

УДК 631.354.2
ГРНТИ 68.85.87

DOI: 10.24411/1999-6837-2018-13067

Канделя М.В., канд. техн. наук, профессор, заслуженный машиностроитель РФ, Приамурский государственный университет имени Шолом-Алейхема, г. Биробиджан, Еврейская автономная область, Россия;

Липкань А.В., ст. науч. сотр., Дальневосточный научной-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства,

Рябченко В.Н., канд. техн. наук, профессор,
Самуйло В.В., д-р техн. наук, профессор,
Дальневосточный государственный аграрный университет,
г. Благовещенск, Амурская область, Россия

НАГРУЗКИ НА ОПОРНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ И СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ ГУСЕНИЧНОГО КОМБАЙНА «ЕНИСЕЙ-1200Р» ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ПОЛОЖЕНИЯХ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ

© Канделя М.В., Липкань А.В., Рябченко В.Н., Самуйло В.В., 2018

В статье рассмотрен теоретический метод расчёта силы сопротивления движению в зависимости от смещения центра тяжести относительно шарнира передней каретки гусеничного движителя комбайна «Енисей-1200Р».

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ, ОПОРНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ, ЦЕНТР ТЯЖЕСТИ, ПОЧВЕННЫЕ УСЛОВИЯ, КОЭФФИЦИЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ, ЭПЮРА ДАВЛЕНИЯ, ОПОРНЫЕ КАТКИ, АНАЛИТИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ.

UDC 531.354.2

DOI: 10.24411/1999-6837-2018-13067

Kandelya M.V., Cand. Tech. Science, Professor, Honored Engineering Worker of the Russian Federation,

Priamurskiy State University Named after Sholom Aleichem»;

Lipkan A.V., Senior Research Worker of the Laboratory of Complex Assessment of Mobile Field Energy,

Far East Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture,

Ryabchenko V.N., Cand. Techn. Sci., Professor;

Far East Research Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture,

Samuilo V.V., Dr Tech. Sci., Professor,

Far Eastern State Agrarian University,
Blagoveshchensk, Amur region Russia;

THE LOADS ON THE SUPPORT SURFACE AND RESISTANCE TO THE MOTION OF THE CRAWLER COMBINE «YENISEI-1200R» AT THE DIFFERENT POSITIONS OF THE CENTER OF GRAVITY

The theoretical method of calculation a force of resistance to movement in dependence on displacement of the center of gravity in relation to pivot the front carriage of crawler mover of the combine harvester» Yenisei-1200R» is considered in the article.

KEY WORDS: CRAWLER MOVER, SUPPORT SURFACE, CENTER OF GRAVITY, SOIL CONDITIONS, THE COEFFICIENT OF RESISTANCE TO MOVEMENT, DIAGRAM OF PRESSURE, BASIC SKATING RINKS, ANALYTICAL DEPENDENCES.

В теории гусеничного движителя установлено, что положение центра тяжести при постоянстве всех прочих параметров движителя и почвенных условий изменяет характер распределения давления, а, следовательно, и положение центра давления по длине опорной поверхности. Это, в свою очередь, изменяет величину и характер сил, оказывающих сопротивление движению машины.

Авторами [1,2] получено, что наилучшие условия работы гусеничных машин обеспечиваются при динамическом положении центра тяжести, соответствующем равномерному распределению веса на опорные катки.

Действительный характер распределения давления под опорной поверхностью гусениц при различном смещении центра тяжести зависит от многих факторов и представляет собой сложную эпюру с максимальными пиками под наиболее нагруженными катками. Это вызывает целый ряд затруднений для теоретического решения вопроса о влиянии положения центра давления на коэффициент сопротивления движению.

Этим объясняется то обстоятельство, что исследователями [3,4] был накоплен значительный экспериментальный материал, позволяющий выявить характер изменения коэффициента сопротивления движению f в зависимости от смещения центра тяжести вдоль опорной поверхности.

Исследованиями в НАТИ [4] получены зависимости коэффициента сопротивления движению от относительной координаты центра тяжести ($X_{цт}/L$) на различных по физико-механическому составу почвах. Результаты исследований показывают, что при работе на холостом ходу на большинстве почв наименьшее сопротивление движению имеет место при положении центра тяжести над серединой опорной поверхности. На мокрой же илистой почве сопротивление движению уменьшается при смещении центра тяжести назад, что авторы объясняют погружением в ил только задней части трактора и уменьшением, вследствие этого, потерь на перемешивание мокрого ила в

ходовой части. На снежной целине сопротивление движению возрастает даже при незначительном смещении центра тяжести вперед от середины опорной поверхности, а его относительное смещение назад до 0,03 не влияет на сопротивление движению.

Приведенные экспериментальные данные подтверждают, что в зависимости от физико-механических свойств почв и действующих нагрузок изменяется характер распределения давления и положение центра давления машины, что влияет на величину сил сопротивления движению. А, следовательно, конкретным почвенно-климатическим условиям эксплуатации машин должно соответствовать оптимальное положение центра тяжести, при котором сопротивление движению будет минимальным. В работе [5] предложен теоретический метод расчета сил сопротивления в зависимости от смещения центра тяжести относительно середины опорной поверхности. Теоретические расчеты подтверждены экспериментальными данными при испытаниях тракторов. Анализ расчетных величин: силы сопротивления движению от деформации почвы P_{fn} и касательной силы тяги – P_k показывает, что сопротивление движению минимально при смещении центра тяжести вперед относительно середины опорной поверхности. Автором распределение давления принято трапецидальным, что не всегда имеет место. Не дано объяснение, чем вызвано снижение силы сопротивления движению вследствие некоторого смещения центра тяжести вперед. Можно предположить: минимум величины P_{fn} при смещении центра тяжести вперед связан с увеличением длины опорной поверхности за счет увеличения контакта направляющего участка гусеницы с почвой, что не учитывалось в приведенной работе.

Рассмотрим влияние положения центра тяжести на проходимость зональных уборочно-транспортных машин на гусеничном ходу.

При изменении положения центра тяжести относительно гусеничного движителя изменяется и характер распределения давления вдоль опорной поверхности. На рис. 1 и 2 приведены схемы распределения давления под опорной поверхностью при различных положениях центра тяжести.

По характеру распределения давления вдоль опорной поверхности можно выделить четыре участка:

- лобовой участок, соответствующий

части наклонной направляющей ветви гусеницы, находящейся в контакте с почвой – L_1 ;

- участок под передней опорной кареткой – L_2 ;

- участок между передней и задней опорными каретками – L_3 ;

- участок под задней опорной кареткой – L_4 ;

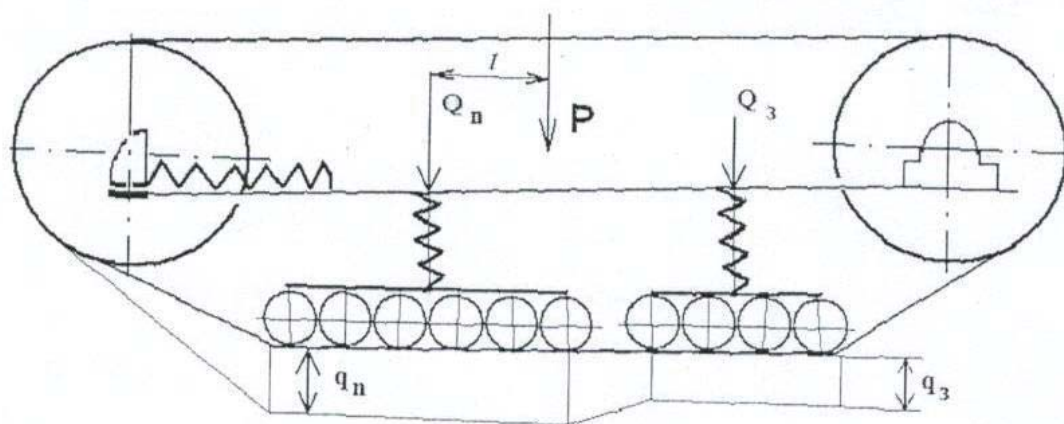


Рис. 1. Схема распределения давления при смещении центра тяжести в зону передней опорной каретки

В расчетных схемах распределения давления волнообразная эпюра под опорными каретками заменена эквивалентной по площади равномерной эпюрой.

Подобное упрощение вполне допустимо, т.к. большинство авторов [6, 7 и др.] отмечают, что равномерность распределения нормальных давлений обеспечивается на любом почвогрунте гусеницей любой формы и площади, если выдержано условие $a_k/t_g \leq 1,7$ (a_k – расстояние между катками; t_g – шаг гусеницы).

Уменьшение a_k/t_g меньше величины 1,7 существенного влияния на характер распределения давления не оказывает.

Гусеничный движитель уборочно-

транспортных машин имеет отношение $a_k/t_g = 1,58$.

Как показали экспериментальные исследования [1,5,8], для данной конструкции гусеничного движителя распределение давления под опорными каретками на слабых грунтах можно принять с допущениями как близкое к равномерному.

Принятая схема распределения давления, не искажая общую картину распределения давления вдоль опорной поверхности, позволяет значительно упростить аналитические расчеты для анализа происходящих явлений в почво-грунте под воздействием гусеничного движителя.

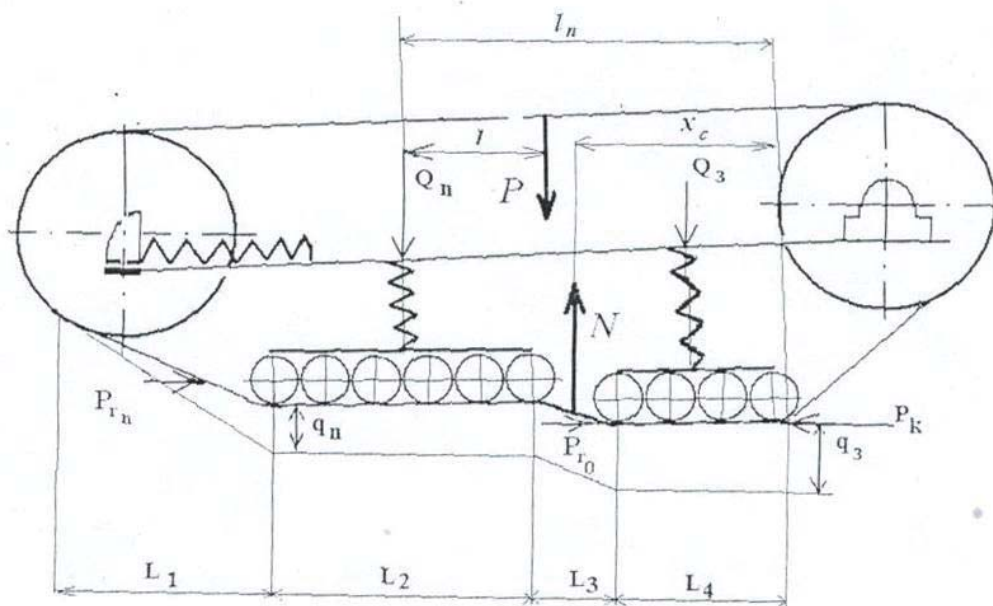


Рис. 2. Схема сил, действующих на гусеничный движитель при смещении центра тяжести в зону задней опорной каретки

Следует отметить, что положение центра тяжести не влияет на величину внутренней составляющей силы сопротивления движению, обусловленной механическими потерями в движителе, т.к. при изменении положения центра тяжести величина нагрузки, приходящейся на движитель, остается постоянной. В дальнейшем рассмотрим влияние положения центра тяжести на величину внешней составляющей, обусловленной деформацией почвы P_{fn} .

При смещении центра тяжести в зону передней опорной каретки (рис. 1) формирование колеи будет происходить под действием нагрузки передней опорной каретки – Q_n . Общее сопротивление движению будет определяться уравнением:

$$P_f = C_0 + 2 \cdot D_0 \cdot q \cdot b \cdot L + \frac{b \cdot q_n^2}{C \cdot \eta_\delta} \quad (1)$$

где C_0, D_0 – коэффициенты, зависящие от веса машины, скорости движения и натяжения гусеницы;

b – ширина гусеницы, м;

q – давление движителя на почву, кПа;

C – коэффициент жесткости почвы, кН/м³;

η_δ – приведенный КПД буксования на прямолинейном отрезке направляющего участка L_1 .

При смещении центра тяжести в зону задней опорной каретки (рис. 2) формирование колеи вначале будет происходить под действием давления q_n , определяемого нагрузкой Q_n , затем под действием давления $q = q_3 - q_n$, соответствующего увеличению давления под задней опорной кареткой.

Деформация грунта в этом случае осуществляется, в основном, направляющим участком гусениц и участком L_3 , расположенным между передней и задней опорными каретками:

$$P_{f_0} = \frac{b \cdot q^2}{C \cdot \eta_{\delta_0}}, \quad (2)$$

где η_{δ_0} – приведенный КПД буксования, определяемый углом наклона участка гусеницы, углом внутреннего трения почвы и буксованием движителя на участке L_3 [8].

Общее сопротивление движению при смещении центра тяжести в зону задней опорной каретки с учетом механических потерь будет определяться величиной:

$$P_f = C_0 + 2 \cdot D_0 \cdot q \cdot b \cdot L + \frac{b \cdot q_n^2}{C \cdot \eta_\delta} + \frac{b \cdot q^2}{C \cdot \eta_{\delta_0}}. \quad (3)$$

Реакции почвы, действующие на каждом рассматриваемом участке опорной поверхности, представляют собой

равнодействующие элементарных реакций вдоль каждого участка, точка приложения которых будет находиться в центре эпюры давления рассматриваемого участка.

При этом

$$N_k = q_k \cdot S_k, \quad (4)$$

где q_k – среднее давление соответствующего участка,

S_k – величина опорной поверхности этого же участка.

Для рассматриваемых участков опорной поверхности гусеничного движителя будем иметь:

$$N_1 = b \cdot L_1 \cdot q_n; \quad (5)$$

$$N_2 = 2 \cdot b \cdot L_2 \cdot q_n; \quad (6)$$

$$N_3 = b \cdot L_3 \cdot (q_n + q_3); \quad (7)$$

$$N_4 = 2 \cdot b \cdot L_4 \cdot q_3. \quad (8)$$

При установившемся режиме движения на горизонтальной поверхности касательная сила тяги гусениц P_k будет уравновешивать действие сил сопротивления движению P_{f_n} , поэтому для упрощения расчётов действие горизонтальных сил учитывать не будем. В этом случае смещения центра давления (рис. 2) величина X_c определяется по формуле:

$$X_c = \frac{\sum N_k \cdot X_k}{N}. \quad (9)$$

Подставляя в уравнение (9) моменты реакций почвы из выражений (5) – (8) и заменяя N величиной P , получим после преобразований:

$$X_c = \frac{A \cdot q_n + B \cdot \xi \cdot q}{P}, \quad (10)$$

где A и B – параметры, характеризующие размеры гусеничного движителя, м³.

ξ – коэффициент неравномерности распределения давления, определяемый по формуле:

$$\xi = \frac{q_3 - q_n}{q}, \quad (11)$$

где q – среднее давление под опорными каретками гусеничного движителя.

При этом равномерному распределению давления под передней и задней опорными каретками будет соответство-

вать значение коэффициента неравномерности $\xi = 0$.

Выразим величину давления в зоне передней и задней опорных кареток движителя в зависимости от смещения центра тяжести. Для чего рассмотрим схему сил, действующих на гусеничный движитель.

Учитывая, что при установившемся режиме движения $X_c = l_n - l$, из уравнения (10) получим:

$$q_n = \frac{P \cdot (l_n - l) - B \cdot \xi \cdot q}{A} \quad (12)$$

$$q_3 = \frac{P \cdot (l_n - l) - q \cdot \xi \cdot (B - A)}{A} \quad (13)$$

Выразим величину коэффициента ξ через параметры движителя. Из конструктивной схемы движителя (рис. 3) следует, что вес движителя на почву передается через опорные каретки и направляющее колесо.

Для упрощения принимаем, что вес движителя передается только через опорные каретки ($Q_H = 0$). Максимальная погрешность в определении нагрузки Q_H , как показали расчёты, составляет менее 2%, что вполне допустимо.

В этом случае величины нагрузки на переднюю и заднюю опорные каретки соответственно будут равны:

$$Q_n = \frac{l_0 - l}{l_0} \cdot P$$

$$Q_3 = \frac{l}{l_0} \cdot P$$

где l_0 – расстояние между шарнирами опорных кареток.

Пренебрегая величиной нагрузки на направляющее колесо, условно перенесем её в точку приложения нагрузки Q_n . Отсюда и эпюра давления под направляющим колесом должна быть отнесена в зону действия передней опорной каретки с таким условием, чтобы эпюра давления на дополнительной длине L_1 по величине соответствовала давлению под передней опорной кареткой (q_n).

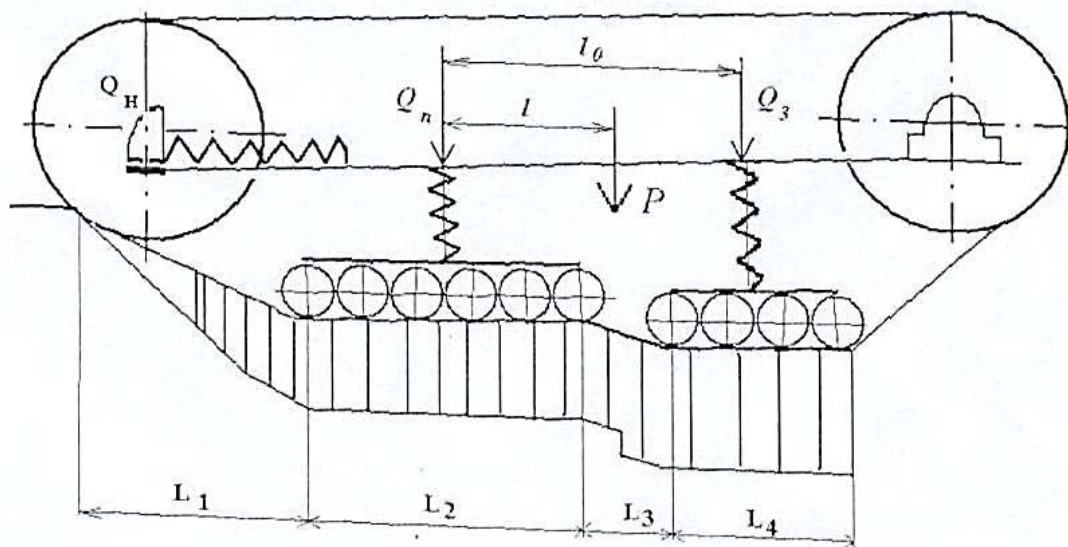


Рис. 3. Схема распределения нагрузок между опорными каретками

Этому условию удовлетворяет не вся дополнительная длина L_1 вследствие погружения движителя, а её часть $L_1/2$ (рис.3), на длине которой воспринимается давление такое же, как и под всеми опорными катками передней каретки. На участке L_3 примем ступенчатое распределение давления с величиной q_n и q_3 .

Исходя из принятых допущений, длина гусеничной ленты, передающая нагрузку Q_n , будет равна:

$$L_n = L_1/2 + L_2 + L_3/2, \quad (14)$$

а длина, передающая нагрузку Q_3 :

$$L_3 = L_3/2 + L_4 \quad (15)$$

Разделив выражение Q_n на выражение (14), а Q_3 на выражение (15), получим:

$$q_n = \frac{P \cdot (l_0 - l)}{2 \cdot b \cdot (L_1/2 + L_3/2 + L_2) \cdot l_0};$$

$$q_3 = \frac{P \cdot l}{2 \cdot b \cdot (L_3/2 + L_4) \cdot l_0}. \quad (16)$$

Соответственно давление под обеими каретками:

$$q = \frac{P}{2 \cdot b \cdot (L_1/2 + L_2 + L_3 + L_4)} \quad (17)$$

Подставляя значение давлений в выражение (11) и обозначая $L_0 = L_2 + L_3 + L_4$,

после преобразования получим:

$$\xi = \frac{\left[l \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_0 \right) - l_0 \cdot \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \right] \cdot \left(\frac{L_1}{2} + L_0 \right)}{l_0 \cdot \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \cdot \left(\frac{L_1 + L_3}{2} + L_2 \right)} \quad (18)$$

Длина опорной поверхности направляющего участка [8] в зависимости от глубины колеи при её изменении в пределах $0 < h \leq h_0$ мм равна:

$$L_1 = 4,5 \cdot h \quad (19)$$

При изменении глубины колеи в пределах $h_0 < h \leq h_{max}$:

$$L_1 = 478 + \sqrt{754(h - 115) + (h - 115)^2}, \quad (20)$$

где h_0 – глубина погружения, равная высоте наклонного прямолинейного участка;
 h_{max} – максимально возможная глубина погружения, равная клиренсу машины.

Окончательное выражение для определения коэффициента ξ равно:

$$\xi = \frac{\left[l \cdot \left(\frac{f(h)}{2} + L_0 \right) - l_0 \cdot \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \right] \cdot \left(\frac{f(h)}{2} + L_0 \right)}{l_0 \cdot \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right) \cdot \left(\frac{f(h) + L_3}{2} + L_2 \right)} \quad (21)$$

где $f(h)$ – длина опорной поверхности направляющего участка в зависимости от h , определяемая по формулам (19) и (20).

Из выражения (21) следует, что коэффициент неравномерности распределения давления между опорными карет-

ками изменяется в зависимости от положения центра тяжести li глубины погружения h двигателя.

В таблице 1 приведены значения коэффициента ξ для различных значений глубины колеи при постоянном положении центра тяжести $l = 620$ мм. Анализ

таблицы показывает, что при изменении глубины колеи до 300 мм коэффициент ξ изменяется от 0 до 0,228 при постоянном положении центра тяжести комбайна.

Таблица 1

h	0	20	50	100	124	150	200	250	300
$L_1/2$	0	5	12,5	22,5	276	318	358	385	401
ξ	0	0,029	0,0685	0,133	0,161	0,184	0,206	0,22	0,228

Уравнение (3) с учетом значений q_n по формуле (12) и с учетом изменения коэффициента неравномерности распределения давления ξ по формуле (21), позволяет сделать вывод, что функция $P_f = f(l)$ имеет сложную зависимость и изменяется по закону, близкому к параболе. Решение её на экстремум дает величину оптимального смещения центра тяжести, при котором обеспечивается минимальное сопротивление движению:

$$l_{opt} = \frac{l_0 \cdot \left(\frac{L_3}{2} + L_4 \right)}{\left(\frac{f(h)}{2} + L_0 \right)} \quad (22)$$

Из формулы (22) следует, что с увеличением глубины колеи l_{opt} уменьшается, так как длина наклонного опорного участка гусеницы $L_1 = f(h)$ возрастает, что соответствует смещению центра давления в сторону передней каретки или схеме нагружения, приведенной на рисунке 1.

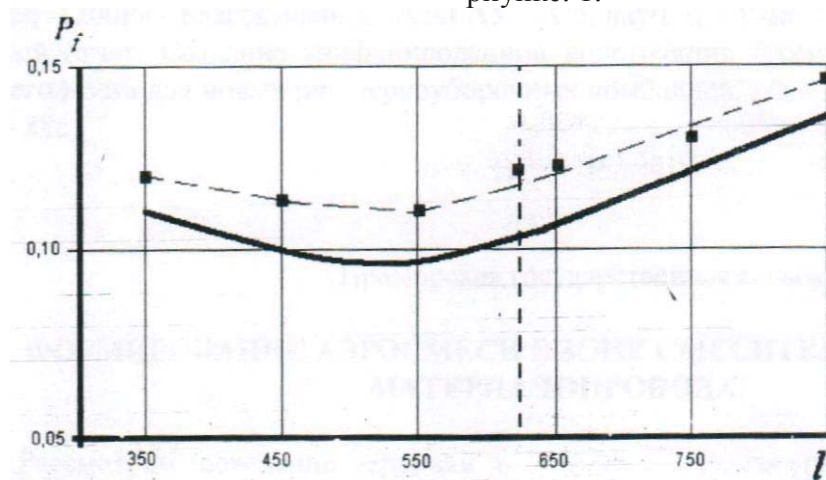


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления движению от положения центра тяжести относительно шарнира передней каретки

Исследования влияния распределения давления по длине опорной поверхности при различных положениях центра тяжести на проходимость осуществлялись путем экспериментального определения коэффициентов сопротивления движению.

Почвенные условия характеризовались следующими данными: средняя влажность почвы $W=68,4\%$, средний коэффициент объемного смятия почвы $S=19 \text{ кН/м}^3$. Фон – стерня пшеницы.

Исследования проводились при предварительном натяжении гусениц $T=13,5 \text{ кН}$, скорости движения $V=0,32$

м/с. Вес, приходящийся на движитель (гусеничную ходовую тележку) равнялся $P=183 \text{ кН}$.

На рисунке 4 приведены расчетные данные и экспериментальные значения коэффициентов сопротивления движению. Сплошной линией показан характер изменения коэффициента f , полученный расчетным путем. Точками обозначены средние значения экспериментальных коэффициентов по результатам ряда опытов, а пунктирная линия отражает характер изменения экспериментальных значений.

Сравнение теоретических и экспериментальных значений исследуемых величин показывает на удовлетворительную их сходимость. Отклонения при определении коэффициентов сопротивления движению в среднем составили 10,3%.

Как показали дальнейшие исследования [9], расхождения теоретических и экспериментальных значений, в основном, объясняются тем, что в расчетных формулах учитывался только эксплуатационный вес P_3 , приходящийся на опор-

ную поверхность движителя. Действительная же нормальная нагрузка определяется по формуле:

$$P = P_3 \pm a_c. \quad (23)$$

По результатам испытаний комбайнов [10] на серийной гусеничной ходовой системе среднеквадратические значения низкочастотных ускорений остова a_c при движении по стерне кормовых трав составляли более $1,21 \text{ м/с}^2$. Следовательно, в приведенных расчетах действительный вес необходимо учитывать по выражению:

$$P = P_3 \cdot \left(1 + \frac{a_c}{g} \right). \quad (24)$$

В этом случае теоретические расчеты будут более обоснованными.

Таким образом, разработанные аналитические зависимости для расчета сил сопротивления движению могут быть использованы для инженерных расчетов, связанных с эксплуатацией, усовершенствованием исследуемого движителя и конструированием подобного типа движителей.

Библиографический список

1. Емельянов, А.М. Гусеничные зерно- и кормоуборочные комбайны. Основы теории и конструктивно-технологические устройства / А.М. Емельянов, И.В. Бумбар, М.В. Канделя, В.Н. Рябченко, Е.М. Шпилев. – Благовещенск: ДальГАУ, 2013. – 318 с.
2. Воронин, В.А. Исследование распределения удельного давления по длине опорной поверхности гусеничного движителя самоходных уборочно-транспортных машин: Дис. канд. техн. наук. – Москва, 1966. – 195 с.
3. Опейко, Ф.А. Наивыгоднейшее распределение давления на грунт при различных положениях центра давления у гусеничного трактора / Ф.А. Опейко // Вопросы земледельческой механики. – Минск, 1962. – Т.8. – С. 169-188.
4. Васильев, А.В. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства / А.В. Васильев [и др.] – Москва: Машиностроение, 1969. – 192 с.
5. Порошков, В.А. Влияние положения центра тяжести болотного трактора на его проходимость и тяговые качества / В.А. Порошков // Вопросы земледельческой механики. – Минск, 1960. – Т.3. – 402с.
6. Гуськов, В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов / В.В. Гуськов. – Москва: Машиностроение, 1966. – 196 с.
7. Львов, Е. Д. Теория трактора / Е.Д. Львов. – Москва: Машгиз, 1960. – 252 с.
8. Рябченко, В.Н. Исследование влияния удельного давления на проходимость гусеничного движителя уборочно-транспортных машин: Дис. канд. техн. наук / В.Н. Рябченко. – Москва, 1972. – 150 с.
9. Рябченко, В.Н. Динамика нормальных нагрузок на почву гусеничных движителей комбайна «Енисей-1200Р» / В.Н. Рябченко // Механизация и электрификация технологических процессов в сельскохозяйственном производстве: сб. науч. тр. ДальГАУ. – Благовещенск: ДальГАУ, 2005. – Вып. 11. – С. 206-211.
10. Шельцын, Н.А. Испытания, оценка эффективности применения ходовых систем с резиноармированными гусеницами в комбайнах / Н.А. Шельцын, М.П. Скуратовский, М.И. Ляско, В.Л. Парфенов, М.В. Канделя // Ходовые системы сельскохозяйственных тракторов: Труды НАТИ. – Москва: НАТИ, 1991. – С. 3-26.

Reference

1. Emel'yanov, A.M. Gusenichnye zerno- i kormoborochnye kombainy. Osnovy teorii i konstruktivno-tekhnologicheskie ustroystva (Caterpillar Grain-and Forage Harvesters. Fundamentals of Theory and Design and Technological Devices), A.M. Emel'yanov, I.V. Bumbar, M.V. Kandelya, V.N. Ryabchenko, E.M. Shpilev, Blagoveshchensk, Dal'GAU, 2013, 318 p.
2. Voronin, V.A. Issledovanie raspredeleniya udel'nogo davleniya po dline opornoj poverkhnosti gusenichnogo dvizhitelya samokhodnykh uborochno-transportnykh mashin (Study of the Distribution of Specific Pressure Along the Length of the Support Surface of the Crawler Propulsion of Self-Propelled Harvesting and Transport Machines), Dis. kand. tekhn. nauk, Moskva, 1966, 195 p.
3. Opeiko, F.A. Naivygodneishee raspredelenie davleniya na grunt pri razlichnykh polozheniyakh tsentra davleniya u gusenichnogo traktora (The Most Advantageous Distribution of Pressure on the Ground at Different Positions of the Pressure Center at the Caterpillar Tractor), Voprosy zemledel'cheskoi mekhaniki, Minsk, 1962, T.8, PP. 169-188.
4. Basil'ev, A.V. Vliyanie konstruktivnykh parametrov gusenichnogo traktora na ego tyagovo-stsepnnye svoystva (Influence of Design Parameters of the Crawler Tractor on its Traction Properties), A.V. Vasil'ev [i dr.], Moskva, Mashinostroenie, 1969, 192 p.
5. Poroshkov, V.A. Vliyanie polozheniya tsentra tyazhesti bolotnogo traktora na ego prokhdimost' i tyagovye kachestva (The Influence of the Position of the Center of Gravity of the Swamp Tractor on its Permeability and Traction Quality), V.A. Poroshkov, Voprosy zemledel'cheskoi mekhaniki, Minsk, 1960, T.3, 402 p.
6. Gus'kov, V.V. Optimal'nye parametry sel'skokhozyaistvennykh traktorov (Optimal Parameters of Agricultural Tractors), Moskva, Mashinostroenie, 1966, 196 p.
7. L'vov, E. D. Teoriya traktora (The Theory of the Tractor), Moskva, Mashgiz, 1960, 252 p.
8. Ryabchenko, V.N. Issledovanie vliyaniya udel'nogo davleniya na prokhdimost' gusenichnogo dvizhitelya uborochno-transportnykh mashin (Research of Influence of Specific Pressure on Patency of the Caterpillar Engine of Harvesters), Dis. kand. tekhn. nauk V.N. Ryabchenko, Moskva, 1972, 150 p.
9. Ryabchenko, V.N. Dinamika normal'nykh nagruzok na pochvu gusenichnykh dvizhitelei kombaina «Enisei-1200R» (The Dynamics of the Normal Load on the Soil Tracked Propulsion of the Combine Harvester «Yenisei-1200R»), V.N. Ryabchenko, Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya tekhnologicheskikh protsessov v sel'skokhozyaistvennom proizvodstve, sb. nauch. tr. Dal'GAU, Blagoveshchensk, Dal'GAU, 2005, Vyp. 11, PP. 206-211.
10. Shel'tsyn, N.A. Isjktlybqpytaniya, otsenka effektivnosti primeneniya khodovykh sistem s rezinoarmirovannymi gusenitsami v kombainakh (Tests, Assessment of Efficiency of Application of Undercarriage with Rubber Reinforced Tracks Combines), N.A. Shchel'tsyn, M.P. Skuratovskii, M.I. Lyasko, V.L. Parfenov, M.V. Kandelya, Khodovye sistemy sel'skokhozyaistvennykh traktorov: Trudy NATI, Moskva, NATI, 1991, PP. 3-26.