б}\delta \cdot v_{д} = -P_{кр} \cdot (v_{т} - v_{д}). \quad (10)$$

В уравнении (10) знаком « \leftrightarrow » учитывается разнонаправленность сил. Из сказанного следует, что уравнения (5) и (6) баланса мощностей и уравнение баланса сил (8) не содержат противоречий. Важным является одно обстоятельство: составляющую $P_{гр.б}\delta$, входящую в (8), см. также левую часть уравнения (10), в условиях реального использования машин определить сложно. А вот определение составляющей $P_{кр}(v_{т} - v_{д})$ в (6), см. также правую часть уравнения (10), в условиях использования машин больших сложностей не представляет.

Ещё раз отметим, что полученные (8) и (9), в частности, составляющие $P_{гр}(1-\delta)$ в (8) и $P_{гр.б}\delta$ в (9) явным образом указывают на то обстоятельство, что часть усилия на ведущих колесах машины расходуется на преодоление сопротивлений грунта и буксование. А составляющая $P_{гр.б}\delta$ при росте буксования до некоторых значений δ (и падении действительной скорости машины, соответствующей этим значениям коэффициента) может обеспечить увеличение крюкового усилия. Эта особенность, прежде всего, определяется свойствами грунта (например, плотностью, влажностью, составом, температурой и др.).

В теории движения гусеничных машин [3, 5, 7], силу сопротивления движению $P_{гр}$ полагают пропорциональной нормальной реакции грунта (в случае движения по горизонтальной поверхности – пропорциональной весу агрегата G_a). Здесь нужно отметить, что при использовании на гусеничной машине навесных орудий (в рассматриваемых авторами случаях – отвала, рыхлителя) при оценке G_a должен учитываться и вес этих орудий. Таким образом,

$$P_{гр} = f_{гр} \cdot G_a, \quad (11)$$

где $f_{гр}$ – коэффициент сопротивления грунта движению (выбирается обычно по соответствующим справочным материалам с учётом типа грунта, на котором используется машина).

Анализ записанных соотношений (5), (7) с учётом сказанного по поводу (8) позволяет заключить, что общие затраты мощности на преодоление сопротивлений движению (в частности, сумма $N_{г.д}$, $N_{гр}$, N_{δ}) и отчасти обуславливающие их усилия (например, $P_{кр}$, $P_{к}$, $P_{гр}$) могут быть выявлены посредством прямых (например, $P_{кр}$, $P_{к}$, $v_{д}$) и косвенных ($N_{кр}$, $N_{к}$, δ , $v_{т}$) измерений в условиях полевых испытаний.

Нами для анализа названных сопротивлений движению, влиянию на них развиваемого машиной тягового усилия использовались результаты испытаний на бульдозерно-рыхлительных работах гусеничного трактора класса тяги 10 т [8].

Результаты полевых испытаний трактора Т-170.01 (пяতিকатковая гусеничная тележка, трактор укомплектован двигателем Д-160) иллюстрируются тяговой характеристикой этой машины, рис. 1, при работе на первой передаче.

Применительно к названным условиям использования трактора некоторые из тяговых параметров ($P_{к}$, $P_{кр}$, $N_{кр}$, $M_{к}$ – момент на ведущих колёсах, $G_{т}$ – массовый часовой расход топли-

Контроль и испытания

ва и др.) в функции частоты вращения двигателя при работе его по внешней скоростной характеристике (ВСХ) иллюстрируются рис. 2.

Содержание рис. 1 и 2 позволяет отметить, что суммарная мощность на преодоление внешних и внутренних сопротивлений с ростом $P_{кр}$ возрастает от 10,4 кВт (при $P_{кр} \sim 89$ кН) до $\sim 43,6$ кВт (при $P_{кр} \sim 155$ кН). При этом N_{δ} резко повышается, начиная со значений $P_{кр} \sim 143$ кН. Мощность на преодоление внутренних потерь в гусеничном движителе составляет $\sim 5,7 \dots 7,3$ кВт во всём диапазоне изменения крюкового усилия.

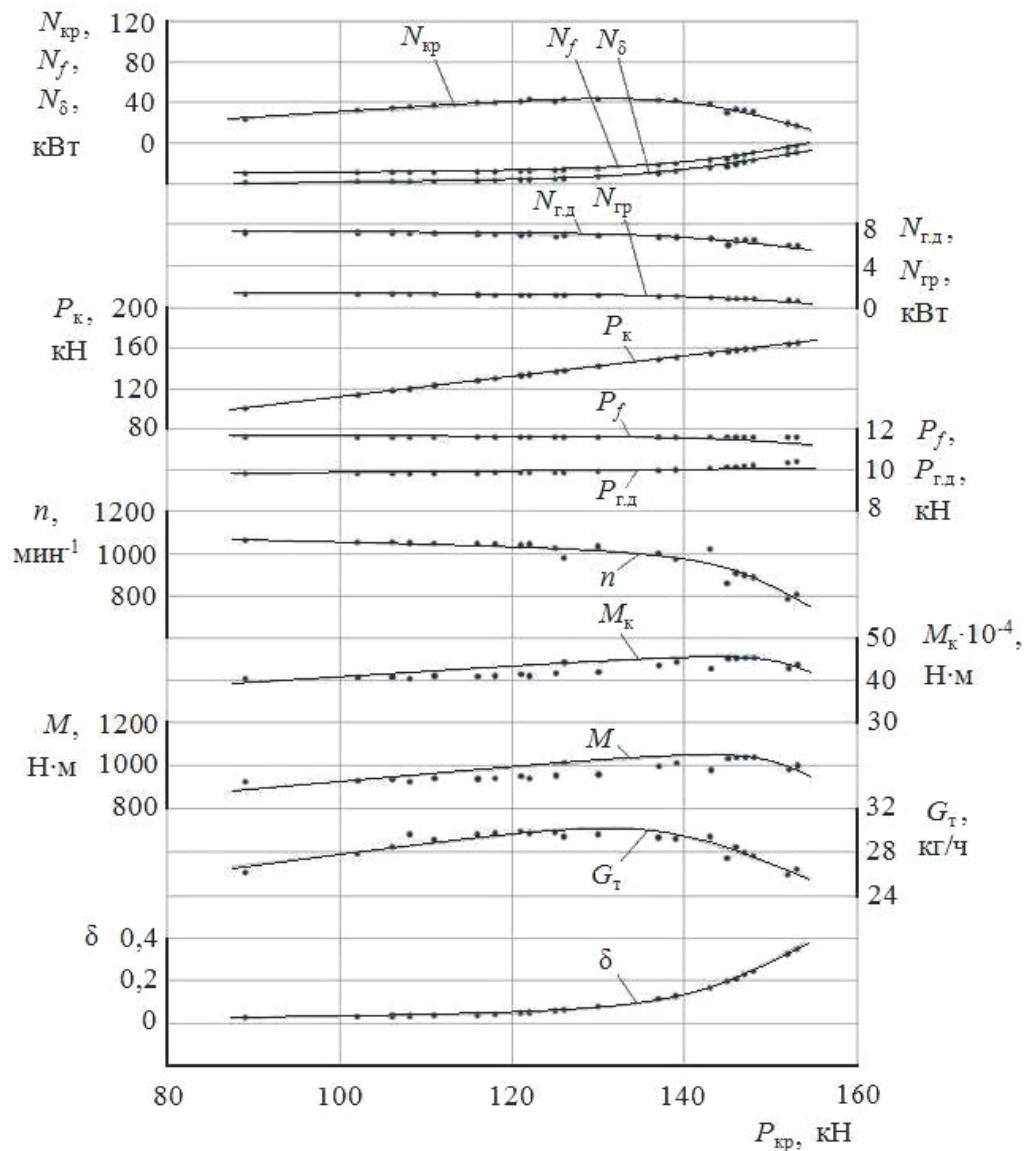


Рис. 1. Тяговая характеристика трактора Т-170.01 (двигатель Д-160, пятикатковая гусеничная тележка), снабжённого бульдозерно-рыхлительным оборудованием (работа на первой передаче; общий вес агрегата $G_a = 185$ кН): $\bullet\bullet\bullet\bullet$ – результаты измерений; — – результаты расчёта, полученные с использованием статистических соотношений для оценки сопротивлений движению гусеничного движителя

Суммарное усилие сопротивления передвижению в функции $P_{кр}$ изменяется незначительно и находится в пределах $11,3 \dots 11,8$ кН. Усилие на привод гусеничного движителя находится на уровне $9,8 \dots 10,5$ кН, что составляет примерно $87 \dots 89$ % от полного сопротивления передвижению.

Аналогичное заключение вытекает и из рассмотрения тяговой характеристики этой же машины при работе её на второй передаче в тех же условиях использования, см. таблицу.

Здесь нужно отметить, что $N_{г.д}$ и $P_{г.д}$ определялись по результатам косвенных измерений с использованием уравнений (5) и (8). Так, например, из (5) общие потери мощности на преодоление сопротивлений вычисляются как разность $N_k - N_{кр}$. Тогда затраты на преодоление внутренних сопротивлений в гусеничном движителе определяются соотношением $N_k - (N_{кр} + N_{гр} + N_{\delta})$, в котором все составляющие на основании сказанного выявляются прямыми и косвенными измерениями.

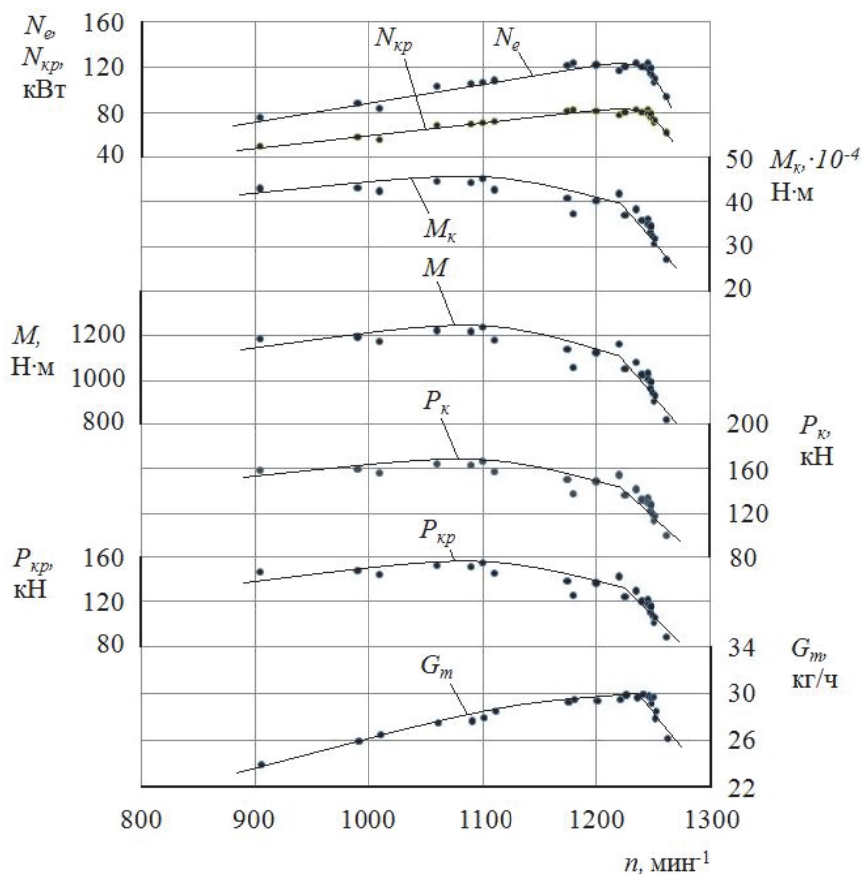


Рис. 2. Изменение параметров двигателя и тяговых параметров трактора Т-170.01 в функции частоты вращения коленчатого вала двигателя (работа по внешней скоростной характеристике; см. также рис. 1)

Тяговые параметры трактора Т-170.01, укомплектованного
бульдозерно-рыхлительным оборудованием ($G_a = 185$ кН) при работе на второй передаче

Тяговое усилие, $P_{кр}$	$P_{г.д}^{\text{э}}$	$P_{г.д}^{\text{р}}$	$N_{г.д}^{\text{э}}$	$N_{г.д}^{\text{р}}$	$N_f^{\text{э}}$	$N_f^{\text{р}}$	$N_{кр}^{\text{э}}$	$N_{кр}^{\text{р}}$
	1	2	3	4	5	6	7	8
130 кН, ($n_m = 1005 \text{ мин}^{-1}$)	10	10,03 ($\pm 0,6$)	6,85	6,87 ($\pm 0,42$)	15,13	15,15 ($\pm 0,585$)	81,9	81,88 ($\pm 0,483$)
121 кН, ($n = 1135 \text{ мин}^{-1}$)	9,94	10,07 ($\pm 0,57$)	7,68	7,78 ($\pm 0,45$)	14,18	14,27 ($\pm 0,622$)	88,33	88,24 ($\pm 0,523$)
109 кН, ($n_n = 1250 \text{ мин}^{-1}$)	9,92	9,99 ($\pm 0,52$)	8,35	8,41 ($\pm 0,45$)	13,34	13,4 ($\pm 0,627$)	88,29	88,23 ($\pm 0,42$)
27 кН, ($n = 1288 \text{ мин}^{-1}$)	9,87	9,85 ($\pm 0,2$)	8,34	8,33 ($\pm 0,2$)	10,07	10,06 ($\pm 0,368$)	22,64	22,65 ($\pm 0,015$)

Примечание. Символом (э) отмечены результаты эксперимента; (р) – результаты расчёта (с учётом статистической взаимосвязи параметров); n_n , n_m – частоты вращения коленчатого вала двигателя на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента соответственно.

Контроль и испытания

Названный порядок обработки результатов наблюдений позволил сделать численную оценку всех составляющих сопротивления движению ($N_{гр}$, $N_{г.д}$, N_{δ} , $P_{гр}$, $P_{г.д}$). В свою очередь, так как $P_{г.д} = f_{г.д} \cdot G_a$ (где $f_{г.д}$ – удельное внутреннее сопротивление движению гусеничного движителя, т. е. сопротивление, приходящееся на единицу веса агрегата), статистическая обработка результатов полевых испытаний машины позволила выявить зависимость для оценки численных значений этого параметра.

При этом полагалось, что $f_{г.д}$, как это принято рядом авторов [3, 5, 6], является функцией вида:

$$f_{г.д} = a + b \cdot f_d + c \cdot v_T^2,$$

в которой a , b , c – эмпирические коэффициенты; $f_d = P_k / G_a$ – удельная сила тяги на ведущих колёсах. Л.В. Сергеев [3] при условии нормального (среднего) натяжения гусеничных цепей для армейских гусеничных машин рекомендует следующие значения коэффициентов a , b , c соответственно: 0,025; 0,05; $3 \cdot 10^{-6}$.



Рис. 3. Фрагмент испытаний трактора на бульдозерно-рыхлительных работах

Результаты статистической обработки испытаний тракторов класса тяги 10 т с пятикатковой гусеничной тележкой, укомплектованных бульдозерно-рыхлительным оборудованием (см. фотофрагмент испытаний, рис. 3), показали, что применительно к такого типа машинам (в условиях использования их на режимах полных и близких к ним нагрузок на первой и второй передачах) удельное внутреннее сопротивление гусеничного движителя подчиняется соотношению, численные значения параметров которого выявлены на основании статистической обработки результатов полевых испытаний машины:

$$f_{г.д} = 0,0527 + 0,0007 f_d + 3 \cdot 10^{-6} v_T^2.$$

Проведенные с использованием полученного соотношения поверочные расчёты хорошо согласуются с численными значениями выявленных экспериментальным путём параметров тяговой характеристики трактора, см. рис. 1, 2 (заметим, что параметры двигателя, соответствующие режимам его работы по внешней скоростной характеристике, при этом определялись с использованием результатов по [9]).

Анализ результатов испытаний гусеничной машины класса тяги 10 т, снабжённой бульдозерно-рыхлительным оборудованием, позволяет сделать следующие выводы:

1. При работе по тяговой характеристике на первой передаче применительно к изменению тягового усилия в пределах 89... 155 кН затраты мощности на преодоление общих сопротивлений движению составляют 10,4...43,6 кВт (8,5...44 % от соответствующих значений эффектив-

ной мощности двигателя). Наибольшими из затрат являются потери мощности на буксование. В рассмотренных случаях они находились в пределах 1,95...37 кВт (и составляли 18... 85 % от общих затрат на преодоление сопротивления движению).

2. Усилие сопротивления движению гусеничного движителя растёт по мере роста тяги и находится в диапазоне 87–89 % от общего сопротивления движению.

3. Статистическая обработка результатов испытаний позволяет заключить, что удельное сопротивление движению гусеничного движителя является функцией удельной силы тяги на ведущих колёсах машины и скорости её движения. По результатам исследования определены параметры уравнения, описывающего удельное сопротивление гусеничного движителя при использовании машин на бульдозерно-рыхлительных работах.

4. Выявленные на базе статистической обработки результатов полевых испытаний зависимости для описания удельного (и полного) сопротивления гусеничного движителя могут быть использованы на стадии предпроектных разработок машин тягового класса 10 т с целью прогнозирования их тяговых параметров (в частности, тягового и мощностного балансов).

Литература

1. Позин, Б.М. *Вопросы методологии в теории тяговой характеристики трактора: моногр.* / Б.М. Позин. – Челябинск: Ред.-издат. отдел ЧГАУ, 2006. – 123 с.
2. *Основы теории автомобиля и трактора* / В.А. Иванов, В.А. Иларионов, М.М. Морин, В.А. Масников. – М.: Высш. шк., 1970, – 224 с.
3. *Сергеев, Л.В. Теория танка* / Л.В. Сергеев. – М.: Изд. АБТВ СССР, 1973. – 496 с.
4. Шароглазов, Б.А. *Тяговые параметры промышленного трактора класса 10 при использовании в качестве источника энергии транспортных дизелей ЯМЗ* / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Сафаров, Е.А. Горелый // *Транспорт Урала*. – 2011. – № 1 (28). – С. 83–86.
5. Чобиток, В.А. *Теория движения танков и БМП* / В.А. Чобиток. – М.: Воен. изд-во, 1984. – 264 с.
6. Забавников, Н.А. *Основы теории транспортных гусеничных машин* / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
7. Гинзбург, Ю.В. *Промышленные тракторы* / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.
8. *Проведение испытания трактора Т-170.01 по оценке эффективности увеличения площади опорной поверхности ходовой системы: техн. отчёт о НИР* / УралНИИС НАТИ; ПО «ЧТЗ им. В.И. Ленина»; рук. Д.И. Наратовый; исп. Д.И. Наратовый [и др.]. – Чебаркуль, 1990. – 125 с.
9. Шароглазов, Б.А. *Моделирование параметров дизелей при работе на режимах внешней скоростной характеристики* / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Сафаров // *Вестник УГАТУ. Серия «Машиностроение»*. – 2012. – Т. 16, № 5 (50). – С. 80–82.
10. Иванов, В.А. *Основы теории автомобиля и трактора* / В.А. Иванов, В.А., Иларионов, М.М. Морин. – М.: Высш. шк., 1977. – 245 с.
11. Скотников, В.А. *Основы теории и расчёта трактора и автомобиля* / В.А. Скотников, А.А. Маценский, А.С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
12. Чудаков, Д.А. *Основы теории и расчёта трактора и автомобиля* / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1972. – 384 с.
13. Харитончик, Е.М. *Буксование и потери на перекачивание тракторов* / Е.М. Харитончик // *Труды ЧИМСХ*. – Челябинск: Челяб. обл. изд-во, 1941. – Вып. 1. – С. 6–20.
14. Саяпин, В.И. *Оценка тяговых качеств гусеничных тракторов при помощи удельных параметров: автореф. дис. ... канд. техн. наук* / В.И. Саяпин. – Челябинск: Изд-во ЧИМЭСХ, 1948. – 15 с.

Шароглазов Борис Александрович. Доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки Российской Федерации, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), G389@mail.ru.

Сафаров Марат Фагитович. Аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Южно-Уральский государственный университет (Челябинск), safarovmf@yandex.ru.

Нарадовый Дмитрий Иванович. Генеральный директор, ОАО «Урал ИЦ НАТИ» (Чебаркуль), uralnati@rambler.ru.

Горелый Евгений Анатольевич. Ведущий инженер, ООО «ДСТ-Урал» (Челябинск), G389@74.ru.

Поступила в редакцию 3 февраля 2014 г.

**Bulletin of the South Ural State University
Series "Mechanical Engineering Industry"
2014, vol. 14, no. 2, pp. 51–59**

NUMERICAL ESTIMATES INGREDIENTS OF TRACTION AND POWER BALANCE TRACKED VEHICLE BASED ON THE RESULTS OF FIELD TESTS

B.A. Sharoglazov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, G389@mail.ru,

M.F. Safarov, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, safarovmf@yandex.ru,

*D.I. Naradovyy, public corporation "Ural IC SRIC", Chebarkul', Russian Federation,
uralnati@rambler.ru,*

E.A. Gorelyy, Open Company DST "Ural Mountains", Chelyabinsk, Russian Federation, G389@74.ru

With regard to the conditions of use of the tracked vehicle on dozing and ripping operations done analysis components of the resistance movement, established on the basis of available statistical analysis of the results of studies of the equation to calculate the losses to overcome resistance to caterpillar tracks.

Keywords: tracked vehicle, caterpillar tracks, traction balance, power balance, hook effort, resistance to movement, speed, power.

References

1. Pozin B.M. *Voprosy metodologii v teorii tyagovoy kharakteristiki traktora* [Methodological issues in the theory of traction characteristics of the tractor]. Chelyabinsk, CSAU Publ., 2006. 123 p.
2. Ivanov V.A., Ilarionov V.A., Morin M.M., Mastikov V.A. *Osnovy teorii avtomobilya i traktora* [Fundamentals of the theory of the car and tractor]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1970. 224 p.
3. Sergeev L.V. *Teoriya tanka* [Theory of the tank]. Moscow, ABTV SSSR Publ., 1973. 496 p.
4. Sharoglazov B.A., Safarov M.F., Gorelyy E.A. [Traction parameters of industrial tractor class 10 when using transport diesel engine YMZ as a source of energy]. *Transport Urala* [Transport of the Urals], 2011, no. 1(28), pp. 83–86. (in Russ.)
5. Chobitok V.A. *Teoriya dvizheniya tankov* [Theory movement of tanks and combat infantry machine]. Moscow, Voennoe izdatel'stvo Publ., 1984. 264 p.
6. Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin* [Fundamentals of the theory of transport tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 448 p.
7. Ginzburg Ju.V., Shved A.I., Parfenov A.P. *Promyshlennyye traktory* [Industrial tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 296 p.
8. *Provedenie ispytaniya traktora T-170.01 po otsenke effektivnosti uvelicheniya ploshchadi opornoy poverkhnosti khodovoy sistemy* [Retesting of tractor T-170.01 to evaluate the effectiveness of increasing plane bearing surface show mercy suspension systems]. Chebarkul', UralNIIS NATI Publ., 1990. 125 p.
9. Sharoglazov B.A., Safarov M.F. [Simulation parameters for diesel engines at work modes

outside speed data]. *Vestnik UGATU* [Vestnik Ufa St. Av. Techn. Univ.], 2012, vol. 16, no. 5(50), pp. 80–82. (in Russ.)

10. Ivanov V.A., Ilarionov V.A., Morin M.M. *Osnovy teorii avtomobilya i traktora* [Fundamentals of the theory of the car and tractor]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1977. 245 p.

11. Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya* [Fundamentals of the theory and design of the tractor and car]. Moscow, Agropromizdat Publ., 1986. 383 p.

12. Chudakov D.A. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya* [Fundamentals of the theory and design of the tractor and car]. Moscow, Kolos Publ., 1972. 384 p.

13. Kharitonchik E.M. [Slipping and rolling losses tractors]. *Trudy chelyabinskogo instituta mekhanizatsii sel'skogo khozyaystva*. Chelyabinsk, Chelyabinskoe oblastnoe izdatel'stvo, 1941, iss. 1, pp. 6–20. (in Russ.)

14. Sayapin V.I. *Otsenka tyagovykh kachestv gusenichnykh traktorov pri pomoshchi udel'nykh parametrov* [Rating traction qualities crawler tractors using specific parameters]. Kand. Diss. (Engin.). Chelyabinsk, ChIMESKh Publ., 1948. 15 p.

Received 3 February 2014