

УДК 629.365

DOI:10.46960/62045_2021_1_11

Б.В. Падалкин
ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ В ДВИЖИТЕЛЕ
ПРИ ПОВОРОТЕ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
 Москва, Россия

Представлено исследование дополнительной составляющей потерь в гусеничном двигателе, вызываемой трением реборд опорных катков о гребни гусениц. Проанализированы имеющиеся подходы, позволяющие оценить влияние указанной особенности на движение гусеничной машины. Для анализа удельных потерь взаимодействия гребней и реборд опорных катков предложены новые зависимости, а также проведен сравнительный анализ с имеющимися ранее. Исследование рассматриваемых подходов проводилось с использованием имитационного компьютерного моделирования. Сделан вывод о необходимости учета дополнительной составляющей потерь при изучении движения гусеничных машин с малыми радиусами поворота на высоких скоростях.

Ключевые слова: гусеничные машины, гусеница, сопротивление движению, гребень гусеницы.

При проведении проекторочного тягового расчета гусеничной машины (ГМ) часто полагают, что потери в двигателе не зависят от кривизны траектории и главным образом определяются тягой на гусенице и скоростью ее перематывания [1, 2]. Между тем известно, что при повороте возникает дополнительное сопротивление движению машины вызванное трением гребней траков гусеницы о реборды опорных катков [3, 4]. В таком случае момент сопротивления на каждом ведущем колесе ГМ $M_{\text{вк}}$ возможно определить по формуле:

$$M_{\text{вк}} = \sum_{i=1}^n (R_{x_i} \cdot r_{\text{вк}} + M_{f_i} + M_{\text{крив}_i}) + M_{\text{Г}}, \quad (1)$$

где n – число опорных катков по борту ГМ; R_{x_i} – продольная реакция взаимодействия опорного основания и активного участка гусеницы, находящегося под i -тым опорным катком; $r_{\text{вк}}$ – радиус ведущего колеса; $M_{\text{Г}}$ – моменты сопротивления перематыванию гусениц; M_{f_i} – момент сопротивления качению i -того опорного катка борта; $M_{\text{крив}_i}$ – момент сопротивления i -того опорного катка при движении в повороте.

Особенности экспериментального определения сопротивления прямолинейному движению ГМ приводят к тому, что обычно коэффициент сопротивления прямолинейному движению учитывает потери как от качения опорных катков по гусенице, так и вызванные деформацией грунта под гусеницей. Поэтому в данной работе используется условный момент сопротивления качению опорного катка, вычисляемый следующим образом (рис. 1):

$$M_{f_i} = R_{z_i} \cdot f_{\text{гр}_i} \cdot r_{\text{ок}}, \quad (2)$$

где $r_{\text{ок}}$ – радиус опорного катка; $f_{\text{гр}_i}$ – коэффициент сопротивления прямолинейному движению ГМ для грунта под i -тым катком (табл.1) [4, 5], $\omega_{\text{вк}}$ – угловая скорость ведущего колеса.

Таблица 1.
Значения коэффициента $f_{\text{гр}}$

	Сухой асфальт	Сухой грунт	Песок	Укатанный снег	Луг
$f_{\text{гр}}$	0,0 – 0,02	0,03 – 0,04	0,12 – 0,17	0,07 – 0,22	0,05 – 0,07

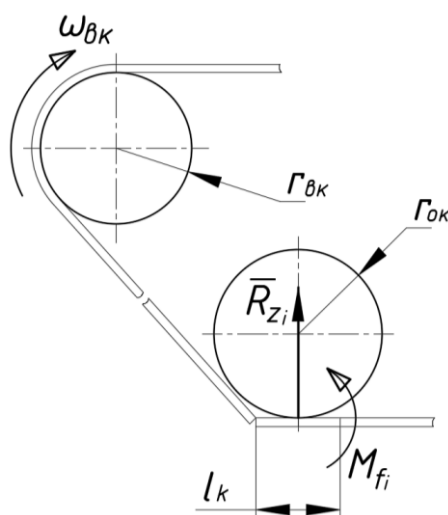


Рис. 1. Схема определения момента сопротивления качению ОК

Моменты сопротивления перематыванию гусениц каждого борта определяется как:

$$M_{\Gamma} = f_{\Gamma} \sum_{i=1}^n R_{zi} r_{BK}, \quad (3)$$

где f_{Γ} – коэффициент удельных потерь гусеницы.

В соответствии с [8] коэффициенты удельных потерь гусениц определяются как:

$$f_{\Gamma} = a + b f_{BK} + c (3,6 \cdot \omega_{BK} r_{BK})^2, \quad (4)$$

где f_{BK} – удельная силы тяги, развиваемая на ведущем колесе; a, b, c – эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции движителя.

Для гусениц с открытым металлическим шарниром коэффициенты a, b, c можно принять равными: $a = 0,025, b = 0,05, c = 0,000003$. В случае использования гусениц с резино-металлическим шарниром $a \in [0,012, 0,015], b \in [0,04, 0,05], c \in [1,2 \cdot 10^{-6}, 1,5 \cdot 10^{-6}]$ [6].

Момент сопротивления i -того опорного катка при движении в повороте возможно вычислить как:

$$M_{\text{крив } i} = f_{\text{крив } i} R_{zi} r_{BK}, \quad (5)$$

где R_{zi} – вертикальная реакция взаимодействия опорного основания и активного участка гусеницы, находящегося под i -тым опорным катком; $f_{\text{крив } i}$ – коэффициент, учитывающий потери в движителе при взаимодействии с i -тым опорным катком во время поворота ГМ.

Для определения $f_{\text{крив } i}$ существует ряд подходов. В работе [3] он вычисляется как:

$$f_{\text{крив } i} = \frac{0,0354}{0,9 + 0,1/k_{si}}, \quad (6)$$

где k_{si} – кривизна траектории i -того опорного катка.

При этом в [3] указано, что зависимость (6) получена А.О. Никитиным для танка Т-54.

В [7] представлена другая зависимость для коэффициента $f_{\text{крив } i}$, предложенная Л.К. Крыловым:

$$f_{\text{крив } i} = \frac{15}{15 + 1/(k_{si} \cdot B)} f_{\Gamma}. \quad (7)$$

Проведем оценку возможности использования рассмотренных зависимостей для общего случая. Примем допущение, что контакт реборды и гребня является точечным, и взаимодействие между ними подчиняется законам «сухого трения». Кроме того, будем считать, что в контакте с ребордой опорного катка постоянно находится только один гребень. Тогда,

согласно расчетной схеме (рис. 2) работу силу трения скольжения $A_{тр_i}$ от момента начала контакта до его окончания можно определить как:

$$A_{тр_i} = 2 \int_0^\gamma \mu_{тр} |R_{y_i}| r_{реб} d\gamma = 2\mu_{тр} |R_{y_i}| r_{реб} \gamma, \quad (8)$$

где $\mu_{тр}$ – коэффициент трения скольжения, характерный для контакта материалов реборды и гребня; R_{y_i} – поперечная реакция взаимодействия опорного основания и активного участка гусеницы, находящегося под i -тым опорным катком; $r_{реб}$ – радиус реборды; 2γ – угол поворота опорного катка от момента начала контакта с ребордой до окончания. При этом суммарную работу моментов сопротивления ГМ (обусловленных трением гребня гусеницы о реборду) при движении в повороте можно вычислить как:

$$\sum_{i=1}^n A_{тр_i} = \sum_{i=1}^n 2\mu_{тр} |R_{y_i}| r_{реб} \gamma = 2\mu_{тр} r_{реб} \gamma \sum_{i=1}^n |R_{y_i}|. \quad (9)$$

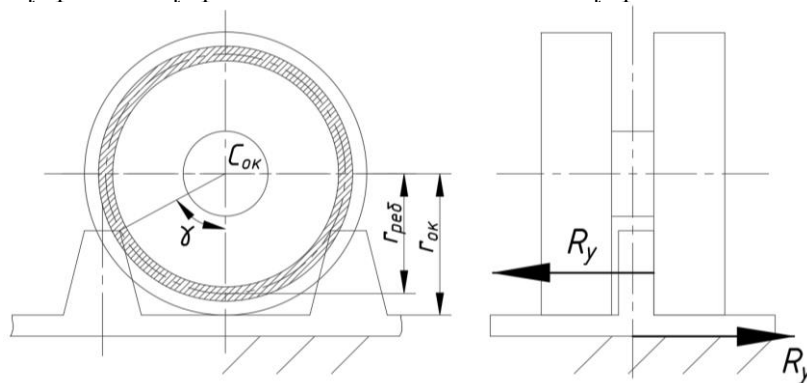


Рис. 2. Схема взаимодействия гребня трака гусеницы с ребордой

С другой стороны, суммарная работа моментов сопротивления (обусловленных трением гребня гусеницы о реборду) в повороте определяется следующим образом:

$$\sum_{i=1}^n A_{тр_i} = 2\gamma \frac{r_{ок}}{r_{вк}} \sum_{i=1}^n M_{крив_i}, \quad (10)$$

где $r_{ок}$ – радиус опорного катка.

Предположим, что ГМ движется в повороте в стационарном режиме, тогда суммарную боковую реакцию, действующую на активные участки гусениц, можно определить как:

$$\sum_{i=1}^n |R_{y_i}| = m \frac{v_x^2}{R_f}. \quad (11)$$

В таком случае коэффициент $f_{крив}$, учитывающий потери в двигателе при взаимодействии гребней траков с ребордами опорных катков для ГМ в целом, можно определить как:

$$f_{крив} = \frac{\sum_{i=1}^n M_{крив_i}}{\sum_{i=1}^n R_{z_i} r_{вк}} = \frac{\mu_{тр} r_{реб} \frac{r_{вк}}{r_{ок}} m v_x^2}{m g r_{вк} R_f} = \frac{\mu_{тр} v_x^2 r_{реб}}{R_f g r_{ок}}. \quad (12)$$

Рассматривая динамику ГМ как движение материальной точки, расположенной в центре масс машины, проанализируем значения $f_{крив}$, вычисленные по формулам (6), (7) и (12). Для проведения корректной сравнительной оценки расчеты проведены для танка Т-54 (по аналогии с [3]).

Для вычислительных экспериментов использовалась имитационная математическая модель, представленная в [8]. Она позволяет исследовать криволинейное движение ГМ в

различных скоростных режимах с учетом дорожно-грунтовых условий, буксования и юза гусениц, влияния центробежных сил и сопротивления воздушной среды.

На рис. 3 приведен график коэффициента потерь на максимальной скорости движения машины, ограниченной возможностями двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Эта величина показывает величину коэффициента $f_{\text{крив}}$ на данном радиусе поворота при движении с максимальной скоростью, которую могут обеспечить тяговые возможности танка Т-54 для выбранных условий (коэффициент взаимодействия с опорным основанием $\mu_{\text{max}} = 0,85$, $f_{\text{гр}} = 0,07$, $\mu_{\text{тр}} = 0,1$); т.е. величины $f_{\text{крив}}$, полученные для больших скоростей движения по формуле (12), не достигаются.

Результаты позволяют сделать вывод, что формула (6) удовлетворительно описывает сопротивление в движителе при взаимодействии гребней трактов с ребрами опорных катков только на скорости порядка 20 км/ч. При этом формула (7) показывает значительно завышенные результаты.

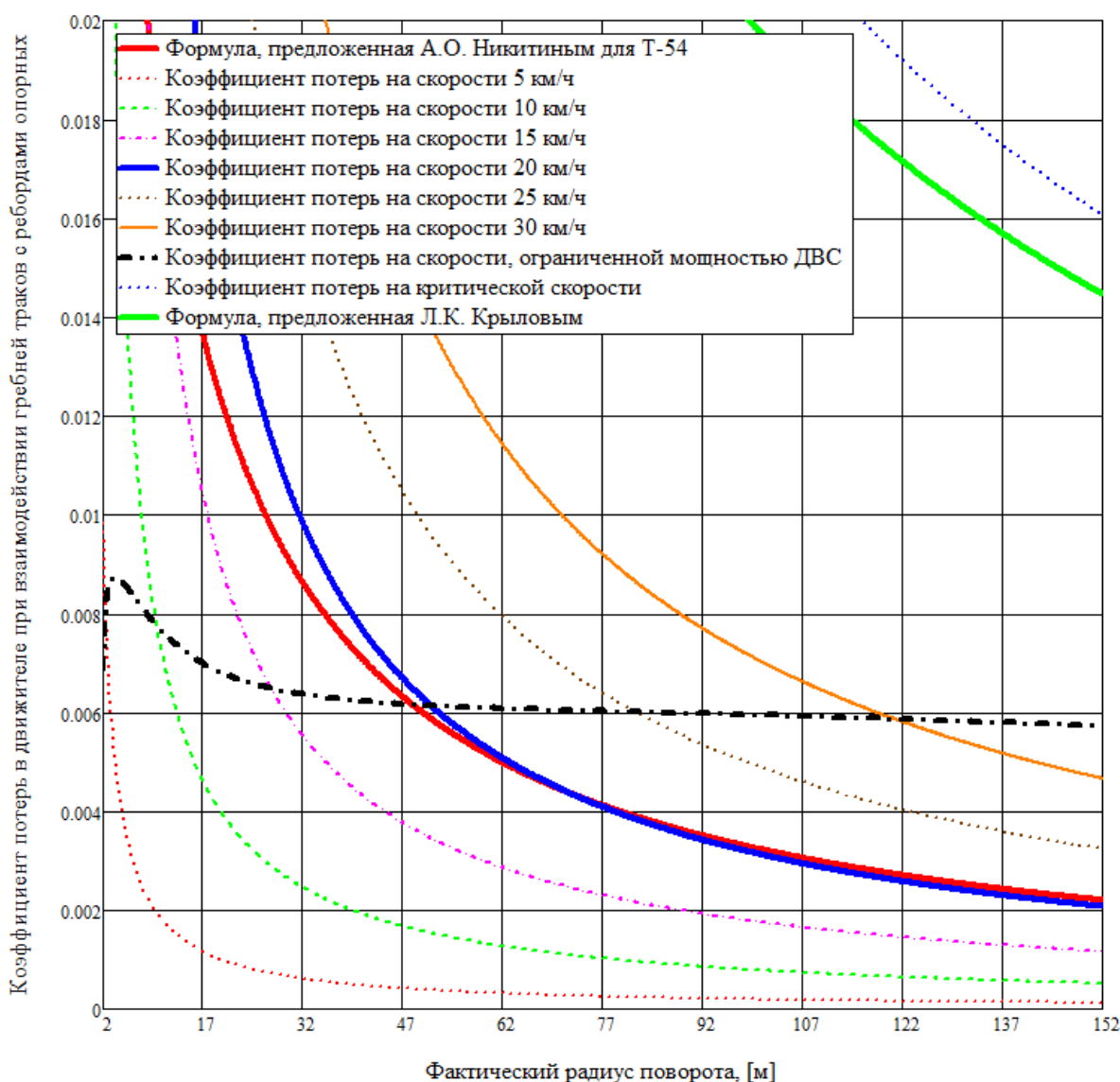


Рис. 3. Результаты сравнительного вычислительного эксперимента

$$(\mu_{sx_{\text{max}}} = \mu_{sy_{\text{max}}} = 0,85, f_{\text{гр}} = 0,07, \mu_{\text{тр}} = 0,1)$$

Таким образом, в общем случае коэффициент $f_{\text{крив}_i}$ предпочтительнее вычислять по следующей формуле, полученной путем приравнивания выражений (9) и (10) для каждого опорного катка с учетом формулы (5):

$$f_{\text{крив}_i} = \mu_{\text{тр}} r_{\text{реб}} |R_{y_i}| / (r_{\text{ок}} R_{z_i}). \quad (13)$$

Окончательно для практических расчетов (в том числе, для использования в имитационных компьютерных моделях) рекомендуется использовать зависимость, полученную на основе выражений (1), (2), (13), (3), (4):

$$M_{\text{вк}} = \sum_{i=1}^n (R_{x_i} \cdot r_{\text{вк}} + M_{f_i} + M_{\text{крив}_i}) + (a + b f_{\text{вк}} + c(3,6 \cdot \omega_{\text{вк}} r_{\text{вк}})^2) \sum_{i=1}^n R_{z_i} r_{\text{вк}} \quad (14)$$

Анализ полученных результатов позволяет судить о необходимости учета дополнительной составляющей потерь в гусеничном обводе вызванной взаимодействием реборд опорных катков и гребней гусениц при исследовании криволинейного движения гусеничных машин с малыми радиусами на высокой скорости (близкой к критической по заносу, рис. 3). В этом случае повышение сопротивления движению, обусловленное трением гребней гусеницы о реборды опорных катков, может составлять до 20 % от сопротивления, реализуемого при прямолинейном движении (при движении по дернистому грунту).

Библиографический список

1. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин [Текст] / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1967. 356 с.
2. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя [Текст] / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
3. Павлов, В.В. Теория поворота гусеничных транспортных машин: учебное пособие [Текст] / В.В. Павлов. – М.: МАДИ(ТУ), 2000. – 224 с.
4. Чобиток, В.А. Теория движения танков и БМП [Текст] / В.А. Чобиток. – М.: Воениздат, 1984. – 264 с.
5. Никитин, А.О. Теория танка [Текст] / А.О. Никитин. – М.: Типография Военной академии бронетанковых войск, 1962. – 584 с.
6. Сергеев, Л.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин [Текст] / Л.В. Сергеев, В.В. Кадобнов. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
7. Антонов, А.С. Гусеничные тягачи. Часть первая. Теория [Текст] / А.С. Антонов. – М.: Военное издательство Министерства обороны Союза ССР, 1959. – 356 с.
8. Котиев, Г.О. Математическое моделирование рабочих процессов колесных и гусеничных машин с электромеханическими трансмиссиями [Текст] / Г.О. Котиев, В.А. Горелов, А.В. Мирошниченко // Разработка и исследование электрических трансмиссий для образцов вооружения и военной техники. Сборник статей научно-практической конференции. – М., 2016. С. 76-86.