

Определение затрат мощности при повороте гусеничных тракторов ОАО «ОТЗ»

И. Г. Скобцов¹
А. В. Питухин
М. И. Куликов

Петрозаводский государственный университет

АННОТАЦИЯ

Рассматривается методический подход к определению затрат мощности при повороте серийного (механическая трансмиссия) и перспективного (гидрообъемная трансмиссия) трелевочных тракторов, изготовленных на Онежском тракторном заводе.

Ключевые слова: трелевочный трактор, механическая трансмиссия, гидрообъемная трансмиссия, режим поворота.

SUMMARY

This paper contains the methodical way of determining the power charges in turning regime of serial (mechanical transmission) and perspective (hydraulic transmission) skidders, that were made at Onego Tractor Plant.

Keywords: skidder, mechanical transmission, hydraulic transmission, turning regime.

ВВЕДЕНИЕ

В условиях Северо-Западного федерального региона всесезонная заготовка древесины сопряжена со значительными трудностями, поскольку большую часть лесопокрытой площади занимают почвы с низкой несущей способностью (III и IV категорий), пять-шесть месяцев в году территория Европейского Севера покрыта снежным покровом и круглогодичное использование лесозаготовительной техники на этих территориях затруднено по условию проходимости. Этим объясняется преобладающее использование гусеничной техники на лесозаготовках. Как показывают исследования маневренности гусеничных трелевочных тракторов в производственных условиях, самым нагруженным и энергоемким режимом движения является поворот [1, 2, 3]. Материал, изложенный ниже, представляет собой результат исследований, проведенных на кафедре ТМиР ПетрГУ.

В настоящее время одним из путей решения проблемы повышения экономичности лесозаготовительной техники является внедрение новых высокоэффективных трансмиссий. Комплекс НИОКР, который проводился ГСКБ ОТЗ в сотрудничестве с ЛТА, СКБ «Гидромаш» и рядом других организаций начиная с 1987 года, дал в целом положительные результаты испытаний опыт-

ных образцов машин с гидрообъемной трансмиссией и поставил ряд задач, одной из которых являлось исследование совокупности процессов и явлений, связанных с режимом поворота трактора с гидрообъемной трансмиссией, выполненной по бортовой схеме.

В этой связи исследование кинематики, динамики и затрат мощности при повороте гусеничной лесозаготовительной машины, оборудованной механизмом поворота, в качестве которого выступает гидрообъемная трансмиссия, выполненная по бортовой схеме, является весьма актуальной задачей.

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Кинематика. Выражения, описывающие закон изменения линейных скоростей на забегающем и отстающем бортах в зависимости от конструктивных параметров трактора и параметров гидропередачи, имеют вид:

$$v_2 = \frac{\omega_{\text{дв}}}{i_{\text{мех}}} r_{\text{зв}} \cdot \lambda_2 \cdot \eta_{\text{он}} \eta_{\text{ом}} \cdot (1 - \delta_2); \quad (1)$$

$$v_1 = \frac{\omega_{\text{дв}}}{i_{\text{мех}}} r_{\text{зв}} \cdot \lambda_1 \cdot \eta_{\text{он}} \eta_{\text{ом}} \cdot (1 \pm \delta_1), \quad (2)$$

где $i_{\text{мех}}$ – передаточное число механической части трансмиссии; $\omega_{\text{дв}}$ – частота вращения коленчатого вала ДВС; $\eta_{\text{он}}$, $\eta_{\text{ом}}$ – объемные КПД гидроагрегатов; λ – параметр регулирования гидронасоса, $\lambda = q_i / q_{\text{max}}$ (q_i – текущий, q_{max} – максимальный объем рабочей камеры гидронасоса); $r_{\text{зв}}$ – радиус ведущей звездочки; δ – буксование.

Таким образом, при кинематическом регулировании линейные скорости определяются параметрами регулирования, объемными КПД гидроагрегатов и свойствами грунта.

Далее определялись продольные и поперечные перемещения опорных ветвей гусениц (рис. 1). Элементарные продольные перемещения забегающей гусеницы

$$dS_{2p}(x) = \delta_2 dx. \quad (3)$$

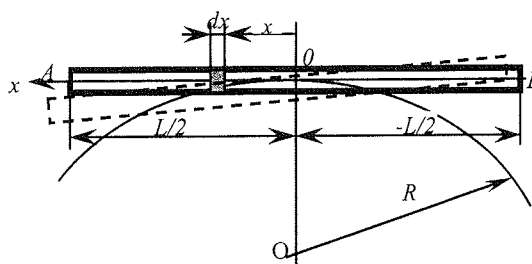


Рис. 1. Схема определения продольных и поперечных перемещений опорной ветви гусеницы

Суммарные продольные перемещения элемента забегающей гусеницы определим с помощью интегрирования выражения:

¹ Авторы – соответственно преподаватель и профессор кафедры технологии металлов и ремонта, профессор кафедры тяговых машин

$$S_{2p}(x) = \int \delta_2 dx = \delta_2 x + C.$$

С учетом начальных условий $S_{2p} = 0$ при $x = \frac{L}{2}$,

откуда $C = -\delta_2 \frac{L}{2}$, получим закон изменения продольных перемещений элемента гусеницы относительно почвы за счет ее деформации в продольном направлении:

$$S_{2p}(x) = \delta_2 x - \delta_2 \frac{L}{2} = \delta_2 \left[x - \frac{L}{2} \right].$$

Элементарное поперечное перемещение элементов забегающей гусеницы

$$dS_{2s}(x) = \frac{(1 - \delta_2)^2}{\left(R + \frac{B}{2}\right)} x dx. \quad (4)$$

Здесь R – радиус поворота; B – колея трактора.

С учетом начальных условий $S_{2s} = 0, x = 0$ суммарное поперечное перемещение задней ветви забегающей гусеницы относительно поверхности грунта

$$S_{2s}(x) = \frac{(1 - \delta_2)^2}{2 \left(R + \frac{B}{2}\right)} x^2.$$

Динамика. При повороте гусеничной трелевочной машины в ходе перемещения пакета деревьев (хлыстов) происходит перераспределение нагрузок между гусеницами за счет изменения направления действия крюковой силы от части пакета, волочащейся по грунту (появление поперечной составляющей крюковой силы). Опорные реакции i -й гусеницы:

$$Z_i = Z_{\text{прям}} - (-1)^i \cdot \Delta Z_{\text{пов}}, \quad (5)$$

реакция при прямолинейном движении:

$$Z_{\text{прям}} = \frac{1}{2} (G_T + Q_1 + P_{kp} \sin \beta), \quad (6)$$

величина перераспределения:

$$\Delta Z_{\text{пов}} = P_{kp} \frac{h_{kp}}{B} \cos \beta \sin \gamma - P_j \frac{h_c}{B} \quad (7)$$

или

$$Z_1 = \frac{1}{2} (G_T + Q_1 + P_{kp} \sin \beta) + P_{kp} \frac{h_{kp}}{B} \cos \beta \sin \gamma - P_j \frac{h_c}{B};$$

$$Z_2 = \frac{1}{2} (G_T + Q_1 + P_{kp} \sin \beta) - P_{kp} \frac{h_{kp}}{B} \cos \beta \sin \gamma + P_j \frac{h_c}{B}$$

Здесь G_T – вес трактора; Q_1 – вес части пакета, размещенной на тракторе; P_{kp} – крюковая нагрузка; P_j – сила инерции; β – угол между линией действия крюковой силы и поверхностью движения; γ – угол между продольной осью машины и пакетом деревьев; h_{kp} – вертикальная координата приложения крюковой силы; h_c – вертикальная координата центра масс.

Момент сопротивления повороту M_C определялся как сумма трех составляющих:

- 1) момент сопротивления при скольжении опорной поверхности гусеницы по грунту M_T ;
- 2) момент сопротивления при деформации грунта кромками гусениц $M_{не}$;
- 3) момент сопротивления от перемещения вала грунта $M_{см}$.

$$M_C = M_T + M_{не} + M_{см}. \quad (8)$$

Необходимые касательные силы тяги определяются из уравнений моментов внешних сил относительно полюсов вращения O_1 и O_2 (рис. 2)

$$P_{k2} B - P_{kp} \cos \beta \cos \gamma \cdot \frac{B}{2} - P_{f2} B - M_C - M_C - P_{k1} l \cos \beta \sin \gamma = 0; \quad (9)$$

$$-P_{k1} B + P_{kp} \cos \beta \cos \gamma \cdot \frac{B}{2} + P_{f1} B - M_C - M_C - P_{k2} l \cos \beta \sin \gamma = 0, \quad (10)$$

где P_{k2}, P_{k1} – силы тяги; P_{f2}, P_{f1} – силы сопротивления поступательному движению.

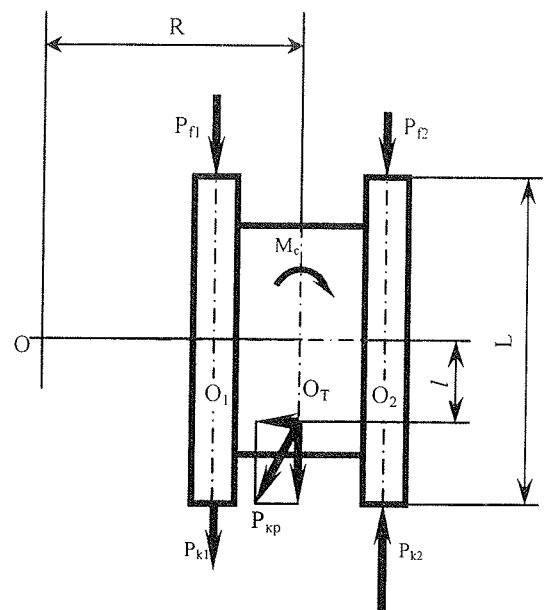


Рис. 2. Силы, действующие на трактор при повороте

Мощность, необходимая для поворота, расходуется на преодоление внешних и внутренних сопротивлений:

$$N_{нов} = N_O + N_T, \quad (11)$$

где N_O – мощность, расходуемая на преодоление внешних сопротивлений; N_T – тормозная мощность (мощность, затрачиваемая на трение в буксующем фрикционном элементе).

При полном выключении одной из муфт поворота, применяемых на серийных трелевочных тракторах ОАО «ОТЗ», потерь на трение во фрикционном элементе не будет (режим поворота с расчетным радиусом), и затраты мощности можно представить в виде:

$$N_{нов} = N_O.$$

Это выражение будет справедливо для описания затрат мощности при повороте гусеничной машины с бесступенчатым механизмом поворота (механизмом поворота, обеспечивающим любой радиус поворота как расчетный радиус).

Мощность внешних сопротивлений представим в зависимости от мощности, потребной для прямолинейного движения машины до входа в поворот

$$N_O = N_{np} \frac{\rho + q_{zp}}{\rho + q_k} \quad \text{или} \quad \frac{N_O}{N_{np}} = \frac{\rho + q_{zp}}{\rho + q_k}, \quad (12)$$

где q_{zp} – основной параметр поворота, $q_{zp} = \frac{M_C}{P_{кп} \cdot B}$;

$\rho = R/B$ – относительный радиус поворота; $P_{кп}$ – геометрическая сумма касательных сил тяги отстающей и забегающей гусениц; q_k – основной параметр механизма поворота, $q_k = 0.5$ для механизмов поворота второго типа (бортовые фрикционы, одноступенчатые планетарные механизмы поворота); $q_k \geq 0.5$ для механизмов поворота третьего типа.

Графики зависимости мощности внешних сопротивлений $N_O = f(R)$ и мощности, необходимой для поворота $N_{нов} = f(R)$ от радиуса для различных типов механизмов поворота, представлены на рисунках 3, 4.

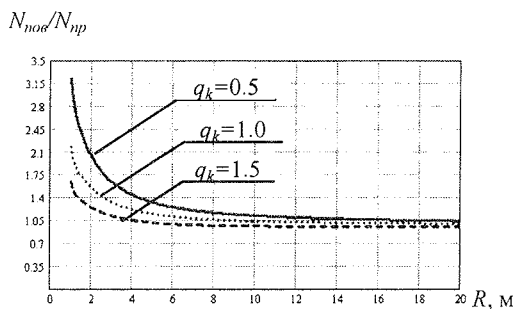


Рис. 3. Графики зависимости мощности внешних сопротивлений от радиуса поворота

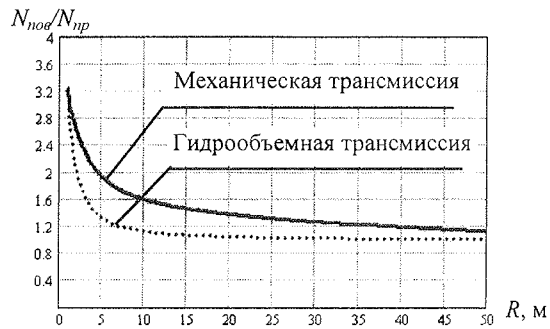


Рис. 4. Сравнительные графики затрат мощности при повороте тракторов с механической и гидрообъемной трансмиссией, построенные на основании теоретических расчетов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Методика предусматривала проведение испытаний гусеничной лесозаготовительной машины в летних и зимних условиях (с грузом и на холостом ходу), и ставила целью исследование кинематики, динамики и энергозатрат при повороте в диапазоне от $R_{своб}$ до $R_{мин}$.

Объектом исследования являлся опытный образец гусеничного трелевочного трактора на базе ТБ-1М-15, оборудованный гидрообъемной трансмиссией, выполненной по бортовой схеме. Трактор был оснащен электроизмерительной аппаратурой, позволяющей измерять и регистрировать с помощью контроллера на базе микропроцессора Motorola MC68HC908AZ60A следующие показатели: частоту вращения коленчатого вала двигателя, частоту вращения валов гидромоторов, крутящие моменты на валах гидромоторов, давления в напорных магистралях, расход топлива за время опыта, время опыта.

Аппаратура. Частоты вращения вала двигателя и валов гидромоторов измерялись с помощью тахогенераторов; крутящие моменты на валах гидромоторов – с помощью фольговых тензорезисторов, наклеивающихся на валы; давление в гидросистеме – с помощью тензометрических датчиков давления ТДД, установленных в клапанных коробках гидромоторов. Установка датчиков-преобразователей, их тарировка и подготовка электроизмерительной аппаратуры к работе обеспечивали высокую точность измерения физических величин. Более подробное изложение методики, объекта и аппаратуры экспериментальных исследований приводится в работе [4].

ОБРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ И ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МОДЕЛИ

Разработанная аппаратура позволяла снимать информацию с семи датчиков (один раз за 17 мс снимается информация с 7 датчиков), оцифровывать и в 16-ричном виде записывать ее во FLASH память контроллера, а также передавать полученную информацию в персональный компьютер. Ниже приведем пример кода полученных экспериментальных данных:

S12380000000600D0600000000860D060000000
 S123802006000000000860D0600000000800D00
 S123804000810D060000000017F0D06000000001
 S1238060000003007A1D066A001B0078220664
 S123808078230600007C017423060000950171
 S12380A0F3E0017123066900EB0272240700F3
 S12380C0230700AF3A027923060000F5027723
 S12380E0F8027A230700F4D60277240600F1A3
 S1238100070000F40271230600F2AB02792303
 S12381200278240600F2E5027623070000F502

Полученные данные каждого из записанных параметров за цикл установившегося поворота в каждой серии опытов после перехода к десятичной системе исчисления переводились, согласно результатам тарировок, в физические величины в программной среде Excel. Для удобства дальнейшей обработки и сравнения полученных экспериментальных данных с теоретическими значения частот вращения и моментов на валах гидромоторов были переведены соответственно в скорости v_1 , v_2 и силы тяги P_{k1} , P_{k2} отстающей и забегающей гусениц. Далее вычислялись оценки математических ожиданий и исправленные оценки дисперсий каждого из параметров, проверялась однородность ряда дисперсий опытов по G-критерию Кочрена, определялись регрессионные зависимости, строились оценки корреляционных функций и спектральных плотностей случайных процессов.

Сравнительные данные теоретических и экспериментальных значений сил тяги при повороте, а также расхождения между ними для опытного образца трелевочного трактора с гидрообъемной трансмиссией (летняя серия опытов) представлены в таблице 1.

Таблица 1
 Теоретические и экспериментальные значения сил тяги

Движение в условиях летнего волока, холостой ход						
R, м	P_{k2} , кН			P_{k1} , кН		
	теор.	эксперим.	Δ , %	теор.	эксперим.	Δ , %
15	20.14	20.75	3.02	-7.42	-7.86	5.93
10	22.02	22.50	2.18	-9.30	-9.14	1.72
5	26.19	26.32	0.49	-13.48	-13.66	1.33
3	30.23	30.62	1.29	-17.52	-17.77	1.43
1	42.18	42.27	0.21	-29.47	-29.32	0.51
Движение в условиях летнего волока, грузовой ход						
R, м	P_{k2} , кН			P_{k1} , кН		
	теор.	эксперим.	Δ , %	теор.	эксперим.	Δ , %
15	40.40	41.54	2.8	-13.38	-12.88	3.7
10	42.75	43.72	2.3	-15.73	-15.17	3.6
5	47.83	47.67	0.3	-20.81	-20.07	3.6
3	52.71	53.14	0.8	-25.69	-25.23	1.8

Производилась проверка адекватности предложенной математической модели с использованием F-критерия. Поскольку расчетные значения критерия не превыси-

ли табличных ($F < F_{кр}$), был сделан вывод об адекватности математической модели.

ВЫВОДЫ

1. Разработанная математическая модель движения гусеничного трелевочного трактора, описывающая кинематику и динамику установившегося поворота, позволяет определять затраты мощности при повороте машин с различными типами трансмиссий (механизмов поворота).
2. Адекватность предложенной модели подтверждается данными экспериментальных исследований, проведенных на серийном гусеничном тракторе, оснащемном механической трансмиссией, и перспективном гусеничном тракторе, оснащемном гидрообъемной трансмиссией, выполненной по бортовой схеме. Адекватность проверялась с использованием F-критерия. Разница между данными расчета и эксперимента не превышает 10 %.
3. Результаты моделирования и экспериментальных исследований показывают, что затраты мощности при повороте гусеничного трелевочного трактора возрастают с уменьшением радиуса поворота, причем мощность, необходимая для поворота трактора с гидрообъемной трансмиссией, на 15...20 % ниже мощности, необходимой для поворота трактора с механической трансмиссией (при малых радиусах).
4. Разработанный для проведения экспериментальных исследований микроконтроллер с необходимыми согласующими усилителями может применяться для снятия динамических характеристик не только опытного образца трелевочного трактора, но и других тракторов и лесозаготовительных машин отечественных и зарубежных производителей. Устройства на данном микропроцессоре Motorola MC68HC908AZ60A могут применяться не только для измерений, но и для наблюдений (контроля), и, что более важно, для управления движением объектов (через исполнительные устройства) в режиме реального времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайчик М. И. Характеристика поворотливости гусеничных лесосечных машин и баланс мощности / М. И. Зайчик // Труды МЛТИ, 1970. Вып.25.
2. Куликов М. И. Исследование поворота гусеничных трелевочных тракторов. Дис. ... канд. техн. наук / М. И. Куликов. М., 1971.
3. Махов Г. А. Исследование поворота машин на трелевке леса. Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Г. А. Махов. М., 1969.
4. Скобцов И. Г. Экспериментальные исследования поворотливости гусеничных тракторов ОАО «ОТЗ» / И. Г. Скобцов // Труды лесоинженерного факультета ПетрГУ. Вып.4. Петрозаводск: Изд-во ПетрГУ, 2003. С. 119-121.