

момент сдвига материальной точки для начала колебания. Примером использования математического маятника является колебательный контур – при резонансе в контуре возникают колебания электрического тока с частотой, амплитудой и фазовым сдвигом

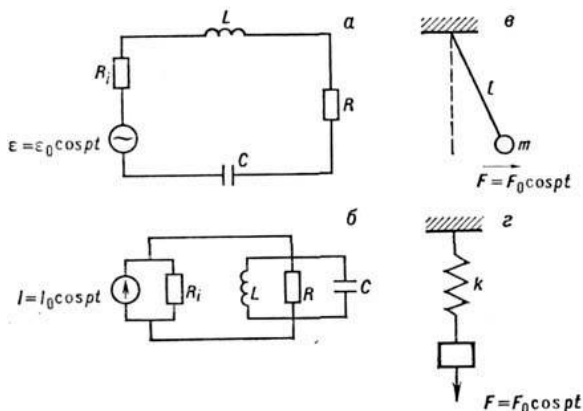


Рисунок 2 - Колебательные системы с одной степенью свободы: последовательный (а) и параллельный (б) колебательные контуры, математический маятник (в) и упругий осциллятор (г)

### Список использованных источников

1. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Статика, кинематика, динамика: учебник для вузов / А.А. Яблонский, В.А. Никифорова. – 15-е изд., стер. – М.: Кнорус 2010. – 608 с.

УДК 631.431

## ТЯГОВЫЙ КПД КАК КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИНО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Студент – Шутко А.С. группа 14пп, 3 курс

Руководитель: ст. преподаватель Шкляревич В.А.

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

Тяговый КПД и его составляющие могут быть представлены функциями многих переменных (параметров машины), таких

как мощность  $N_e$ , развиваемая двигателем, масса машины  $m_m$ , наружный диаметр шины колеса, ширина шины колес, площадь контакта шины колеса с почвой, давление воздуха в шине  $p_w$ , скорость движения машины, тяговое усилие на крюке  $F_{кр}$ , т.е.

$$\eta_{тяг} = f(N_e, m_m, d_{шн}, b_{ш}, A_{кп}, p_w, \vartheta, F_{кр}).$$

Из теории трактора [1] известно, что тяговый КПД в зависимости от тягового усилия на крюке  $F_{кр}$  имеет один максимум, т.е. для каждого типоразмера трактора имеется оптимальное крюковое усилие, при котором он развивает оптимальные тягово-сцепные качества и экономичность. При проектировании трактора перед конструкторами, как правило, стоит две задачи: при заданных тяговом классе (тяговое усилие на крюке) и скоростном режиме (диапазон скоростей для выполнения технологической операции) необходимо определить его оптимальные конструктивные параметры, соответствующие принятым условиям; при заданных конструктивных параметрах проектируемого трактора необходимо определить диапазон крюковых нагрузок, при котором будет обеспечен его максимальный тяговый КПД.

Тяговый КПД можно принять в качестве основного критерия оптимизации и совершенства ходовых систем мобильной сельскохозяйственной техники, который для случая равномерного установившегося движения по горизонтальной поверхности определяется по формуле [2]:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \cdot \eta_r \cdot \eta_\delta \cdot \eta_f = \eta_{тр} \cdot \eta_r (1 - \delta) \left( 1 - \frac{F_f}{F_k} \right), \quad (1)$$

где  $\eta_{тр}$  – механический КПД, учитывающий потери энергии при передаче мощности в трансмиссии;

$\eta_r$  – КПД, учитывающий потери мощности в ходовом аппарате;

$\eta_\delta$  – КПД, учитывающий потери мощности на буксование движителей;

$\eta_f$  – КПД, учитывающий потери мощности на сопротивление движению;

$\delta$  – буксование движителя;

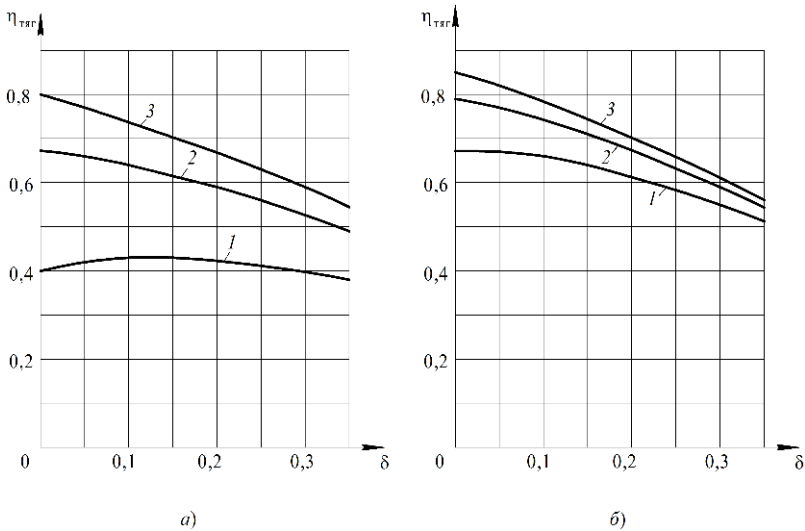
$F_f$  – сила сопротивления качению, Н;

$F_k$  – касательная сила тяги, Н.

Мощность  $N_e$ , развиваемая двигателем мобильной сельскохозяйственной машины, передается через трансмиссию на движитель и преобразуется в касательную силу тяги  $F_k$  машины. Проходимость, то есть тягово-сцепные свойства машины, тем выше, чем больше касательная сила тяги  $F_k$ , которую способен развить её движитель, и чем меньше сила сопротивления качению  $F_f$  машины.

Произведение составляющих тягового КПД  $\eta_{тр} \cdot \eta_r$  оценивает совершенство конструкции трансмиссии и ходовой системы, а произведение  $\eta_\delta \cdot \eta_f$  – проходимость и совершенство тягово-сцепных свойств машины. И если первые две составляющие тягового КПД имеют определенные и близкие по величине значения, то  $\eta_\delta$  и  $\eta_f$  изменяются в широких пределах и зависят от режимов работы, конструктивных параметров сельскохозяйственной машины, а также физико-механических свойств почвы. Поэтому наибольшее влияние на общий тяговый КПД оказывают именно  $\eta_\delta$  и  $\eta_f$ , которые определяются процессом взаимодействия движителя с его опорной поверхностью – почвой.

В качестве примера согласно зависимости (1) определим значения тягового КПД при заданном буксовании  $\delta$  для единичных и сдвоенных задних колесных движителей трактора «Беларус 80» со стандартными типоразмерами шин – 15,5R38 на различных почвенных агрофонах и построим их графические зависимости (рисунок 1).



*а* – *единичный движитель*; *б* – *сдвоенный движитель*; *1* – *рыхлая почва*;  
*2* – *почва средней плотности*; *3* – *почва высокой плотности*

Рисунок 1. – Зависимость тягового КПД колесного движителя трактора «Беларус 80» с шиной 15,5R38 от буксования

Из рисунка 1 видно, что тяговый КПД сдвоенных задних колесных движителей трактора «Беларус 80» со стандартными типоразмерами шин 15,5R38 на различных почвенных агрофонах выше тягового КПД единичных колесных движителей того же трактора.

### **Список использованных источников**

1. Гуськов, А.В. Оптимизация потребительских свойств и параметров колесных тракторов семейства «Беларус»: монография / А.В. Гуськов. – Могилев: Бел.-Рос. ун-т, 2008. – 210 с.
2. Орда, А.Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов: дис. ... д-ра техн. наук: 05. 20. 03 / А. Н. Орда; Белорусский аграрный технический университет. – Минск, 1997. – 269 с.