

Потери за час простоя техники определяем, как в среднем за год, так и за отдельный напряженный период (посевной, уборочный). В последнем случае учитываем виды работ, выполняемые в этот период.

Проведенные расчеты по разработанной методике показали, что размер потерь зависит главным образом от структуры посевных площадей, выполняемых работ, сроков их проведения и производительности агрегатов. Дальнейшее повышение урожайности культур, рост энергонасыщенности тракторов и производительности агрегатов ведут к увеличению стоимости часа простоя техники. Поэтому в период интенсификации сельскохозяйственного производства борьба с простоями, вызванными техническими и организационными причинами, приобретает особенно важное значение. Наряду с совершенствованием конструкции тракторов, комбайнов, повышением их надежности необходимы меры технологического и организационного характера.

#### Литература

1. Непарко Т.А. Повышение эффективности производства картофеля обоснованием рациональной структуры и состава применяемых комплексов машин. Автореф. канд. дисс., Минск, 2004.
2. Геометрическое программирование и техническое проектирование: К.Зенер. – М.: Мир, 1973.
3. Непарко Т.А., Новиков А.В., Прищепчик М.В.. Оценка потерь от простоев агрегатов // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции. – Минск : БГАТУ, 2016. – С. 194-196.
3. Непарко Т.А., Новиков А.В., Жданко Д.А., Жебрун В.И. Простои агрегатов: оценка и пути снижения // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции. – Минск : БГАТУ, 2017. – С. 453-457.

УДК 631.372

### **ОБОСНОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ТРАКТОРОВ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ РАБОТ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ**

**Непарко Т.А.**, к.т.н., доцент, **Жебрун В.И.**

БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Эффективность эксплуатации тракторов во многом зависит от оптимального режима их работы, при котором достигаются максимальная теоретическая производительность и минимальный расход топлива на единицу объема выполненной работы (гектарный расход топлива). При этом первостепенное значение имеют методы определения таких значений тягового усилия  $P_{T_0}$  и скорости движения  $v_0$ , при которых достигаются максимальные значения тягового КПД  $\eta_T$  и тяговой мощности  $N_T$ . Значения  $P_{T_0}$  и  $v_0$  могут быть определены графически по тяговой характеристике, построенной для данного трактора в конкретных условиях его работы. Недостаток этого метода состоит в том, что его нельзя применять для условий, отличающихся от тех, которым соответствует тяговая характеристика. Целесообразен расчетный метод определения  $P_{T_0}$  и  $v_0$ , позволяющий находить эти величины для любых условий работы трактора.

Из анализа потенциальной тяговой характеристики трактора следует, что  $\eta_T$  максимален, если суммарные потери мощности на качение и буксование минимальны [1], т.е.

$$\eta_{xc} = \eta_f \eta_\delta = \max,$$

где  $\eta_{xc}$  – КПД ходовой части системы;  $\eta_f$ ,  $\eta_\delta$  – КПД, учитывающие потери мощности соответственно на качение и буксование, или

$$\eta_{xc} = \frac{P_{T_0}}{P_{T_0} + fG} (1 - \delta) = \max,$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $G$  – вес трактора, кН;  $\delta$  – коэффициент буксования.

Экспериментальные данные об изменении  $f$  колесных тракторов Беларус 800/820 от  $P_T$  показывают, что если  $P_T$  соответствуют максимальному тяговому КПД, то величина  $f$  изменяется незначительно. Поэтому для получения аналитической зависимости значений  $f$  и  $\delta$  от  $P_T$  можно предположить, что  $f$  не зависит от  $P_T$ . Удовлетворительная сходимость с экспериментальными данными для расчета коэффициента буксования получена по формуле:

$$\delta = ap + bp^2,$$

где  $a, b$  – постоянные коэффициенты;  $p$  – постоянный параметр,  $p = \frac{P_T}{\lambda \mu G}$ ;  $\lambda$  – коэффициент, учитывающий нагрузку на ведущие колеса;  $\mu$  – коэффициент сцепления.

Функция, исследуемая на максимум, имеет вид:

$$\eta_{\text{кс}} = \frac{P_T}{P_T + fG} \left( 1 - \frac{aP_T}{\lambda \mu G} - \frac{bP_T^2}{\lambda^2 \mu^2 G^2} \right).$$

Из этого следует, что тяговое усилие равно:

$$P_{T_0} = \left\{ \begin{aligned} & \left[ (C + AB/3 - 2A^3/27)/2 + \right. \\ & \left. + \left[ (C + AB/3 - 2A^2/27)^2/4 - (A^2/3 - B)^3/27 \right]^{1/2} \right\} - A/3, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $A = G(a\lambda\mu + 3bf)/2b$ ;  $B = af\lambda\mu G^2/b$ ;  $C = f\lambda^2\mu^2 G^3/2b$ .

Расчет тягового усилия  $P'_{T_0}$ , соответствующего допустимому по агротехническим требованиям коэффициенту буксования  $[\delta]$ , произведем по формуле

$$P'_{T_0} = [a\lambda\mu G/2b] \left( \sqrt{1 + 4b[\delta]a^2} - 1 \right).$$

Если определено  $P_{T_0}$ , то для расчета  $v_0$  можно воспользоваться известной формулой

$$N_n = \frac{(P_{T_0} + fG)v_0}{3,6\eta_{\text{тр}}\chi_s}, \quad (2)$$

где  $N_n$  – номинальная мощность двигателя, кВт;  $\eta_{\text{тр}}$  – КПД трансмиссии;  $\chi_s$  – коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя.

Полученная из формулы (2) скорость  $v_0$  – расчетная, т.е. теоретическая (без учета буксования), соответствующая номинальной частоте вращения коленчатого вала. Так как в технической характеристике трактора приведены значения расчетных скоростей на всех передачах, то по  $v_0$  можно выбрать оптимальную передачу.

Расчетные значения получены по формуле (1) при следующих исходных данных:  $a = b = 0,13$ ;  $\lambda = 0,655$  для трактора Беларус 800 и  $\lambda = 0,623$  для трактора Беларус 820;  $\mu = 0,6$ ;  $f = 0,09$ . О степени соответствия расчетных значений  $P_{T_0}$  экспериментальным данным можно судить по тяговому усилию  $P_{T_0}$  в условиях испытаний на стерне:

– расчетное  $P_{T_0}$ : 8,88 кН, 13,49 кН (Беларус 800 без балласта); 17,27 кН (Беларус 820 с балластом);

– экспериментальное  $P_{T_0}$ : 8,85 кН, 13,40 кН (Беларус 800 без балласта); 17,75 кН (Беларус 820 с балластом).

Значительный практический интерес представляет вопрос о влиянии на  $P_{T_0}$  и  $\delta_0$  при максимальном тяговом КПД различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Одновременное увеличение  $P_{T_0}$  и уменьшение  $\delta_0$  достигается повышением коэффициентов  $\lambda$  и  $\mu$ . К такому же результату приводит совершенствование ходовых систем с целью улучшения

сцепления, что соответствует уменьшению коэффициентов  $a$  и  $b$  (для колесных тракторов  $a = b = 0,13$ ). Увеличение веса трактора приводит к возрастанию  $P_{т_0}$  при неизменном  $\delta_0$ .

Приведенные методы позволяют находить параметры оптимального режима работы трактора и определять пути их совершенствования.

#### Литература

1. Эксплуатация сельскохозяйственной техники: Справочные материалы / А.В. Новиков [и др.]. Ч. 1. – Мн.: Государственное учреждение «Учебно-методический центр Минсельхозпрода», 2008. – 107 с.
2. Непарко Т.А. Повышение эффективности производства картофеля обоснованием рациональной структуры и состава применяемых комплексов машин. Автореф. канд. дисс., Минск, 2004.
3. Непарко Т.А., Жебрун В.И. Повышение эффективности эксплуатации энергетических средств // Сборник научных статей Международной научно-практической конференции. – Минск : БГАТУ, 2017. – С. 437-440.

УДК 631.354.2.076

### **ПОВЫШЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ СОЛОМОТРЯСА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА** **Носко В.В.<sup>1</sup>, Праженик Д.С.<sup>1</sup>, Танась Войцех<sup>2</sup>**, д.т.н., профессор <sup>1</sup>БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь <sup>2</sup>Университет естественных наук в Люблине, г. Люблин, Польша

Пропускная способность существующих зерноуборочных комбайнов ограничивается производительностью молотильно-сепарирующего устройства, а также эффективностью работы воздушно-решетной очистки и соломотряса. Так по данным машинно-испытательных станций до 20% всего рабочего времени зерноуборочные комбайны простаивают из-за забивания и поломок рабочих органов [1]. Поэтому исследования, связанные с разработкой и обоснованием рациональных параметров активатора зернового вороха для повышения эффективности выделения зерна на стадии очистки, обеспечивающее повышение производительности и качественных показателей технологического процесса, являются актуальными и имеют важное народнохозяйственное значение.

Наиболее широко распространенным видом соломотрясов стал клавишный. Его рабочим органом является клавиша, представляющая собой металлический короб с каскадами и жалюзийным нерегулируемым решетом на поверхности. Зерно, прошедшее через отверстия решета, попадает па днище клавиши и скользит по нему к началу верхнего решета очистки комбайна.

При сложных условиях уборки (повышенная засоренность посевов, высокая влажность) происходят постоянные забивания внутренней полости клавиши грубым ворохом. Это является сдерживающим фактором производительности комбайнов в реальных условиях уборки [2]. Для очистки внутренней полости клавиши от вороха применяются различные устройства, среди которых перспективными являются ременные активаторы (рисунок 1).

Разработанные ременные активаторы 4 прикрепляются болтовым соединением на днище клавиши соломотряса 1 (рисунок 2).

При работе соломотряса клавиши 1 совершают круговые движения определяемые радиусом кривошипа приводного вала. Прикрепленный к клавишам ременной активатор 4 также совершает колебательные движения.

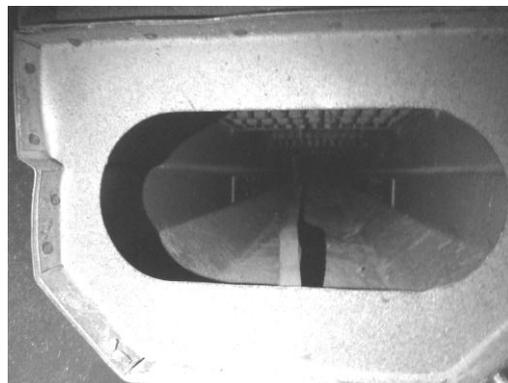


Рисунок 1 – Ременной активатор