

$$M_H = M_{TH} - M_{ГТМ} = (\epsilon_M - (C_{fM} + C_{вМ} S_{OM})) \frac{\Delta p V_{OM}}{2\pi}.$$

При работе гидромашины в режиме насоса:

$$Q_H = Q_{TH} - Q_{УМ} = (\epsilon_H + \frac{C_{УH}}{S_{OH}}) V_{OH} n_H$$

$$M_H = M_{TH} - M_{ГТМ} = (\epsilon_H + C_{fH} + C_{вH} S_{OH}) \frac{\Delta p V_{OH}}{2\pi}.$$

Литература:

1. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / Прокофьев В.Н. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объёмные гидро- и пневмомашинны и передачи / Андреев А.Ф. [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 311 с.

УДК 629.114

## ВЫВОД ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЁТА СИЛЫ ТЯГИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЗАКОНАХ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ КОЛЕСА НА ПОЧВУ

*Адась Владимир Андреевич*

*Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Атаманов Ю.Е.*

*(Белорусский национальный технический университет)*

В данной работе проведен вывод формул для расчета касательной силы тяги при различных распределениях ведущего колеса на почву, а также сравнение результатов этих формул с целью дальнейшего использования в проектировочных расчетах тракторов.

В условиях интенсификации сельскохозяйственного производства одним из определяющих требований к сельскохозяйственной технике является повышение ее производительности. Однако при этом происходит усложнение машин, расширение

функциональных возможностей, что связано с увеличением их массы. Это вызывает повышение механического воздействия ходовых систем на почву. Последнее приводит к увеличению уплотнения почвы и другим негативным последствиям, снижающим ее плодородие и урожайность сельскохозяйственных культур.

Уменьшение воздействия движителей машин на почву для различных условий требует обоснования пределов давлений и буксования движителей. С точки зрения повышения урожайности сельскохозяйственных культур необходимо снижать не только уплотнение почвы, но и уплотняемую площадь. Неравномерность плотности почвы обуславливает различное тяговое сопротивление агрегата на длине гона, приводит к увеличению затрат энергии при пахоте, культивации и других операциях.

Создание современных энергонасыщенных тракторов и дальнейшее развитие отечественного тракторостроения потребовали развития отдельных вопросов теории, особенно в области взаимодействия движителя с грунтом, устойчивости и управляемости, плавности хода трактора, комфорта водителя и тягово-динамического расчета.

Общая касательная сила тяги состоит из двух составляющих: касательной силы тяги необходимой для преодоления сдвига грунта и касательной силы тяги возникающей при срезе грунтовых кирпичей боковыми гранями грунтозацепа:

$$F_k = F_{k.cd} + F_{k.sp} = b \int_0^L f_{ск} p_x \left( 1 + \frac{f_{np}}{ch \frac{\delta x}{k_\tau}} \right) th \frac{\delta x}{k_\tau} dx + 2\tau_{cp} h_z \frac{L}{t_z}, \quad (1)$$

где  $b$  – ширина грунтозацепа колеса;  $f_{ск}$  – коэффициент трения скольжения;  $p_x$  – закон распределения давления ве-

дущего колеса на почву;  $f_{np}$  – приведенный коэффициент трения;  $\delta x$  – деформация грунтозацепа на расстоянии  $x$  от начала зацепления;  $k_\tau$  – коэффициент деформации;  $\tau_{cp}$  – модуль среза;  $h_r$  – высота грунтозацепа;  $L$  – длина площади контакта;  $t_r$  – шаг грунтозацепа;  $dx$  – элементарная площадка опорной поверхности колеса.

Формула (1) справедлива для любого закона распределения давления ведущего колеса на почву. В частности в учебнике «Тракторы. Теория» под редакцией В.В. Гуськова принят равномерный закон, что не полностью отражает действительное распределение давлений в пятне контакта шины с почвой. Нами предложен эллиптический закон распределения давления колеса на почву:

$$p_x = p_{\max} \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{(0,5L)^2}}, \quad p_{\max} = \frac{2 \cdot G}{0,5 \cdot \pi \cdot L}, \quad (2)$$

где  $G$  – сила тяжести трактора.

Подставляя в (1) закон распределения давления (2) мы сталкиваемся с проблемой: интеграл в явном виде получить невозможно. Преобразовав интеграл к двойному и взяв пределы от  $-L/2$  до  $L/2$  получим значение касательной силы тяги необходимой для преодоления сдвига грунта:

$$F_{к.сд.} = G \cdot b \cdot f_{ск.} \int_0^L \left( 1 + \frac{f_{np.}}{ch \frac{\delta \cdot x}{k_\tau}} \right) \cdot th \frac{\delta \cdot x}{k_\tau} dx.$$

Интегрируя и учитывая касательную силу тяги возникающую при срезе грунтовых кирпичей боковыми гранями грунтозацепа получим конечную формулу для расчета кас-

тельной силы тяги при эллиптическом законе распределения давления ведущего колеса на почву:

$$F_k = F_{k.cd} + F_{k.cp} = \frac{b \cdot f_{ck} \cdot k_\tau \cdot G}{\delta} \left[ \ln ch \frac{\delta L}{k_\tau} - f_{np} \left( \frac{1}{ch \frac{\delta L}{k_\tau}} - 1 \right) \right] + 2\tau_{cp} h_2 \frac{L}{t_2}. \quad (3)$$

Результаты расчетов по зависимости (3) позволяют сделать следующие выводы.

1. Касательная сила тяги зависит от параметров двигателя, распределения давления по длине опорной ветви буксования и физико-механических свойств грунта;

2. При создании современных энергонасыщенных тракторов и дальнейшем развитии отечественного тракторостроения требуется рассчитывать более точно все характеристики двигателя в нашем случае касательную силу тяги учитывая действительный закон распределения давления колеса на почву. Так по результатам расчетов значения касательных сил тяги при различных законах и малых значениях коэффициента деформации почти равные, однако с увеличением коэффициента деформации значения начинают различаться в 2-3 раза;

3. Эллиптический закон распределения давления колеса на почву дает более точное значение касательной силы тяги по сравнению с равномерным распределением давления;