

METHOD OF DEFINITION OF NORMAL LOADINGS ON WHEELS STATICALLY INDEFINABLE RUNNING SYSTEM OF THE AGRICULTURAL MACHINE ON THE DEFORMABLE BASIS

Summary

In article the developed method of definition of normal loadings on wheels statically is stated indefinable running system of the agricultural machine at movement on a microprofile of the deformable.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК ПО КОЛЕСАМ СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ОСНОВАНИИ

Резюме

В статье изложен алгоритм определения нормальных нагрузок на колеса статически неопределимой ходовой системы сельскохозяйственной машины при движении по микропрофилю деформируемого основания.

1. Введение

Проходимость колесных сельскохозяйственных машин по деформируемым грунтовым поверхностям обеспечивается применением широкопрофильных шин большой размерности, а также комплектацией ходовой системы сдвоенными шинами. За счет этого достигаются также низкие средние и максимальные давления на опорное основание, малые глубины оставляемой колеи и малые силы сопротивления качению колес. Деформационные характеристики таких шин позволяют обойтись без поддрессоривания колес, а для низкоскоростных технологических машин - использовать статически неопределимые ходовые системы, что значительно упрощает и удешевляет конструкцию такой машины. В случае сдваивания колес, например колес трактора, который имеет изначально статически определимую ходовую систему, каждый мост в отдельности становится статически неопределимым. Перечисленные особенности современных ходовых систем сельскохозяйственных машин затрудняют точное определение действительных сил в пятнах контактов шин с опорной поверхностью, при исследовании тяговой динамики таких машин, особенно в случае движения по неровностям деформируемой грунтовой поверхности. Поэтому весьма актуальна разработка метода аналитического определения действительных нормальных нагрузок на колеса, оборудованные пневматическими шинами, в составе статически неопределимых ходовых систем сельскохозяйственных машин.

Тягово-сцепные свойства сельскохозяйственной машины во многом определяются нормальными к опорной поверхности нагрузками на колеса. Распределение этих нагрузок зависит от ряда факторов: конструктивно-компоновочной схемы ходовой системы; массо-геометрических параметров: положения центра масс, моментов инерции относительно осей поперечных и продольно-угловых колебаний; жесткостных характеристик и геометрических параметров шин;

деформационных характеристик и характеристик микропрофилей опорной поверхности по траекториям движения колес разных бортов и мостов машины; режима движения машины; влияния рабочих орудий, агрегатируемых с машиной, при их рабочем и транспортном положении.

Рост энергонасыщенности и грузоподъемности для грузонесущих сельскохозяйственных машин приводит к тому, что значительно возрастают рабочие скорости, инерционность приводимых масс трансмиссий и активных рабочих органов, возрастают объемы и массы рабочего тела, находящегося внутри технологической машины, растет общая масса технологического оборудования. Все эти причины приводят к увеличению динамики перераспределения нормальных нагрузок по колесам машины.

Цель данной статьи состоит в разработке метода определения нормальных реакций в опорах колес сельскохозяйственной машины со статически неопределимой ходовой системой на грунтовой поверхности с неровностями.

2. Алгоритм определения нормальных нагрузок на колеса

Изучение распределения нагрузок целесообразно выполнять отдельно для случаев:

- 1) статического положения машины;
- 2) движения с установившейся скоростью по гладкой поверхности и по неровностям реального поля;
- 3) трогания с места и разгона машины до установившейся скорости.

Для изложения сути метода достаточно рассмотреть статическое положение машины. Соответствующая расчетная динамическая система машины со статически неопределимой ходовой системой приведена на рисунке 1.

В связи с тем, что ходовая система рассматриваемой машины является статически неопределимой, то при четырех колесных опорах в дополнение к уравнениям

статического равновесия составляют уравнение совместности деформации опор, считая, что корпусной блок машины не деформируется. В случае пяти и более опор составляют несколько подобных уравнений. Тогда такое уравнение должно представлять собой уравнение плоскости, проходящей через заданные четыре точки, то есть через центры пятен контактов шин с грунтом. Подробнее рассмотрим расчетную схему. Схема является обобщенной и распространяется также на случай одного моста машины со сдвоенными колесами, при этом значение величины L_M равно нулю.

При различной величине колес переднего и заднего мостов машины схема соответствует приведенной на рисунке 1. При этом точки А, В, С, D на схеме конструктивно всегда находятся в одной плоскости, а деформации всех локальных подсистем «шина-грунт» связаны друг с другом так, что реакции R_A, R_B, R_C, R_D уравновешивают вес машины.

Примем допущение о том, что деформационные характеристики почвы под всеми колесами одинаковы и не зависят от микропрофиля поверхности поля по колее каждого из колес.

Запишем уравнения равновесия в принятой системе координат:

$$\begin{cases} \sum Z=0: G_M - R_A - R_B - R_C - R_D = 0; \\ \sum M_{Ox} = 0: R_B \cdot l_M + R_C \cdot l_M - G_M \cdot (L_M - a_{\text{ош}}) = 0; \\ \sum Z=0: R_A \cdot \frac{B_{\text{д}} - B_{\text{л}}}{2} + R_B \cdot \left(\frac{B_{\text{д}} - B_{\text{л}}}{2} + B_{\text{л}} \right) + R_C \cdot B_{\text{л}} - G_M \cdot Y_{\text{ош}} = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Выражения для координат центра масс машины получены на основе схемы (рисунок 2) при транспортном положении навесного оборудования.

$$\begin{aligned} X_C &= \frac{G_K \cdot X_K + G_H \cdot X_H + G_{ГР} \cdot X_{ГР}}{G_K + G_H + G_{ГР}}; \\ Y_C &= \frac{G_K \cdot Y_K + G_H \cdot Y_H + G_{ГР} \cdot Y_{ГР}}{G_K + G_H + G_{ГР}}; \\ Z_C &= \frac{G_K \cdot Z_K + G_H \cdot Z_H + G_{ГР} \cdot Z_{ГР}}{G_K + G_H + G_{ГР}}. \end{aligned} \quad (2)$$

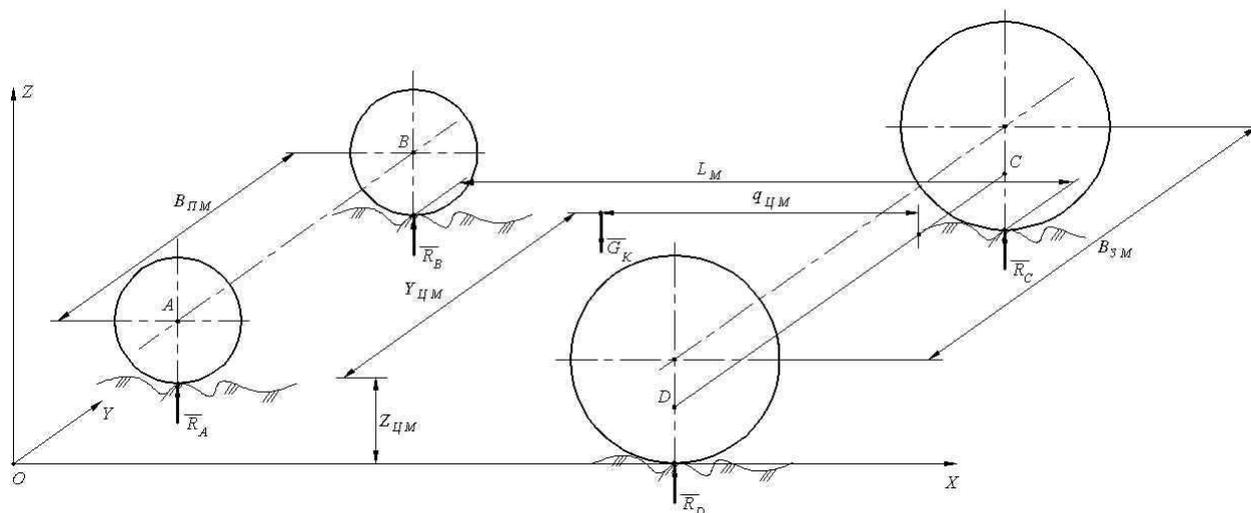


Рисунок 1 – Расчетная схема статически неопределимой ходовой системы

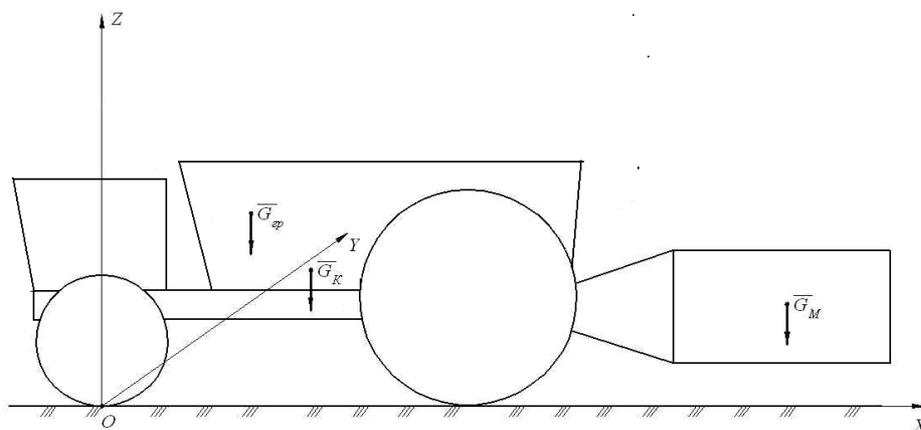


Рисунок 2 – Схема для определения координат центра масс машины

При учете осадки шины и грунта действительные координаты, например точки А, в принятой системе координат определяются из выражения:

$$Z_A = Z_A^* - (\xi_C - \xi_A) - \frac{R_A}{e_{npA}}$$

где ξ_A, ξ_C - ординаты профиля поля под колесами А...С.

Составим уравнения совместной деформации пятен контактов шин машины с грунтом.

Из чертежа машины при вывешенных колесах (точечном касании колес грунта) замеряем координаты точек в принятой системе координат (X_A^*, Y_A^*, Z_A^*) и т.д. Затем машину поставим на опорную поверхность, при этом истинное значение координат Z_i уменьшится

на величины, соответственно $\Delta_i = R_i / C_{npi}$, где $C_{i \delta i}$ - приведенная жесткость i-ой опоры в виде системы шина-грунт (см. рисунок 3), и станут равными:

$$Z_A = \left(Z_A^* - \frac{R_A}{C_{npA}} \right); Z_B = \left(Z_B^* - \frac{R_B}{C_{npB}} \right);$$

$$Z_C = \left(Z_C^* - \frac{R_C}{C_{npC}} \right); Z_D = \left(Z_D^* - \frac{R_D}{C_{npD}} \right).$$

Тогда дополнительное уравнение примет вид:

$$\begin{vmatrix} X - X_D & Y - Y_D & Z - Z_D \\ X_C - X_D & Y_C - Y_D & Z_C - Z_D \\ X_B - X_C & Y_B - Y_C & Z_B - Z_C \end{vmatrix} = 0, \quad (3)$$

а так как координаты (X, Y, Z) относятся к точке А, то введем обозначения:

$$X_A - X_D = a; Y_A - Y_D = b; X_C - X_D = c; Y_C - Y_D = d;$$

$$X_B - X_C = \varepsilon; Y_B - Y_C = f.$$

При допущении о малых отклонениях от вертикального перемещения точек А, В, С, D при нагружении машины массой технологического груза введенные обозначения являются константами, тогда уравнение (3) примет вид:

$$\begin{vmatrix} a & b & (Z_A^* - e_{npA} \cdot R_A) - (Z_D^* - e_{npD} \cdot R_D) \\ c & d & (Z_C^* - e_{npC} \cdot R_C) - (Z_D^* - e_{npD} \cdot R_D) \\ \varepsilon & f & (Z_B^* - e_{npB} \cdot R_B) - (Z_C^* - e_{npC} \cdot R_C) \end{vmatrix} = 0. \quad (4)$$

Если «ставить» машину на неровный микропрофиль, то в выражении (4) следует учесть разницу между уровнем профиля поля под каждым колесом по сравнению с наиболее высокой точкой. Например, высоты микропрофиля под колесами $\xi_A, \xi_B, \xi_C, \xi_D$ и $\xi_A > \xi_B > \xi_C > \xi_D$ тогда выражения примут вид:

$$Z_A = \left[Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) - \frac{R_A}{C_{npA}} \right] = \left[Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) - e_{npA} \cdot R_A \right];$$

$$Z_B = \left[Z_B^* - (\xi_{C_0} - \xi_B) - e_{npB} \cdot R_B \right];$$

$$Z_C = \left[Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C \right] = \left[Z_C^* - e_{npC} \cdot R_C \right];$$

$$Z_D = \left[Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D \right];$$

где ξ_{C_0} - назовем опорной ординатой.

При движении по случайным микропрофилям соотношения между высотами все время будут меняться, поэтому, рассматривая распределения нагрузок в опорах, на каждом шаге вычислений необходимо вначале определить максимальную ординату из ординат микропрофиля, над которыми находятся колеса, а затем, приняв ее в качестве опорной $\xi_{C_0} = \xi_i$, рассчитывать распределение нагрузок.

Раскроем определитель (4) с учетом выражений (5) по правилу Саррюса:

$$\begin{vmatrix} a & b & (Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) - e_{npA} \cdot R_A) - (Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D) \\ c & d & (Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C) - (Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D) \\ \varepsilon & f & (Z_B^* - (\xi_{C_0} - \xi_B) - e_{npB} \cdot R_B) - (Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C) \end{vmatrix} = 0. \quad (6)$$

$$a \cdot d \cdot \left\{ (Z_B^* - (\xi_{C_0} - \xi_B) - e_{npB} \cdot R_B) - (Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C) \right\} +$$

$$+ b \cdot \varepsilon \cdot \left\{ (Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C) - (Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D) \right\} +$$

$$+ c \cdot f \cdot \left\{ (Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) - e_{npA} \cdot R_A) - (Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D) \right\} -$$

$$- \varepsilon \cdot d \cdot \left\{ (Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) - e_{npA} \cdot R_A) - (Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D) \right\} -$$

$$- b \cdot c \cdot \left\{ (Z_B^* - (\xi_{C_0} - \xi_B) - e_{npB} \cdot R_B) - (Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C) \right\} -$$

$$- a \cdot f \cdot \left\{ (Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) - e_{npC} \cdot R_C) - (Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) - e_{npD} \cdot R_D) \right\} = 0. \quad (7)$$

Введем обозначение и сведем уравнение (7) к виду:

$$R_A = A_B \cdot R_B + A_C \cdot R_C + A_D \cdot R_D + Q; \quad \text{или}$$

$$-R_A + A_B \cdot R_B + A_C \cdot R_C + A_D \cdot R_D = -Q; \quad (8)$$

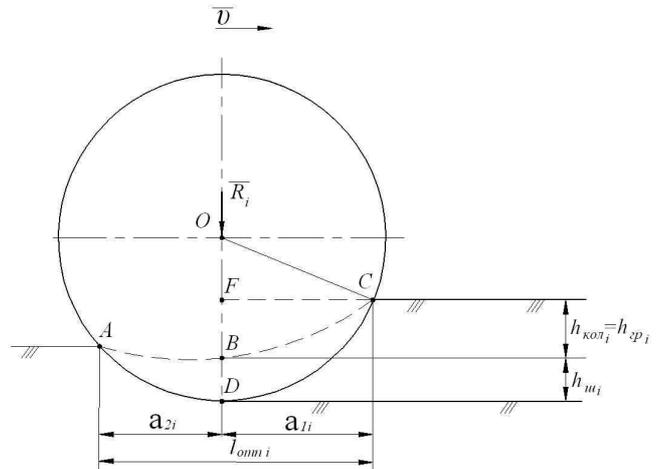


Рисунок 3 – Схема деформации шины и грунта под колесом

Приведенная податливость опоры $e_{npi} = \frac{C_{wi} + C_{zpi}}{C_{wi} \cdot C_{zpi}}$, а

жесткость $C_{npi} = \frac{1}{e_{npi}} = \frac{C_{wi} \cdot C_{zpi}}{C_{wi} + C_{zpi}}$, тогда суммарное

перемещение колеса при опоре O^*O равно $h_{koli} + h_{wi}$:

$$(h_{koli} + h_{wi}) = \frac{R_i}{C_{npi}} = R_i \cdot e_{npi} = R_i \cdot \frac{C_{wi} + C_{zpi}}{C_{wi} \cdot C_{zpi}}, \quad \text{причем}$$

делится на части эта деформация между шиной и грунтом обратно пропорционально своим жесткостям:

$$h_{кол i} = \frac{C_{эпи}}{C_{ши} \cdot C_{эпи}} \cdot R_i; \quad h_{ши} = \frac{C_{ши}}{C_{ши} \cdot C_{эпи}} \cdot R_i \text{ или}$$

$$h_{кол i} = \frac{R_i}{C_{ши}}; \quad h_{ши} = \frac{R_i}{C_{эпи}};$$

Определим a_1 и a_2 из геометрических соображений (рисунок 3):

$$BD = h_{ши}; \quad BF = h_{кол i}; \quad OA = \frac{D_{ши}}{2} = OD; \quad \text{тогда}$$

$$a_2 = AB = \sqrt{\left(\frac{D_{ши}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{ши}}{2} - h_{ши}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\frac{D_{ши}^2}{4} - \frac{D_{ши}^2}{4} - D_{ши} \cdot h_{ши} + h_{ши}^2} = \sqrt{R_i^2 - D_{ши} \cdot \frac{R_i}{C_{эпи}}};$$

$$a_1 = \sqrt{\frac{D_{ши}^2}{4} - \left(\frac{D_{ши}}{2} - h_{ши} - h_{эпи}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\frac{D_{ши}^2}{4} - \left[\frac{D_{ши}^2}{4} - R_i^2 \cdot \frac{(C_{ши} + C_{эпи})^2}{C_{ши}^2 \cdot C_{эпи}^2} + D_{ши} \cdot R_i \cdot \frac{(C_{ши} + C_{эпи})}{C_{ши} \cdot C_{эпи}}\right]} =$$

$$= \sqrt{D_{ши} \cdot R_i \cdot \frac{(C_{ши} + C_{эпи})}{C_{ши} \cdot C_{эпи}} - R_i^2 \cdot \frac{(C_{ши} + C_{эпи})^2}{C_{ши}^2 \cdot C_{эпи}^2}}.$$

Считаем, что в первом приближении, ширина следа в грунте после прохода каждого колеса равна ширине профиля шины. Приведенный диаметр колеса равен

Выражение (8) можно преобразовать следующим образом.

$$a \cdot d \cdot \left\{ \left[Z_B^* - (\xi_{C_0} - \xi_B) \right] - \left[Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) \right] \right\} - R_B \cdot a \cdot d \cdot e_{npB} + R_C \cdot a \cdot d \cdot e_{npC} +$$

$$+ b \cdot \varepsilon \cdot \left\{ \left[Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) \right] - \left[Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) \right] \right\} - R_C \cdot b \cdot \varepsilon \cdot e_{npC} + R_D \cdot b \cdot \varepsilon \cdot e_{npD} +$$

$$+ c \cdot f \cdot \left\{ \left[Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) \right] - \left[Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) \right] \right\} - R_A \cdot c \cdot f \cdot e_{npA} + R_D \cdot c \cdot f \cdot e_{npD} -$$

$$- \varepsilon \cdot d \cdot \left\{ \left[Z_A^* - (\xi_{C_0} - \xi_A) \right] - \left[Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) \right] \right\} + R_A \cdot \varepsilon \cdot d \cdot e_{npA} - R_D \cdot \varepsilon \cdot d \cdot e_{npD} -$$

$$- b \cdot c \cdot \left\{ \left[Z_B^* - (\xi_{C_0} - \xi_B) \right] - \left[Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) \right] \right\} + R_B \cdot b \cdot c \cdot e_{npB} - R_C \cdot b \cdot c \cdot e_{npC} -$$

$$- a \cdot f \cdot \left\{ \left[Z_C^* - (\xi_{C_0} - \xi_C) \right] - \left[Z_D^* - (\xi_{C_0} - \xi_D) \right] \right\} + R_C \cdot a \cdot f \cdot e_{npC} - R_D \cdot a \cdot f \cdot e_{npD} = 0.$$

$\underbrace{\hspace{15em}}_q$ - Обозначение величин, входящих в фигурные скобки.

Выразим из уравнения (9) величину R_A , введя обозначение:

$$R_A = \frac{1}{c \cdot f \cdot e_{i\delta A} - \varepsilon \cdot d \cdot e_{i\delta A}} \cdot \left\{ R_B \cdot (b \cdot c - a \cdot d) \cdot e_{i\delta B} + \right.$$

$$+ R_C \cdot [(a \cdot d + a \cdot f) - (b \cdot \varepsilon + b \cdot c)] \cdot e_{i\delta C} +$$

$$\left. + R_D \cdot [(b \cdot \varepsilon + c \cdot f) - (\varepsilon \cdot d + a \cdot f)] \cdot e_{i\delta D} + q \right\}.$$

Обозначим также:

$$A_B = \frac{(b \cdot c - a \cdot d) \cdot e_{npB}}{(c \cdot f - \varepsilon \cdot d) \cdot e_{npA}}; \quad A_C = \frac{[a \cdot (d + f) - b \cdot (\varepsilon + c)] \cdot e_{npC}}{(c \cdot f - \varepsilon \cdot d) \cdot e_{npA}};$$

$$A_D = \frac{[(b \cdot \varepsilon + c \cdot f) - (\varepsilon \cdot d + a \cdot f)] \cdot e_{npD}}{(c \cdot f - \varepsilon \cdot d) \cdot e_{npA}}. \quad (10)$$

$$D_{\Pi i} = D_i \cdot \left(1 + \frac{h_{ши}}{h_{кол i}} \right), \quad D_i - \text{диаметр свободного колеса};$$

q_{0i} – несущая способность почвы;

$h_{ши i}$ – деформация шины i -ого колеса;

$h_{кол i}$ – полное погружение i -ого колеса в почву;

$$\alpha_i = \frac{h_{yi}}{h_{кол i}} - \text{коэффициент упругости почвы};$$

$$h_{yi} = \sqrt{\frac{9 \cdot R_i^2 \cdot \alpha_i^3}{B_i^2 \cdot D_{\Pi i} \cdot \left(1 + \alpha_i^2 \right)^2 \cdot K_i^2}}, \quad - \text{величина обратимой}$$

деформации для почв, обладающих заметными упругими свойствами;

$$h_{i\text{ост}} = \sqrt{\frac{9 \cdot R_i^2 \cdot (1 - \alpha_i)^3}{B_i^2 \cdot D_{\Pi i} \cdot \left(1 + \alpha_i^2 \right)^2 \cdot K_i^2}}, \quad - \text{остаточная глубина}$$

колеи;

K_i – коэффициент объемного смятия почвы, который принимается из справочных данных;

α_i – принимают из опытных данных.

При $\alpha_i = 0$ выражение для $h_{кол i}$ совпадает с формулами, приведенными в работах [1-3], $h_{ши i}$ определяется по формулам, приведенным в работе [2].

$$Q = \frac{q}{(c \cdot f - \varepsilon \cdot d) \cdot e_{npA}} \quad (11)$$

Величины A_B, A_C, A_D, Q на каждом шаге счета - константы, определяемые размерами машины, ординатами микропрофиля и жесткостными характеристиками шин и грунта под колесами.

Решая совместно систему уравнений (1) и уравнение (8), определим неизвестные значения R_A, R_B, R_C, R_D .

В связи с отсутствием данных о закономерностях изменения микропрофилей поверхности движения комбайна под разными колесами, определим допустимую разность ординат микропрофилей под колесами по критерию среднего давления шины на грунт и допустимой деформации грунта.

Для машинного решения полученные уравнения (3) и (10) приведем к стандартному виду:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot R_1 + a_{12} \cdot R_2 + a_{13} \cdot R_3 + a_{14} \cdot R_4 = b_1; \\ a_{21} \cdot R_1 + a_{22} \cdot R_2 + a_{23} \cdot R_3 + a_{24} \cdot R_4 = b_2; \\ a_{31} \cdot R_1 + a_{32} \cdot R_2 + a_{33} \cdot R_3 + a_{34} \cdot R_4 = b_3; \\ a_{41} \cdot R_1 + a_{42} \cdot R_2 + a_{43} \cdot R_3 + a_{44} \cdot R_4 = b_4; \end{cases} \quad (12)$$

здесь $R_1 = R_A; R_2 = R_B; R_3 = R_C; R_4 = R_D$, тогда из системы уравнений (1):

$$\begin{cases} -1 \cdot R_1 - 1 \cdot R_2 - 1 \cdot R_3 - 1 \cdot R_4 = -G_M; \\ 0 \cdot R_1 + 0 \cdot R_2 + L_M \cdot R_3 + L_M \cdot R_4 = G_M \cdot (L_M - a_{ЦМ}); \\ \frac{B_{3М} - B_{ПМ}}{2} \cdot R_1 + \frac{B_{3М} + B_{ПМ}}{2} \cdot R_2 + B_{3М} \cdot R_3 + 0 \cdot R_4 = G_M \cdot Y_{ЦМ}; \\ -1 \cdot R_1 + A_B \cdot R_2 + A_C \cdot R_3 + A_D \cdot R_4 = -Q, \end{cases} \quad (13)$$

где

$$\begin{aligned} a_{11} &= -1; a_{12} = -1; a_{13} = -1; a_{14} = -1; b_1 = -G_M; \\ a_{21} &= 0; a_{22} = 0; a_{23} = L_M; a_{24} = L_M; b_2 = G_M \cdot (L_M - a_{ЦМ}); \\ a_{31} &= \frac{B_{3М} - B_{ПМ}}{2}; a_{32} = \frac{B_{3М} + B_{ПМ}}{2}; a_{33} = B_{3М}; a_{34} = 0; b_3 = G_M \cdot a_{ЦМ}; \\ a_{41} &= -1; a_{42} = A_B; a_{43} = A_C; a_{44} = A_D; b_4 = -Q. \end{aligned} \quad (14)$$

Все коэффициенты в системе уравнений (12) при неизвестных являются константами, вычисляемыми на каждом шаге расчетов.

3. Апробирование разработанной методики

В качестве расчетного примера работоспособности изложенного алгоритма метода на рисунке 4 приведены результаты расчетов (в программном приложении символьной математики) перераспределения нагрузок по колесам сельскохозяйственной машины со статически неопределимой ходовой системой при движении по неровностям поля.

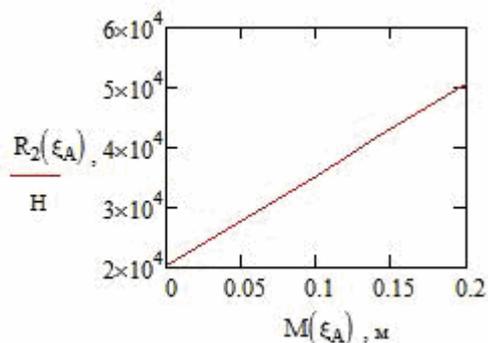
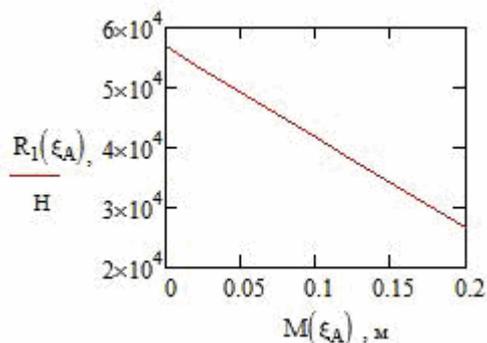
Исследование распределения нагрузок по колесам в процессе движения машины по случайным микропрофилям связано с необходимостью задания высот неровностей поля под каждым колесом. В связи с отсутствием таких данных расчеты проводились для оценки влияния изменения ординаты микропрофиля под одним из колес в некотором диапазоне, при неизменных значениях высот-ординат микропрофиля по следам других колес.

Результаты расчетов приведены на рисунке 4 в виде листинга расчета в программном приложении MathCAD.

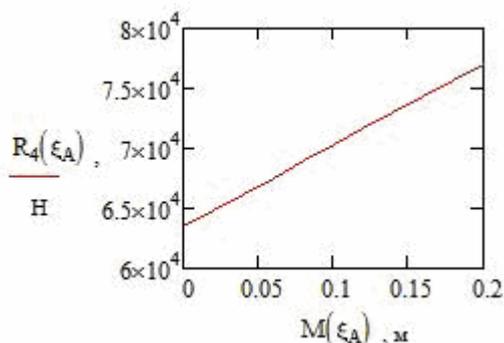
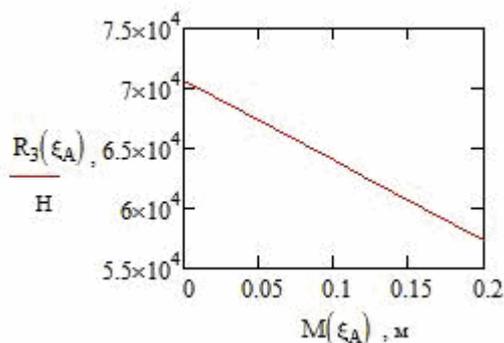
Из полученных графиков следует, что диапазон изменения нагрузок в пределах изменения глубины

неровности поля под одним колес в диапазоне 0-0,2 м составляет до 15 кН для колес заднего моста и до 30 кН для колес переднего моста. В соответствии с принятыми условиями расчета графики на рисунке 4а и 4б соответствуют случаю нахождения переднего правого колеса машины в углублении поверхности движения в сравнении с положением остальных колес.

Результаты расчетов также показывают, что увеличение разности ординат микропрофиля под одним из колес $M(\zeta_A)$ от 0 до 0,2 м приводит к линейному изменению нагрузки на диагонально расположенное колесо другого моста. В случае движения машины с порожней грузовой платформой при разности ординат $M(\zeta_A) > 0,15$ м происходит почти полная разгрузка заднего колеса от вертикальной нагрузки. Нагрузки на колеса, расположенные на одном мосту или по одному борту с исследуемым колесом изменяются также линейно. Причем различие нагрузок на колеса в зависимости от положения навесного рабочего оборудования и массы груза в грузовой платформе может достигать 2,5 раз.



а)



б)

Рисунок 4а, б - Графики зависимостей вертикальных нагрузок на колеса машины со статически неопределимой ходовой системой: а) - передний мост; б) - задний мост

Проведенные расчеты подтвердили возможность значительного эксплуатационного перераспределения вертикальных нагрузок на колеса машины со статически неопределимой ходовой системой

Изменение нормальных нагрузок на мосты сельскохозяйственной машины из-за навешенного оборудования, изменение давления воздуха в шинах и их комплектации приводят к перераспределению крутящих моментов в разветвленном приводе к ведущим колесам. Все это сказывается на показателях эффективности работы двигателя машины. Случайный характер возмущений со стороны деформируемой опорной поверхности на двигатель и рабочие органы машины вносят свой существенный вклад в динамику движения агрегата и его эксплуатационные показатели.

4. Заключение

Таким образом, разработан алгоритм и программное приложение расчета реакций в опорах машины со статически неопределимой ходовой системой при движении по гладкой и неровной грунтовой поверхностям.

Разработанный методический подход и программное приложение удобны для проведения анализа динамики сельскохозяйственной машины. На основании такого анализа возможно решение многих практических задач, например, задачи обоснованного выбора параметров ходовой системы, анализа перераспределения нагрузок на неровностях опорной поверхности, тяговых и сцепных свойств машины, выбора навесного оборудования и параметров агрегатирования по принятым критериям развития данного вида машин.

5. Литература

- [1] Tractors: theory/ Guskov V.V., Velev N.N., Atamanov J.E. and other: M.: Engineering, 1988.- 376 p.
- [2] Kuzmitski A.V., Tanas W.: Ground stress modeling. TEKA Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Lublin 2008/ T. VIII, p. 135-140.
- [3] Tajanowskij G., Kalina A., Tanas W.: Mathematical model of a harvest combine for reception fuel chips from fast-growing plants// Teka commission of motorization and power industry in agriculture./Polish Academy of sciences branch in Lublin/ Volume VIII, Lublin, 2008, page 267-276.