

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ХОДОВЫХ КОЛЕС КАРТОФЕЛЕ УБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Юлдашев Акмалжон

*Ассистент, Андижанский институт сельского хозяйства и агротехнологий, Андижон,
Узбекистан*

ARTICLE INFO.

Ключевые слова:

Движение колеса, вертикальной нагрузке, действующей на колесо, пропорциональная нагрузке, давление.

Аннотация

Теория перекачивания ведомых колес получила значительное развитие однако в литературе встречаются существенные допущения в описании существа качения ведомых колес по деформируемому основанию. В некоторых работах не учитываются силы трения действующие на обод колеса и дуригий, которые значительны при большой колее. Наиболее часто описывается качения колеса с помощью коэффициента качения μ , который обычно представляют как величину скещения вертикальной реакции основания на колесо..

<http://www.gospodarkainnowacje.pl/> © 2022 LWAB.

Величина этого коэффициента определяется из опыта и значение этой величины позволяет определенной мере рассчитать движение колеса. Другой характеристикой, применяемой для оценки перекачивания колес, является коэффициент сопротивления качению представляющий собой отношение силы тяги (приложенной к центру колеса), необходимой для перекачивания колеса, к центру колеса необходимой для перекачивания колеса, к вертикальной нагрузке на колесо

Связь между величинами μ и C как известно определяется следующей зависимостью

$$\mu = C \cdot r \quad (2)$$

где, r - радиус колеса

Подставив в уравнение (2) значение C из уравнения (1) получая равенство моментов от силы движущей P и нагрузка Q действующей на колесо.

Приведенные зависимости хотя позволяют рассчитать движение колеса, однако не раскрывают существа взаимодействия колеса с основанием (почвой).

Рассматривая взаимодействие колеса с почвой. Академик В.П.Горячкин указывал, что положение о том, что сила тяги для перекачивания колеса, пропорциональная нагрузке на

колеса и обратно пропорционально радиусу колеса на точно. Он указывал, что зависимость это гораздо сложнее.

Формула Горячкина – Грануане определяющая силы на перекачивании колеса, как известно вид

$$P=0,86^3 \sqrt{\frac{Q^4}{R*B*D^4}} \quad (3).$$

где; К-объёмный коэффициент смятия почвы (даН/см) зависящий от состояния почвы обусловливаемого влажностью, составом почвы и прочими факторами. Таким образом формула (3) позволяет определить влияние «К» на тяговое сопротивление колеса, при данных Q, B, и D

При анализе ходовой части картофелеуборочного комбайна при работе наряду с использованием формулы (3) было проведено теоретическое исследование сопротивления перекачиванию колеса при равномерном его перекачивании в соответствии с расчетной схемой колеса, показанной на рис 1 Где приняты следующие обозначения;

Q- нагрузка на колёса;

P- тяговые усилия;

T- Сила сцепления колеса с основанием

h- гулубина колеса в см

V- отличие от работ(1,2) посвященных данному вопросу ,нами была принята расчетная схема (см рис 1) в которой учитывалось не только нормальное движение ,но и силы трения ,действующие на обод колеса от почвы.

Эти силы учитываются на схеме (см рис 1) векторами

dF и T

Рассмотрим бесконечно малый элемент поверхности обода колеса, ограниченный углом dG и шириной колеса. В очевидно, что на этот элемент поверхности будет действовать нормальное давление dN и сила трения dF.

Силы dF вызываются тем, что в случае ,если мгновенным центром скоростей находится в точке P_v каждая точка обода колеса, движется не перпендикулярно к хорде соединяющей точки обода с мгновенным центром P_v что и показано для точки A рис -2. Разложив скорость V_A точки A на нормальную V_Aⁿ и касательную V_A^r составляющие по отношению к ободу колеса. Устанавливаем что сила трения dF действующая на обод колеса направлена против вращения колеса.

Величина силы трения dF определяется в зависимости от глубины колес h так как точки обода колеса могут проскальзывать или не проскальзывать относительно почвы. Если мгновенный центр скорости колеса находится в точке P_v то высота колес h при котором по всей поверхности контакт обода колеса с почвой не будет проскальзывания относительно почвы равна.

$$h \leq \frac{D*f}{1+f^2} \quad (4)$$

где; D-диаметр колёса:

V- в этом случае сила трения dF определяется по выражению

f- коэффициент трения скольжения обода колеса почву

$$dF= dN*tg \frac{\alpha}{2} \quad (5)$$

так как $\alpha = \frac{Q}{2}^\circ$

α - угол между dN и равнодействующей dR определяющей силу трения dF

Для точек обода ,расположенных выше ,чем величина h определяемая по выражению (4) сила трения dF равна.

$$dF=dN*\operatorname{tg} \alpha =dN*f \quad (6)$$

где; f -коэффициент трения обода колеса по почве.

α - угол трения обода колеса по почве

Анализ выражения (4) показывает, что при значениях коэффициента трения $f=0.5-0.7$ величина $h=0.4-0.66$. $\alpha=53^\circ -70^\circ$

Следовательно,учитывая что обычно глубина колеи ходовых колес комбайна меньше чем $0,5г$ примем значение dF по уравнению (5) .

Определим глубину колеи h в зависимости от нагрузки на колесо Q .

Для того спроектируем силы приложенные к колесу на ось, тогда получим

$$\sum y=Q + \int_0^{\theta_{max}} (dN * \cos \theta + dF) \quad (7)$$

Где- $dN=q*dS$ в котором;

q – удельное нормальное давление почвы на колесо в точке A в $гН/см$

dS -бесконечно малый элемент поверхности обода колеса в точке A

$$dS=d\alpha*r*B$$

где B - ширина плоского обода колеса, в $см$.

Изменение удельного давления q ободу колеса примем по закону косинуса т.е. если в точке p колеса (см рис.1) действует максимальное удельное давление q_{max} то в точке A оно будет определяться уравнением

$$q = q_{max} \cos(\theta - \theta_0) \approx q_{max} * \cos \theta \quad (8)$$

В свою очередь величина q_{max} зависит от глубины колеи h .т.е. также зависит от угла θ . Эта зависимость определяется уравнением.

$$q_{max} =k*r(\cos \theta_0 - \cos \theta_{max}) \approx K*r(1-\cos \theta_{max}) \quad (9)$$

Где k -коэффициент объемного смятия почвы в $гН/см$

Уравнение (8)получено из условия линейной зависимости сопротивления почвы смятию от глубины колеи h .т.е.если

$$q_{max} =K*h.$$

Эта зависимость принимается наиболее часто. Таким образом, принимая во внимание уравнение (8)и (9) элементарное нормальное давление dN определится уравнением.

$$dN=K*B*r^2(1-\cos \theta_{max})*\cos \theta-d\theta. \quad (10).$$

Подставив значение dN и dF из уравнений (5) и(10) в выражение (7) получим.

$$Q= K*B*r^2(1-\cos \theta_{max})*\int_0^{\theta_{max}} \cos \theta*d\theta$$

После интегрирования постановка пределов интегрирования получим .

$$Q= K*B*r^2(1-\cos \theta_{max})*\sin \theta_{max} \quad (11)$$

Заменив угол через глубину колеи h получим

$$Q = K * V * h * \sqrt{2 * r * h - h^2} \quad (12)$$

Уравнение (12) определяет глубину колеи h в зависимости от состояния почвы, характеризуемой величиной «к» при данных Q и V .

Рассмотрим уравнение моментов всех сил, действующих на колесо относительно его центра. Взяв сумму моментов всех сил относительно его центра колеса установим, что на обод колеса кроме сил dF должны еще действовать силы, которые уравновешивают момент сил dF

Не зная распределения этих сил по ободу примем что в уравнении моментов относительно центра колеса силы dF уравновешиваются силой T , которую назовем силой сцепления.

Очевидно что момент силы сцепления T равен сумме моментов сил трения dF относительно центра колеса, откуда следует

$$T = \int_0^{Q_{max}} dF = \int_0^{Q_{max}} dN * tg \frac{\theta}{2}$$

Подставив значение dN из уравнение (10) и заменив на

$$\frac{1 - \cos \theta}{\sin \theta}$$

После преобразований получим

$$T = K * V * r * h \left(\frac{h}{r} + l_n \frac{22-h}{2r} \right) \quad (13)$$

Для определения тягового сопротивления колеса P спроектируем силы, приложенные к колесу на ось X тогда получим:

$$\sum X - P - T - \int_0^{Q_{max}} (dh \sin \theta - dF \cos \theta) \quad (14)$$

Подставив значение dF и T из уравнений (5) (10) и (13) после интегрирования и подстановки пределов интегрирования от нуля до Q_{max} получим

$$P = K * V * r^2 * 2 * (1 - \cos \theta_{max})^2 = 2 * K * V * h^2 \quad (15)$$

На рис.3 показаны изменение величины тягового сопротивления P , определенное по уравнению (15) с учетом уравнения (12).

Из этого графика видно, что тяговое сопротивление почвы смятию.

Сравнение этих графиков показывает, что при замене ходовых колес комбайна на ходовые колеса увеличенного диаметра типа задних колес трактора «Беларус», можно значительно уменьшить тяговое сопротивление ходовых колес и существенно улучшить агрегатирование картофелеуборочного комбайна.

Литература

1. Летошнев.М.Н Сельхозмашины Гозсельхозгаз М-Л
2. Гуськов.В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов .М
3. Чудаков.Е.А. Качение колеса ДАН.
4. Махороблидзе Р М., Исследование основных закономерностей процессе деформации и разрушения корневых клубнеплодов ударной нагрузкой. Дис....канд. техн. наук.-Минск.1965.
5. Мельников.С.Б и др .Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л:Колос, 1980, 168с.
6. Мешкунов.В А . Совершенствование элеватора картофелеубор

7. Мосин М, Толопилов В. Механические повреждения клубней. Каптофель и овощи. 1967, №1
8. Настенко П.И. Исследования технологических процессов уборки картофеля и разработка конструктивных параметров картофелуборочных машин. канд. техн. Наук.-Киев. 1961 263с.
9. Непомнящий Е.А. Кинетика сепарирования зерновых смесей. -М.: Колос-1982, 175с
10. ОСТ 0.8.5-85 Машины для уборки и послеуборочной обработки картофеля. Москва, 1985, -92с