

УДК 630\*377:504.03

DOI: 10.46960/1810-210X\_2020\_4\_127

А.А. Стадухин

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГРАНИЦ ПРИМЕНИМОСТИ КЛАССИЧЕСКОГО ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ И МЕТОД ЕГО УТОЧНЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ НЕЙРОННОЙ СЕТИ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Установлено, что применение классических аналитических зависимостей тягового расчета поворота гусеничных машин ограничивается низкой точностью определения коэффициента сопротивления повороту и взаимосвязи фактического и теоретического радиусов поворота. Представлен сравнительный анализ результатов, получаемых по классической методике, и результатов, получаемых с помощью более сложной стационарной модели поворота гусеничной машины. Проведено исследование по определению параметров гусеничной машины и условий движения в наибольшей степени влияющие на указанные параметры. Сложная зависимость коэффициента сопротивления повороту и отношения фактического и теоретического радиусов поворота от параметров поворота гусеничной машины аппроксимирована нейронной сетью, которую возможно использовать для уточненных расчетов. Обосновано применение выбранной архитектуры нейронной сети.

Для выбранного режима движения гусеничной машины выполнено определение потребных сил тяги, скоростей перемотки гусеницы и необходимой мощности. Таким образом, подтверждена эффективность применения аппроксимации нейронной сетью выбранной архитектуры в сравнении с математической моделью стационарного поворота ГМ и классическим подходом к тяговому расчету.

*Ключевые слова:* гусеничная машина, поворота, моделирование, тяговый расчет, нейронная сеть.

### Введение

При криволинейном движении на гусеничную машину (ГМ) действует значительный по величине момент сопротивления повороту. Он образуется из-за сил трения в пятне контакта с опорным основанием и нагребания грунтового вала торцами гусениц. Классический подход к определению момента сопротивления повороту заключается в использовании коэффициента  $\mu$  [1]. Точность используемого в настоящее время метода определения потребных сил тяги гусеничных машин в повороте (тягового расчета) во многом основана на корректности определения  $\mu$ . Наиболее распространенной в литературе [1-5] является зависимость, полученная профессором А.О. Никитиным в 1950-х гг. в результате серии экспериментов (следует отметить, что и в настоящее время проводятся подобные эксперименты по определению коэффициента сопротивления повороту [6]). Эта формула хорошо описывает зависимость момента сопротивления повороту от радиуса поворота для ряда машин, характерных для того времени, однако применение ее для современных высокоподвижных гусеничных машин является не вполне обоснованным.

По мере приближения скорости движения ГМ к критической по заносу, существующие аналитические выражения, применяемые в ходе тягового расчета, перестают быть адекватными. В связи с этим, для исследования режимов нагружения трансмиссии при движении ГМ на околозаносной скорости необходимо использовать достаточно сложные компьютерные имитационные модели, позволяющие полноценно описывать взаимодействие каждого активного участка гусеницы с опорной поверхностью как в нормальном, так и касательном направлениях. Подобный подход [7-9] был взят за основу при создании математической модели, предназначенной для исследования гусеничных машин в широком диапазоне изменения параметров ходовой части и условий движения. С помощью данной модели был выполнен ряд вычислительных экспериментов с целью определения коэффициента сопротивления повороту ГМ  $\mu$ , а также установления параметров, которые влияют на него в наибольшей

степени. Вместе с тем, масштабные расчеты, например, по получению статистических данных режимов нагружения трансмиссий в условиях, приближенных к реальной эксплуатации (то есть при движении по заданному маршруту), удобно выполнять, используя аналитические зависимости тягового расчета, которые необходимо уточнить для случая движения ГМ на высокой скорости. Уточнение можно производить, используя современные математические методы, например, применяя нейронные сети.

### Основные зависимости, применяемые при проектировочном тяговом расчете поворота

В рамках классического проектировочного тягового расчета поворота потребные силы тяги на забегающей  $P_2$  и отстающей  $P_1$  гусеницах определяются следующим образом [1] (1):

$$P_2 = R_2 + \frac{M_c}{B} + \frac{C_x}{2} + \frac{P_w}{2};$$

$$P_1 = R_1 - \frac{M_c}{B} + \frac{C_x}{2} + \frac{P_w}{2},$$
(1)

где  $R_2, R_1$  – силы сопротивления прямолинейному движению забегающего и отстающего бортов соответственно;  $M_c$  – момент сопротивления повороту гусеничной машины;  $C_x$  – проекция центробежной силы на продольную ось гусеничной машины;  $P_w$  – сила аэродинамического сопротивления.

Силы сопротивления прямолинейному движению  $R_1$  и  $R_2$  складываются из сил сопротивления качению опорных катков по гусенице, а также прессования, бульдозирования и экскавации грунта. При движении по опорному основанию типа «плотный грунт» (на котором предполагается движение ГМ с высокими скоростями), эффектов бульдозирования и экскавации не происходит, силы  $R_1$  и  $R_2$  с достаточной точностью определяются коэффициентом сопротивления прямолинейному движению  $f_{гр}$  [3, 2] (2):

$$R_1 = f_{гр} \cdot R_{z1}; \quad R_2 = f_{гр} \cdot R_{z2},$$
(2)

где  $R_{z1}, R_{z2}$  – нормальные реакции, приходящиеся на отстающий и забегающий борт соответственно.

В результате действия поперечной составляющей центробежной силы  $C_y$ , гусеница забегающего борта имеет большую вертикальную реакцию опорного основания, чем отстающего. В этом случае [1] (3):

$$R_{z2} = \frac{mg}{2} + \frac{C_y \cdot H_z}{B};$$

$$R_{z1} = \frac{mg}{2} - \frac{C_y \cdot H_z}{B},$$
(3)

где  $H_z$  – высота центра масс ГМ;  $m$  – масса ГМ;  $g$  – ускорение свободного падения.

Характерной особенностью поворота ГМ является значительное увеличение потребной тяги забегающего борта по сравнению с прямолинейным движением (более чем в 3 раза [3]). Это вызвано появлением момента сопротивления повороту  $M_c$ , который представляет собой момент от сил сопротивления вращательному движению опорных ветвей гусениц ГМ, вызванных трением и нагребанием грунтового вала боковыми сторонами траков и катков. Для вычисления  $M_c$  вводится понятие коэффициента сопротивления повороту  $\mu$ . Так, при равномерном распределении нагрузок вдоль опорных ветвей гусениц момент  $M_c$ , может быть вычислен по формуле (4):

$$M_c = \frac{\mu \cdot mg \cdot L}{4}.$$
(4)

Принято считать, что коэффициент сопротивления повороту  $\mu$  в основном зависит от дорожно-грунтовые условий (ДГУ) и радиуса поворота машины. При проведении расчетов эту зависимость часто описывают с помощью формулы А.О. Никитина [1-5] (5):

$$\mu = \frac{\mu_{max}}{0,925 + 0,15 \frac{R_t}{B}} \quad (5)$$

где  $\mu_{max}$  – максимальный коэффициент сопротивления повороту (значение  $\mu$  при повороте вокруг остановленной гусеницы для конкретных ДГУ, справочная величина);  $R_t$  – теоретический радиус поворота;  $B$  – колея ГМ.

Теоретический радиус поворота  $R_t$  (входящий в формулу А.О. Никитина) меньше фактического  $R_f$  вследствие буксования забегающей гусеницы и юза отстающей. В рамках тягового расчета обычно используется следующая эмпирическая зависимость, связывающая теоретический и фактический радиусы поворота [10] (6):

$$R_t = R_f \frac{B}{L}, \quad (6)$$

где  $L$  – база ГМ.

Зависимость (4), позволяющая определить момент сопротивления повороту  $M_c$ , получена исходя из предположения, что полюс поворота находится по центру базы ГМ. Однако, вследствие действия боковых сил (главным образом проекция центробежной силы на поперечную ось машины  $C_y$ ), центр поворота машины смещается вперед по направлению движения, в результате чего момент сопротивления повороту  $M_c$  уменьшается. При достижении ГМ заносной скорости  $V_3$  момент сопротивления повороту станет равен нулю, что приведет к полной потере возможности управления ГМ. Заносная (критическая по заносу) скорость определяется по следующей зависимости [1] (7):

$$V_3 = \sqrt{\mu_{max} \cdot g \cdot R_f}, \quad (7)$$

Момент сопротивления повороту  $M_c$ , с учётом его уменьшения при приближении к критической по заносу скорости, определяется по следующей формуле [11] (8):

$$M_c = \frac{\mu \cdot mg \cdot L}{4} \left( 1 - \left( \frac{V_x}{V_3} \right)^4 \right). \quad (8)$$

Окончательно, для случая установившегося движения ГМ в повороте, со скоростью меньшей критической по заносу с учетом поперечной  $C_y$  и продольной  $C_x$  проекций центробежной силы, зависимость (1) можно переписать в виде (9):

$$P_2 = \frac{mg}{2} \left( f_{гр} \left( 1 + \frac{2V_x^2 \cdot H_z}{B \cdot R_f \cdot g} \right) + \frac{\mu \cdot L}{2B} \left( 1 - \left( \frac{V_x}{V_3} \right)^4 \right) \right) + \frac{m \cdot V_x^4 \cdot L}{4 \cdot R_f^3 \cdot \mu \cdot g} + \frac{P_w}{2}; \quad (9)$$

$$P_1 = \frac{mg}{2} \left( f_{гр} \left( 1 - \frac{2V_x^2 \cdot H_z}{B \cdot R_f \cdot g} \right) - \frac{\mu \cdot L}{2B} \left( 1 - \left( \frac{V_x}{V_3} \right)^4 \right) \right) + \frac{m \cdot V_x^4 \cdot L}{4 \cdot R_f^3 \cdot \mu \cdot g} + \frac{P_w}{2}.$$

Скорости перемотки гусениц забегающего  $V_2$  и отстающего  $V_1$  бортов при движении с теоретическим радиусом поворота  $R_t$  определяются как (10):

$$V_2 = V_x \left( 1 + \frac{B}{2R_t} \right); \quad V_1 = V_x \left( 1 - \frac{B}{2R_t} \right). \quad (10)$$

Тогда потребная мощность на ведущих колесах забегающего  $N_2$  и отстающего  $N_1$  бортов описывается следующими выражениями (11):

$$\begin{cases} N_2 = P_2 \cdot V_2 / \eta_2; \\ N_1 = P_1 \cdot V_1 \cdot \eta_1, \text{ если } P_1 < 0 \\ N_1 = P_1 \cdot V_1 \frac{1}{\eta_1}, \text{ если } P_1 > 0; \end{cases} \quad (11)$$

где  $\eta_1, \eta_2$  – КПД гусеничного обвода отстающего и забегающего бортов соответственно. В данной работе КПД определяется по следующей приближенной зависимости [2] (12):

$$\eta_{\text{гус}} = 0,919 - 0,00385 \cdot 3,6 \cdot \omega_{\text{БК}} r_{\text{БК}}. \quad (12)$$

### Краткое описание математической модели стационарного поворота гусеничной машины

Для оценки точности представленных аналитических зависимостей использовалась математическая модель, которая характеризуется системой уравнений (13) (уравнения стационарного поворота ГМ на плоскости). Расчетная схема, соответствующая рассматриваемой математической модели представлена на рис. 1.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^n R_{xi} - P_w + m\omega_z V_y = 0; \\ \sum_{i=1}^n R_{yi} - m\omega_z V_x = 0; \\ \sum_{i=1}^n M(R_{yi}) - \sum_{i=1}^n M(R_{xi}) - \sum_{i=1}^n M_{\text{пк}i} = 0, \end{array} \right. \quad (13)$$

где  $R_{xi}, R_{yi}$  – проекции касательной силы взаимодействия активного участка гусеницы с опорной поверхностью, расположенного под  $i$ -ым опорным катком, на продольную и поперечную оси машины (оси системы координат  $x - y$ );  $P_w$  – сила сопротивления воздушной среды;  $M_{\text{пк}i}$  – момент сопротивления повороту активного участка гусеницы под  $i$ -ым опорным катком;  $V_x$  – проекция вектора скорости центра масс на продольную ось ГМ;  $V_y$  – проекция вектора скорости центра масс на поперечную ось ГМ;  $\omega_z$  – угловая скорость поворота корпуса ГМ вокруг вертикальной оси;  $n$  – число опорных катков ГМ.

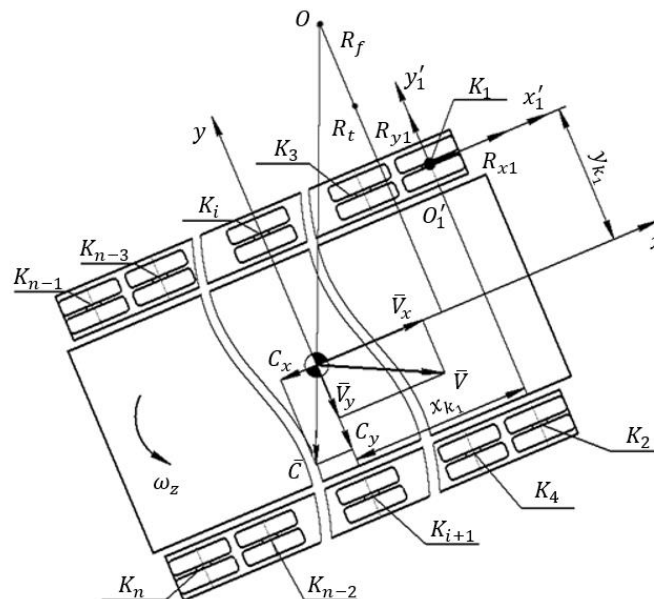


Рис. 1. Расчетная схема стационарного поворота ГМ

При создании имитационной модели были приняты следующие допущения.

1. Массы элементов ходовой части приведены к корпусу ГМ.

2. Движение ГМ происходит по ровной горизонтальной опорной поверхности типа «плотный грунт» (при взаимодействии с опорной поверхностью отсутствуют бульдозерный и экскавационный эффекты, а деформации по нормали пренебрежимо малы).

3. Определение нормальных реакций опорных катков при взаимодействии с опорной поверхностью происходит с допущением о совместности деформаций упругих элементов системы подрессоривания (характеристика упругого элемента считается линейной).

4. Вектор силы взаимодействия каждого активного участка гусеницы  $R_i$ , находящегося под опорным катком в плоскости опорного основания, расположен в геометрическом центре этого участка и направлен противоположно вектору скорости скольжения [11].

5. Проекции центров опорных катков на активные участки гусеницы совпадают с геометрическими центрами этих участков.

6. Силы сопротивления прямолинейному движению ГМ приведены к моментам сопротивления качению опорных катков по гусенице.

7. ГМ симметрична относительно продольной оси.

8. Взаимодействие ходовой части и опорного основания происходит только под активными участками гусеницы (согласно [13], эпюра распределения нормальных реакций по длине опорной ветви гусеницы обычно разрывна, основная часть нормальной нагрузки передаётся через участки гусеницы, расположенные под опорными катками). При этом возможно учесть отличающиеся коэффициенты сцепления траков в продольном и поперечном направлении (для этого введен коэффициент анизотропии  $\lambda_\mu$  [11]).

Реализация разработанной модели адаптирована для выполнения многофакторных вычислительных экспериментов, система (13) решается численно (методом решения нелинейных систем уравнений Trust-Region-Dogleg), а в качестве задаваемых параметров принимает продольную проекцию скорости центра масс  $V_x$  и фактический радиуса поворота  $R_f$ . В этом смысле использование модели идентично проведению проектировочного тягового расчета поворота.

### Исследование влияния параметров гусеничной машины и условий движения на коэффициент сопротивления повороту

С целью определения параметров, от которых в наибольшей степени зависит коэффициент сопротивления повороту, была проведена серия вычислительных экспериментов с использованием модели стационарного поворота ГМ. При этом использовались параметры ГМ, представленные в табл. 1 и характеристики опорной поверхности, представленные в табл. 2.

Таблица 1

#### Технические характеристики объекта исследования

Масса $m$ , кг	20000
База $L$ , м	4,445
Колея $B$ , м	2,5
Высота центра масс $H_z$ , м	1,1
Число опорных катков по борту, $n_{ок}$	7
Радиус опорных катков $r_{ок}$ , м	0,31
Радиус ведущего колеса $r_{вк}$ , м	0,31
Коэффициент аэродинамического сопротивления $c_x$	1
Площадь лобового сечения машины $F_{лоб}$ , м <sup>2</sup>	4,0315
Высота центра парусности $H_w$ , м	1

Таблица 2

**Параметры, описывающие стационарный поворот ГМ  
при проведении вычислительного эксперимента**

Коэффициент $S_0$	0,1
Максимальный коэффициент взаимодействия с ОП в продольном направлении $\mu_{sx_{max}}$	0,85
Коэффициент анизотропии $\lambda_\mu$	1
Коэффициент сопротивления движению $f_{гр}$	0,07

При проведении экспериментов теоретический радиус поворота  $R_t$  определялся с использованием математической модели. Величина максимального коэффициента сопротивления повороту  $\mu_{max}$  является коэффициентом сопротивления повороту гусеничной машины с остановленной гусеницей отстающего борта. В связи с этим для перед каждой серией вычислительных экспериментов  $\mu_{max}$  определялся дополнительно путём моделирования поворота ГМ вокруг остановленного борта.

Оценка коэффициента  $\mu$  (или  $\mu_{max}$  в случае поворота с  $R_t = B/2$ ) производилось при помощи формулы (получена из зависимостей 9) (14):

$$\mu = \frac{2V_3^4 (BR_f(M_{к2} - M_{к1}) - 2mr_{вк}f_{гр}H_z V_x^2)}{mgLr_{вк}R_f(V_3^4 - V_x^4)}. \quad (14)$$

При этом величина  $M_{к2} - M_{к1}$  находилась как (15):

$$M_{к2} - M_{к1} = f_{гр}r_{ок} \sum_{i=1}^{n/2} (R_{z\ 2i} - R_{z\ 2i-1}) + r_{вк} \sum_{i=1}^{n/2} (R_{x\ 2i} - R_{x\ 2i-1}). \quad (15)$$

Определяемый по формуле (14) коэффициент сопротивления повороту  $\mu$  сравнивался с величиной, рассчитанной по формуле профессора А.О. Никитина при изменении фактического радиуса поворота  $R_f$ , конструктивных параметров ходовой части, характеристик опорного основания и скоростного режима движения ГМ.

Рассмотрим влияние на коэффициент сопротивления повороту  $\mu$  фактического радиуса поворота  $R_f$ . Варьирование  $R_f$  производилось в пределах от 8,33 до 300 метров. Прочие параметры эксперимента приняты постоянными (табл.1 и2). При повороте машины с рассматриваемыми массогабаритными параметрами вокруг остановленного борта ( $R_t = B/2$ ) в заданных ДГУ максимальный коэффициент сопротивления повороту составил  $\mu_{max} = 0,71$ . На рис.2 представлена зависимость коэффициента  $\mu$  от фактического радиуса поворота, полученная с применением математической модели стационарного поворота ГМ и вычисленная с помощью формулы А.О. Никитина.

Анализ полученных данных говорит о том, что формула, предложенная профессором А.О. Никитиным, качественно верно описывает характер зависимости коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  от фактического радиуса поворота при  $R_f < 20$  м. При больших значениях фактического радиуса отклонение между рассматриваемыми величинами увеличивается. Величина  $R_f$  в явном виде и не входит в формулу А.О. Никитина, ее влияние учитывается изменением теоретического радиуса  $R_t$  в каждом из расчетных случаев.

Рассмотрим влияние на коэффициент сопротивления повороту  $\mu$  конструктивных параметров ходовой части. В качестве варьируемых параметров были приняты отношение базы машины к колее  $L/B$  и число опорных катков на борту машины. В настоящей работе зависимость  $\mu(L/B)$  исследовалась при  $1 \leq L/B \leq 2$ . Число опорных катков по борту варьировалось от 5 до 7 шт. При исследовании зависимости коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  от указанных параметров прочие величины, описывающие движение машины во внешней среде, приняты постоянными (табл.1 и 2). Скорость движения  $V_x$  принята равной 5 км/ч. Изменение отношения  $L/B$  достигалось путем корректировки базы машины  $L$ .

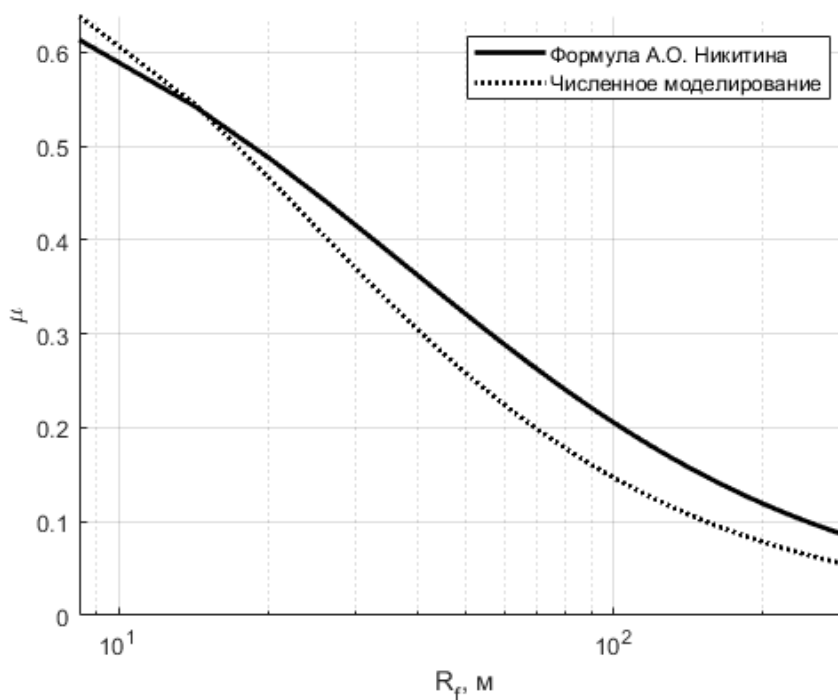


Рис. 2. Зависимость коэффициента  $\mu$  от фактического радиуса поворота  $R_f$

Максимальный коэффициент сопротивления повороту  $\mu_{max}$  определялся дополнительно для всей совокупности исследуемых конструктивных параметров ходовой части путем имитации поворота машины вокруг остановленного борта. Полученная зависимость  $\mu_{max}$  от отношения  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$  представлена на рис. 3.

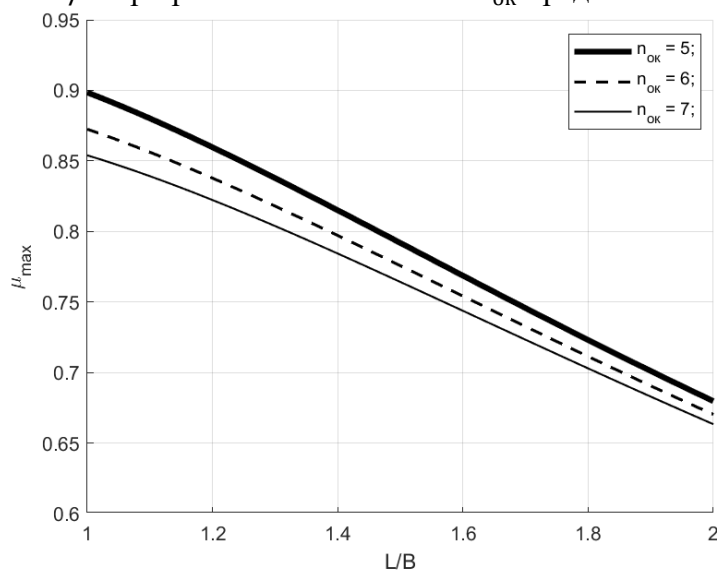
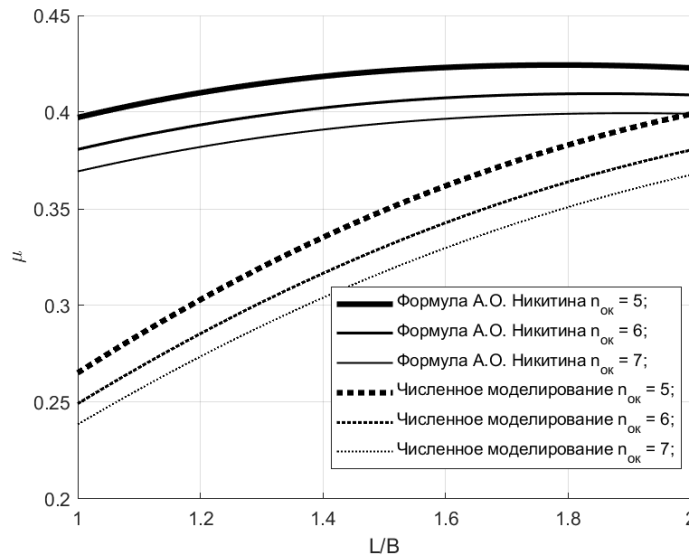


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\mu_{max}$  от отношения  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$

Как видно из полученных данных, максимальный коэффициент сопротивления повороту  $\mu_{max}$  обладает зависимостью как от  $L/B$ , так и от  $n_{ок}$ . При этом зависимость от  $L/B$  достаточно выражена. Для дальнейших экспериментов величина фактического радиуса поворота была принята  $R_f = 34$  м. На рис.4 представлена зависимость коэффициента  $\mu$  от отношения  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$ , полученная с применением математической модели стационарного поворота ГМ и вычисленная с помощью формулы А.О. Никитина.



**Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  от отношения  $L/B$  при различных значениях  $n_{ок}$**

Полученные данные говорят о том, что формула (5) недостаточно учитывает влияние  $L/B$  на сопротивление повороту. Величины  $L/B$  и  $n_{ок}$  в явном виде не входят в формулу А.О. Никитина, тем не менее их влияние учитывается изменением теоретического радиуса  $R_t$ , вычисляемого для каждого расчётного случая с помощью модели.

Рассмотрим зависимость коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  от параметров, описывающих взаимодействие движителя с опорной поверхностью. В соответствии с математической моделью стационарного поворота, для описания взаимодействия с грунтом применяются: максимальный коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью в продольном направлении  $\mu_{sx\max}$ , коэффициент анизотропии  $\lambda_\mu$ , коэффициент  $S_0$ . Для учета сопротивления движению ГМ используется коэффициент  $f_{гр}$ . В табл.3 перечислены пределы изменения указанных параметров:

**Таблица 3**

**Пределы изменения параметров, описывающих взаимодействие движителя с опорной поверхностью**

Максимальный коэффициент взаимодействия с ОП в продольном направлении $\mu_{sx\max}$	0,3...0,85
Коэффициент анизотропии $\lambda_\mu$	0,6...1
Коэффициент $S_0$	0,01...0,2
Коэффициент сопротивления движению $f_{гр}$	0,035...0,3

При исследовании зависимости коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  от указанных параметров другие величины, описывающие движение машины во внешней среде, равно как и саму машину, приняты постоянными (табл.1 и 2). Для вычислительного эксперимента приняты  $V_x = 5$  км/ч,  $R_f = 34$  м, по аналогии с предыдущими вычислительными экспериментами.

Максимальный коэффициент сопротивления повороту  $\mu_{\max}$  определялся дополнительно для всей совокупности исследуемых параметров, описывающих взаимодействие движителя с опорной поверхностью, путем имитации поворота машины вокруг остановленного борта. Зависимости коэффициента  $\mu$  от  $S_0$ ,  $f_{гр}$ ,  $\mu_{sx\max}$ ,  $\lambda_\mu$  рассматриваемых характеристик опорной поверхности представлены на рис. 5.



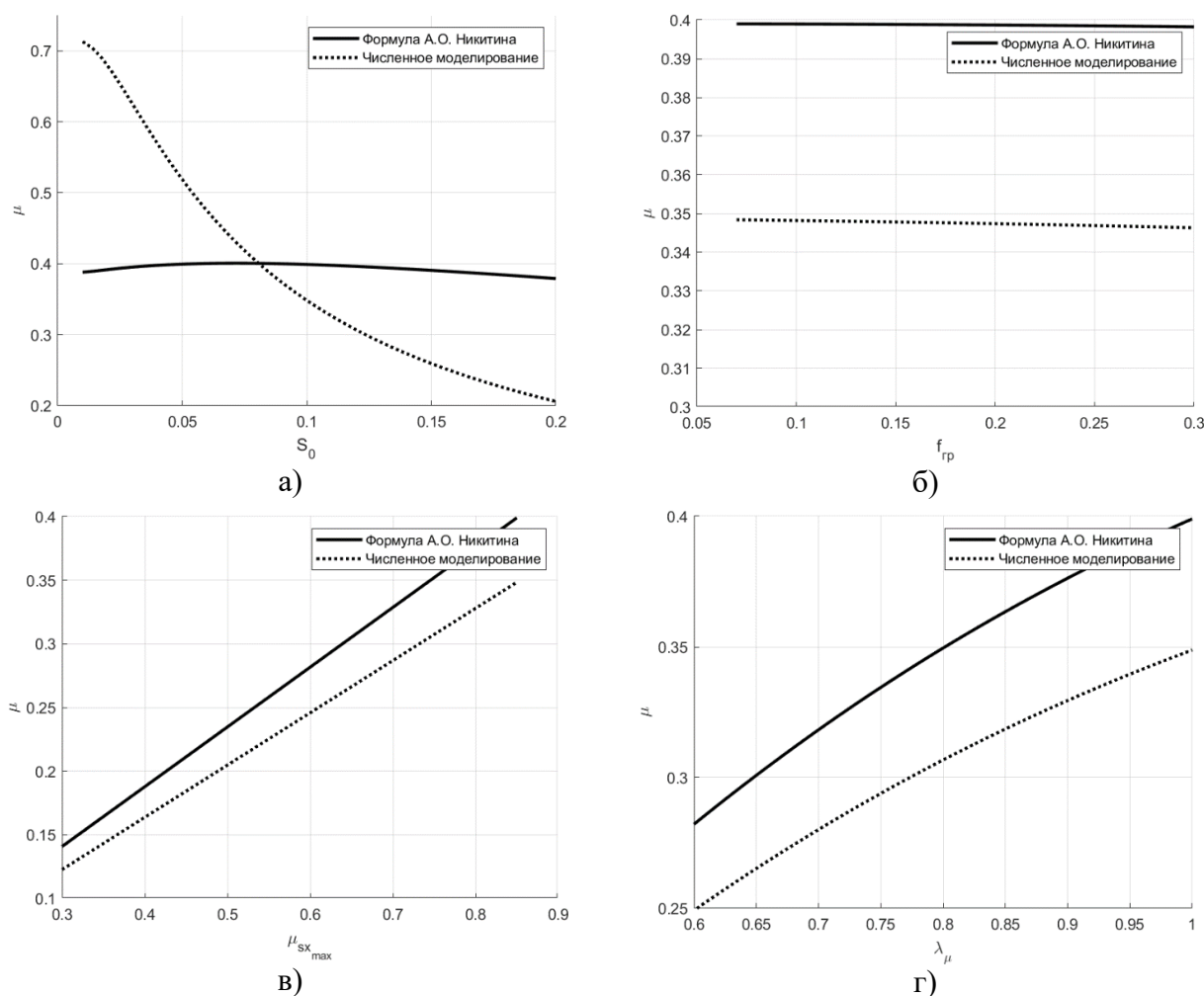


Рис. 5. а) зависимость  $\mu$  от  $S_0$ ; б) зависимость  $\mu$  от  $f_{гр}$ ;  
в) зависимость  $\mu$  от  $\mu_{sx_{max}}$ ; г) зависимость  $\mu$  от  $\lambda_\mu$

Из полученных данных следует, что формула Никитина, не позволяет описывать влияние коэффициента  $S_0$  на коэффициент сопротивления повороту  $\mu$  (хотя величина  $S_0$  в явном виде не входит в формулу, ее влияние косвенно учитывается изменением теоретического радиуса  $R_t$ , получаемого из моделирования). При малых значениях  $S_0$  (асфальтобетонное шоссе) характерно приближение  $\mu$  к  $\mu_{max}$ , что соответствует случаю «сухого» трения и не оценивается формулой (5). Противоположная ситуация наблюдается при больших значениях  $S_0$ , характерных для мягкого грунта (грунтовая дорога в период распутицы, заболоченная местность) при движении по которому наблюдается значительное буксование.

Влияние коэффициентов  $\mu_{sx_{max}}$  и  $\lambda_\mu$  качественно верно описывается формулой А.О. Никитина. Несоответствие между количественными значениями полученных функций объясняется недостаточно точным описанием формулой зависимости  $\mu(R_f)$  для рассматриваемого радиуса поворота. Зависимость коэффициента  $\mu$  от  $f_{гр}$  при принятых допущениях практически отсутствует.

Влияние скоростного режима движения на коэффициент сопротивления повороту  $\mu$ , рассматривался при варьировании величины коэффициента поперечной устойчивости  $\eta_{пу} = V/2H_z$  в диапазоне от 0,8 до 1,35 и отношения  $V_x/V_z$  в диапазоне от 0,1 до 0,9. Прочие величины, описывающие движение машины во внешней среде, приняты постоянными (табл.1 и 2). Фактический радиус поворота принят  $R_f = 34$  м. По результатам предыдущих вычислительных экспериментов для рассматриваемых условий движения максимальный коэффициент сопротивления повороту составил  $\mu_{max} = 0,71$ .

На рис. 6 представлена полученная зависимость коэффициента  $\mu$  от отношения  $V_x/V_3$  при различных значениях  $\eta_{пу}$ .

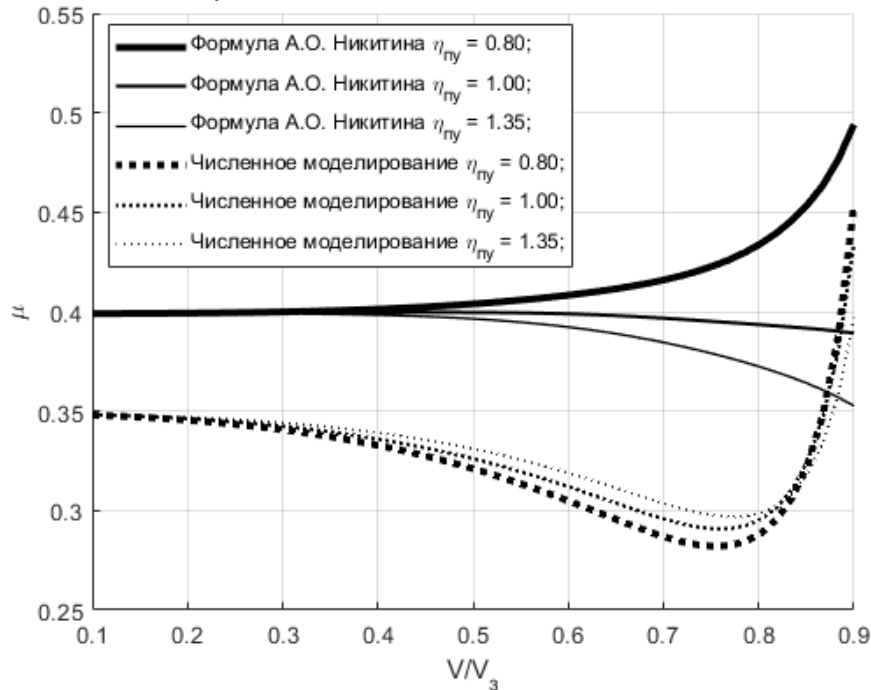


Рис. 6. Зависимость  $\mu$  от отношения  $V/V_3$  при различных  $\eta_{пу}$

Из полученных данных следует, что формула, предложенная профессором А.О. Никитиным, корректно описывает характер зависимости коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  от отношения  $V/V_3$  и величины  $\eta_{пу}$  только при  $V/V_3 < 0,5$  (несоответствие между количественными значениями полученных функций объясняется недостаточно точным описанием формулой зависимости  $\mu(R_f)$  для рассматриваемого радиуса поворота). При дальнейшем приближении к критической по заносу скорости движения ГМ применение формулы (5) для оценки режимов нагружения машины становится необоснованным. Особенно сильное влияние скоростного режима движения на коэффициент  $\mu$  наблюдается при  $V/V_3 > 0,8$  (в данной области находится граница применимости как аналитического тягового расчета так и математической модели стационарного поворота).

В процессе экспериментов также выявлено что при варьировании параметров движения ГМ отношение между фактическим и теоретическим радиусом поворота не является постоянной величиной и отношение (6) не вполне справедливо. В связи с этим введена корректирующая величина  $k_R$  (16):

$$R_f = k_R \cdot \frac{L}{B} \cdot R_t \quad (16)$$

Таким образом, при использовании аналитических зависимостей для полноценного исследования быстроходности машины, оценке ее энергоэффективности и определении необходимой тяговооруженности, необходимо учитывать влияние рассмотренных факторов на коэффициент  $\mu$  и  $k_R$ . Учитывая большое количество оказывающих влияние параметров целесообразно применить аппроксимацию нейронной сетью.

Нейронная сеть в общем случае – математическая модель, построенная по принципу организации связей между биологическими нейронами в нервной системе живых организмов. Она представляет собой последовательность математических преобразований, устанавливающую соответствие между входными и выходными данными.

### Применение нейронной сети для повышения точности проекторочного тягового расчета

В работе [12] установлено, что нейронные сети, имеющие один скрытый слой с функцией активации типа сигма-функция являются наиболее подходящими для задач аппроксимации. При этом число нейронов в скрытом слое выбирается эмпирическим путем. В связи с этим была выбрана нейронная сеть с одним скрытым слоем из 200 нейронов.

Для обучения нейронной сети использовался массив данных, сформированный из значений коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  и  $k_R$  полученных с помощью разработанной математической модели стационарного поворота ГМ, а также различных параметров движения машины, которые в большей степени определяют значения рассматриваемых коэффициентов. На основании проведенного исследования в качестве входного вектора значений нейронной сети необходимо использовать:

- фактическая кривизна  $k_f$  поворота;
- отношение базы машины к коле  $L/B$ ;
- количество опорных катков  $n_{ок}$ ;
- коэффициент  $S_0$ ;
- максимальный коэффициент взаимодействия активных участков гусениц с опорной поверхностью в продольном направлении  $\mu_{sxmax}$ ;
- коэффициент анизотропии трака  $\lambda_\mu$ ;
- степень приближения скорости движения ГМ к критической по заносу  $V/V_3$ ;
- коэффициент поперечной устойчивости  $\eta_{пу}$ .

Как видно, большинство параметров выбраны в качестве удельных величин с тем, чтобы обеспечить возможность применения обученной нейронной сети для машин с различными параметрами. Таким образом была сформирована нейронная сеть со следующей архитектурой (рис. 7).

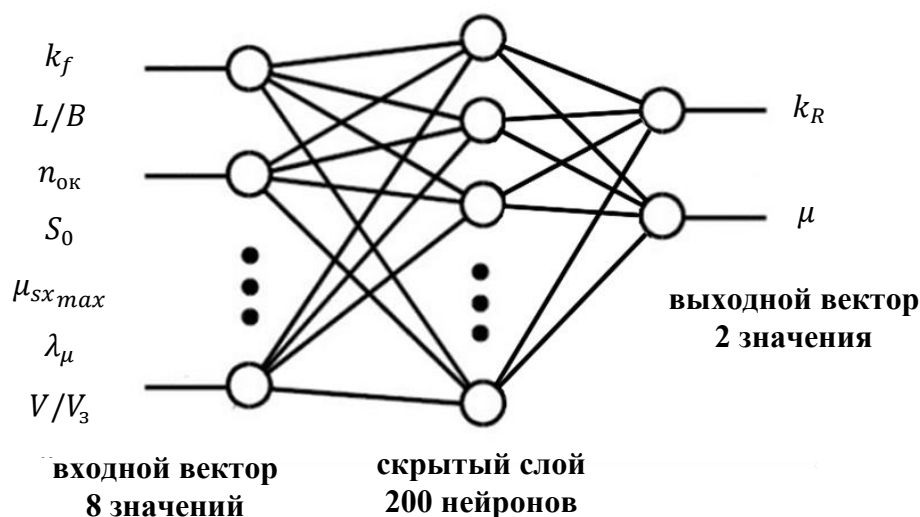
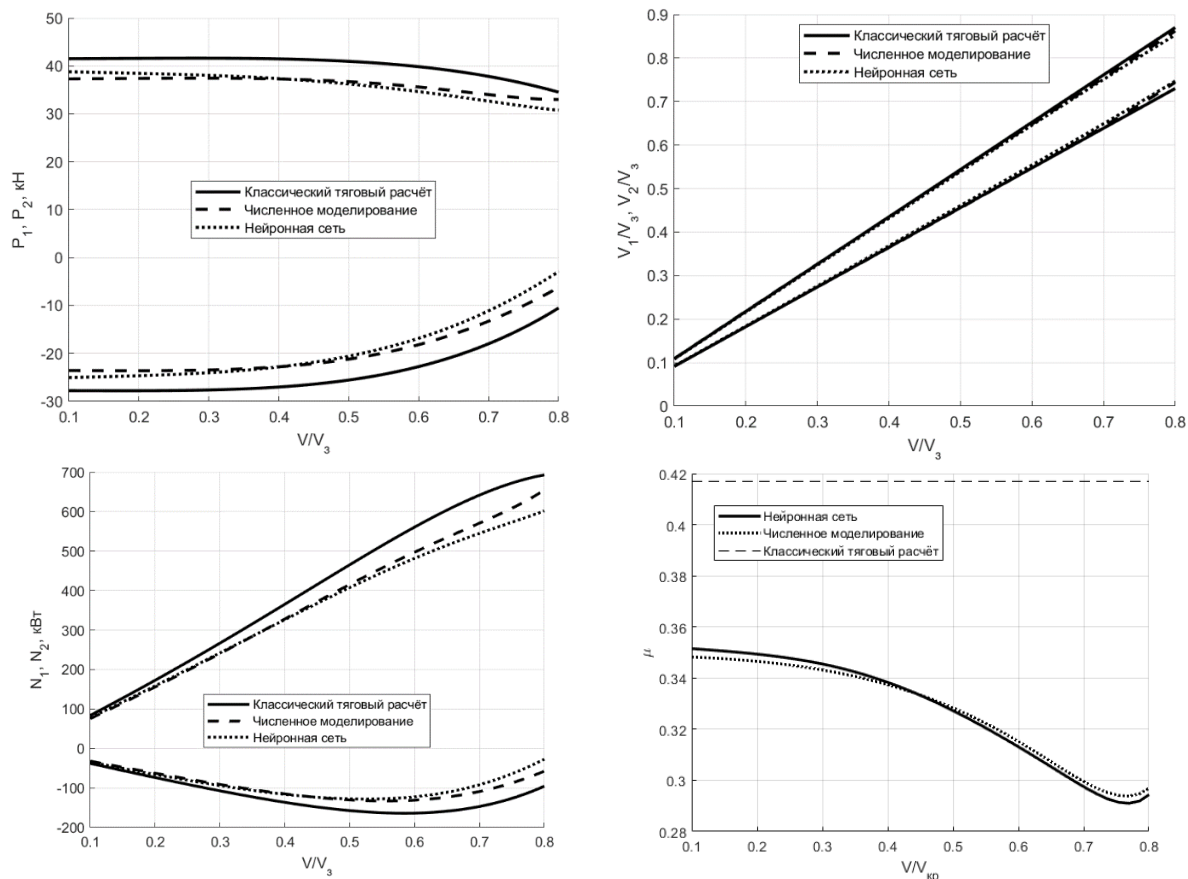


Рис. 7. Архитектура нейронной сети для аппроксимации  $\mu$  и  $k_R$

Для оценки эффективности применения нейронной сети, а также качества ее обучения было проведено сравнение результатов тягового расчета, полученных с применением классического подхода, классического подхода дополненного нейронной сетью, а также математического моделирования стационарного поворота ГМ (рис. 8). В силу того, что параметр  $\mu_{max}$  не используется при описании взаимодействия активных участков гусениц с опорным основанием в рамках предложенной модели стационарного поворота, то для обеспечения

возможности сравнения при проведении расчетов величина  $\mu_{max}$  была определена по результатам численного моделирования поворота ГМ вокруг остановленного борта (с  $R_t = B/2$ ). В качестве расчетного радиуса поворота выбран  $R_f = 34$  м. Массогабаритные параметры машины приняты в соответствии с табл.1. Имитация движения проводилась по опорной поверхности типа «дернистый грунт» ( $\mu_{sx_{max}} = 0,85, S_0 = 0,1, f_{гр} = 0,07$ ), коэффициент анизотропии трака принят  $\lambda_\mu = 1$ , коэффициент  $\mu_{max}$  получен равным  $\mu_{max} = 0,71$ .



**Рис. 8. Сравнение результатов расчета разными методами:**

- а) потребные силы тяги; б) скорости гусениц, отнесенные к величине заносной скорости  $V_1/V_3$  и  $V_2/V_3$ ; в) потребные мощности на ведущих колесах; г) результаты расчета коэффициентов сопротивления повороту  $\mu$

### Заключение

Установлено, что применение классических аналитических зависимостей тягового расчета поворота ГМ ограничивается низкой точностью определения коэффициента сопротивления повороту  $\mu$  и коэффициента  $k_R$ , отражающего взаимосвязь фактического  $R_f$  и теоретического  $R_t$  радиусов поворота ( $R_f = k_R \cdot \frac{L}{B} \cdot R_t$ ). Сложную зависимость этих коэффициентов от условий движения и геометрических параметров ГМ удалось аппроксимировать нейронной сетью, которую возможно использовать для уточненных расчетов. Обосновано применение выбранной архитектуры нейронной сети. Подтверждена эффективность применения указанного подхода в сравнении с математической моделью стационарного поворота ГМ и классическим подходом к тяговому расчету.

Представленная методика получения обучающего массива нейронной сети может быть использована для аппроксимации не только результатов математического моделирования, но и реальных экспериментальных данных. Обученная по результатам натурных экспе-

риментов нейронная сеть позволит не принимать во внимание допущения, принятые при составлении математической модели, и еще больше повысить точность аналитических тяговых расчетов, не усложняя при этом математическую модель движения машины и, соответственно, не увеличивая время исследования.

### Библиографический список

1. **Чобиток, В.А.** Теория движения танков и БМП / В.А. Чобиток. – М.: Воениздат, 1984. – 264 с.
2. **Забавников, Н.А.** Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение. 1967. – 356 с.
3. **Антонов, А.С.** Гусеничные тягачи. Часть первая / А.С. Антонов. – М.: Воениздат МО СССР, 1960. – 356 с.
4. **Никитин, А.О.** Теория танка / А.О. Никитин. – М.: Типография Военной ордена Ленина академии бронетанковых войск, 1962. – 584 с.
5. **Xuefeng, Han** Energy management based on reinforcement learning with double deep Q-learning for a hybrid electric tracked vehicle / Han Xuefeng, He Hongwen, Wu Jingda, Peng Jiankun, Li Yuecheng // Applied Energy. Volume 254, 2019. – 113708.
6. **Al-Milli, Said** Track-terrain modelling and traversability prediction for tracked vehicles on soft terrain / Said Al-Milli, Lakmal D. Seneviratne, Kaspar Althoefer // Journal of Terramechanics. 2010, Volume 47, Issue 3. Pages 151-160. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2010.02.001>.
7. **Котиев, Г.О.** Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8x8 при различных способах управления поворотом / Г.О. Котиев, Н.В. Чернышев, В.А. Горелов // Журнал автомобильных инженеров. – 2009. – №2. – С. 34-39.
8. **Котиев, Г.О.** Математическая модель движения вездеходного транспортного средства / Г.О. Котиев, В.А. Горелов, А.А. Бекетов // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №1. – С. 50-54.
9. **Котиев, Г.О.** Математическое моделирование рабочих процессов колесных и гусеничных машин с электромеханическими трансмиссиями / Г.О. Котиев, В.А. Горелов, А.В. Мирошниченко // Сборник статей научно-практической конференции: Разработка и исследование электрических трансмиссий для образцов вооружения и военной техники. – 2016. – С. 76-86.
10. **Фаробин, Я.Е.** Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
11. **Бекетов, С.А.** Теория управляемого движения гусеничных машин / С.А.Бекетов. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2017. – 125 с.
12. **Heaton, Jeff** Introduction to Neural Networks for Java / Jeff Heaton, 2nd Edition (2nd. ed.). Heaton Research, Inc, 2008.
13. **Красеньков, В.И.** Динамика криволинейного движения транспортной гусеничной машины / В.И. Красеньков, С.А. Харитонов // Вопросы расчета и конструирования гусеничных машин: Труды МВТУ, №339. – 1980. – С. 3-67.

*Дата поступления  
в редакцию: 22.09.2020*

**A.A. Stadukhin**

**APPLICABILITY RESEARCH OF CLASSICAL EXPRESSIONS FOR A TRACKED MACHINE TURNING CALCULATIONS AND THE METHOD OF ITS REFINING WITH NEURAL NETWORK**

Bauman Moscow State Technical University

**Purpose:** The existing approaches to the turning calculation of tracked vehicles are based on the empirical formulas of the 50s of the XX century. In this regard, their using for modern highly mobile tracked vehicles is not entirely justified. To the greatest extent, the use of classical analytical dependences is limited by the significant nonlinearity of the coefficients, especially with the speed of the tracked vehicle approaches the critical drift.

**Design/methodology/approach:** In the course of the work, it was found that the use of classical analytical dependences of turning calculations of tracked vehicles is limited by the low accuracy of determining the resistance to turning and the ratio of the actual and theoretical turning radii.

**Findings:** A search was carried out for the parameters of the tracked vehicle and the driving conditions that most affect the parameters under study. The complex dependence of the steering resistance coefficient and the ratio of the actual and theoretical turning radii on the turning parameters of the tracked vehicle was approximated by a neural network, which can be used for refined calculations. The application of the chosen architecture of the neural network is substantiated.

**Research limitations/implications:** The paper presents a comparative analysis of the results obtained by the classical method and the results obtained using a more complex model of the tracked vehicle stationary turning.

**Originality/value:** For the selected mode of the tracked vehicle movement, the required traction forces, track rewinding speeds and the required power were determined. Thus, the effectiveness of the neural network approximation is confirmed in comparison with the mathematical model of the stationary rotation of the GM and the classical approach to the thrust calculation.

*Key words:* tracked vehicle, turn, modeling, traction calculation, neural network