

**Арютов Б.А.**, доктор технических наук, профессор;  
**Малыгина Н.Н.**, кандидат технических наук, доцент;  
**Пасин А.В.**, доктор технических наук, профессор;  
**Алтынова Ю. А.**

*Федеральное государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования «Нижегородская  
государственная сельскохозяйственная академия»,  
г. Нижний Новгород, Российская федерация*

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ЗУБЧАТЫХ ПАР**

***Аннотация.** Решению задачи повышения эффективности механизированных производственных процессов способствует снижение потерь мощности в передаточных механизмах различных машин. Вместе с тем, существуют возможности уменьшения энергетических потерь на трение в эвольвентной зубчатой паре. Новизну составляет метод оптимизации зубчатых пар. Практическая значимость заключается в разработке и обосновании параметров зубчатых пар, позволяющих повысить эффективность функционирования машин в различных производственных процессах.*

Повышение эффективности механизированных производственных процессов – важнейшая народнохозяйственная задача. Решению этой задачи способствует снижение потерь мощности в передаточных механизмах различных машин.

Цель работы – повышение эффективности функционирования машин путем совершенствования зубчатых пар привода рабочих органов.

В теоретических исследованиях использовались элементы теории систем, методы динамического анализа механизмов и машин. В экспериментальных исследованиях нашли применение методы динамического синтеза механизмов и машин, теория планирования эксперимента. Обработка экспериментальных данных осуществлялась методами математической статистики. Использовались серийные приборы и специально изготовленный стенд для определения коэффициента полезного действия (КПД) зубчатых передач.

Оценка общего состояния задачи совершенствования привода рабочих органов показывает, что привод рабочих органов машин несовершенен. Вместе с тем, существуют возможности улучшения привода путем оптимизации зубчатых пар. Это может быть достигнуто выбором рациональных коэффициентов смещений производящего контура и угла профиля зуба по критерию максимум КПД зубчатой пары.

Исходя из результатов анализа и в соответствии с поставленной целью, сформулированы следующие задачи исследований:

1. Определить в системной взаимосвязи влияние конструкционных параметров на эффективность функционирования зубчатых пар привода рабочих органов машин и научно обосновать их оптимизацию;

2. Провести теоретические исследования процесса взаимодействия зубьев в передаточных механизмах машин и обосновать конструкционные параметры зубчатых пар;

3. Провести экспериментальную проверку теоретических положений. Выявить зависимости показателей эффективности использования машин от конструкционных параметров зубчатых пар привода рабочих органов;

4. Провести опытно-производственную проверку улучшенных зубчатых пар привода рабочих органов культиватора *Zirkon* и определить экономическую эффективность их применения.

Анализ литературных источников показал, что в общем балансе мощности машинно-тракторного агрегата (МТА) наименее исследованы потери мощности на привод активных рабочих органов сельскохозяйственных машин.

Представление МТА в виде беспоисковой управляемой адаптивной технической системы с голономными связями позволило, используя метод динамического моделирования, составить уравнение его движения:

$$m_n a_p + \frac{v_p^2}{2} \frac{dm_n}{ds} = \frac{1}{v_p} \left( \sum_{k=1}^m N_k + \sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} \Psi_{ij} \right), \quad (1)$$

где  $m_n$  – приведенная масса, кг;  $v_p$  – скорость точки приведения, м/с;  $a_p$  – ускорение точки приведения, м/с<sup>2</sup>;  $s$  – обобщенная координата, м;  $N_k$  – мощность силы  $k$  (или пары сил), действующей на звено агрегата, без учета сил взаимодействия звеньев передаточно-го механизма рабочих органов, Вт;  $N_{ij}$  – мощность сил взаимодействия

ствия звена  $i$  со звеном  $j$  передаточного механизма рабочего органа, Вт;  $\psi_{ij}$  – коэффициент потерь мощности в зубчатой кинематической паре, образованной звеньями  $i$  и  $j$ ;  $j = i + 1$ .

В уравнении (1)  $\sum_{k=1}^m N_k$  учитывает полезную мощность, затрачиваемую на преодоление тягового сопротивления и сопротивлению вращению рабочих органов, а также потери мощности в трансмиссии трактора, на буксование, подъем, перекатывание и привод ВОМ. Слагаемое  $\sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} \psi_{ij}$  учитывает только потери мощности на привод рабочих органов.

Из уравнения движения МТА следует, что уменьшение потерь мощности в культиваторе на привод рабочих органов  $\sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} \psi_{ij}$

приводит к увеличению  $\sum_{k=1}^m N_k$  – полезной мощности МТА.

В свою очередь  $\psi_{ij} = 1 - \eta_{ij}$ , где  $\eta_{ij}$  – коэффициент полезного действия зубчатой кинематической пары, образованной звеньями  $i$  и  $j$ . Поэтому в качестве обобщающего критерия оптимизации зубчатой пары принят максимум КПД передачи.

Проведенные на основании уравнения (1) теоретические исследования процесса взаимодействия зубьев показали, что КПД зубчатой пары есть функция геометрических параметров, определяющих кривизну профилей зубьев, – коэффициенты смещений ведущего и ведомого колес, угол профиля зуба:

$$\eta_{ij} = r_{bi} (r_{bi} + f(a_w \sin \alpha_w - \frac{(1+|u_{ji}|)r_{ai} \sin(\alpha_{aj} - \alpha_w)}{\lambda_i \cos \alpha_w}) - \frac{(1+|u_{ij}|)r_{ai} \sin(\alpha_{ai} - \alpha_w)}{\lambda_j \cos \alpha_w}))^{-1} \rightarrow \max \quad (2)$$

где  $r_{bi}$  – радиус основной окружности ведущего колеса, мм;  $f$  – коэффициент трения скольжения;  $a_w$  – межосевое расстояние зацепле-

ния, мм;  $\alpha_w$  – угол зацепления;  $u_{ji}$  – передаточное отношение от ведомого колеса к ведущему;  $\alpha_{aj}$  – угол профиля зуба при вершине ведомого колеса;  $u_{ij}$  – передаточное отношение от ведущего колеса к ведомому;  $r_{ai}$  – радиус окружности вершин ведущего колеса, мм;  $\alpha_{ai}$  – угол профиля зуба при вершине ведущего колеса.

Таким образом, при наложении ограничений: отсутствие заострения, подрезания и интерференции зубьев колес и выполнения условия непрерывности зацепления возможна оптимизация зубчатых пар по критерию (2).

Разработанный алгоритм решения модели оптимизации зубчатых пар представляет собой последовательную процедуру, имеющую рекуррентный характер. Процесс поиска состоит из повторяющихся этапов, каждый из которых представляет собой переход от одного решения к другому, лучшему, что и образует процедуру последовательного улучшения решения (рисунок 1).

Перебираются все возможные комбинации углов профиля и смещений колес передачи. Число  $l$  таких комбинаций (моделей) определяется числом значений углов профиля  $\alpha_l$  и коэффициентов смещений ведущего и ведомого колес соответственно  $x_{il}, x_{(i+1)l}$  (где  $l = \overline{1, N}$ ).

Для проведения лабораторных исследований разработан способ определения КПД зубчатых пар. Установлено, что

$$\eta_{ij} = \frac{M_i^0}{M_i}, \quad (3)$$

где  $M_i^0$  – момент движущих сил входного звена зубчатой кинематической пары, определяемый без учета сил трения, Н·м;  $M_i$  – момент движущих сил входного звена зубчатой кинематической пары, определяемый с учетом сил трения, Н·м.

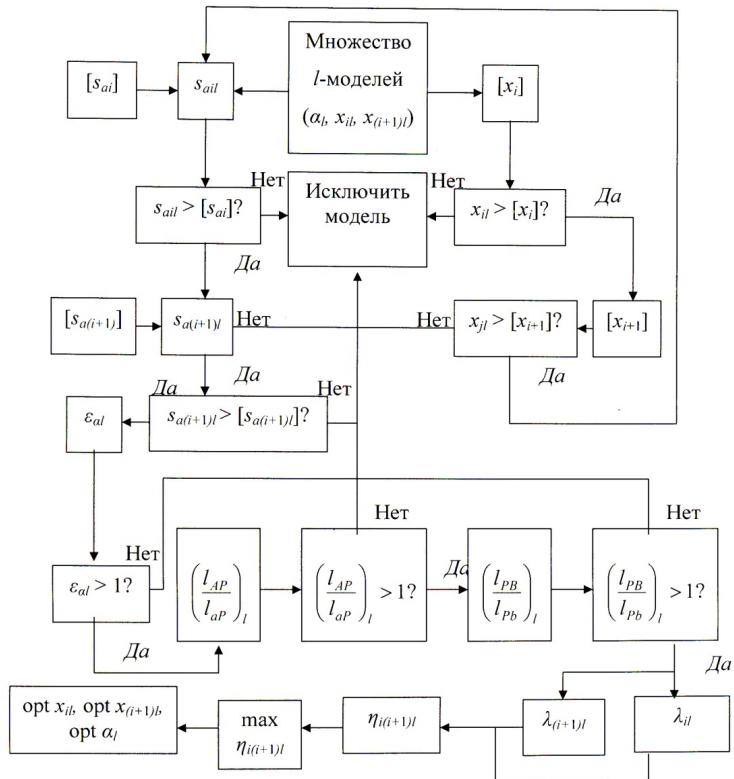


Рисунок 1 – Структурная схема оптимизации зубчатых пар

В то же время для замкнутой системы согласно закону сохранения момента импульса:

$$M_i^0 t^0 = M_i t. \quad (4)$$

Тогда, согласно уравнениям (3), (4):

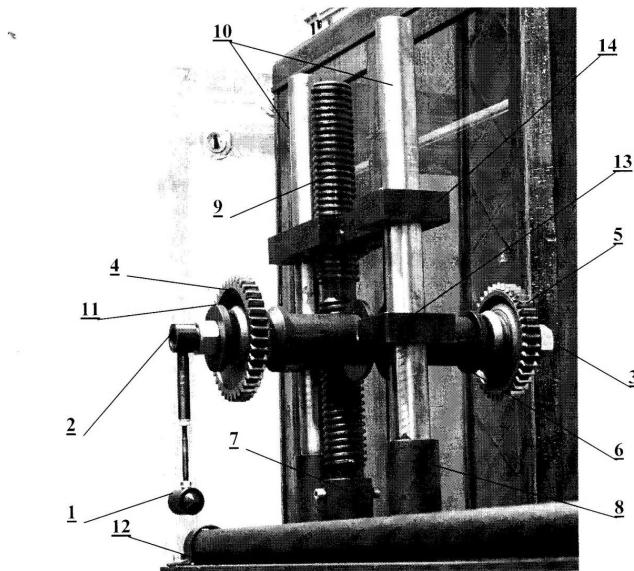
$$\eta_{ij} = \frac{t}{t^0}, \quad (5)$$

где  $t$  – время работы момента  $M_i$ , с;  $t^0$  – время работы момента  $M_i^0$ , с.

Уравнение (5) положено в основу предлагаемого способа определения КПД зубчатых передач.

Практическая реализация способа потребовала создания установки (рисунки 2, 3), которая работает следующим образом.

Перед началом испытаний исследуется идеальная передача. Для этого собирают установку по схеме, показанной на рисунке 2.



1 - маятник; 2 - входной вал; 3 - выходной вал; 4, 5 - зубчатое колесо; 6 - стакан; 7 - опора винта; 8 - опора колонны; 9 - винт; 10 - колонны; 11 - конус; 12 - плита; 13 - нижний фиксатор; 14 - верхний фиксатор

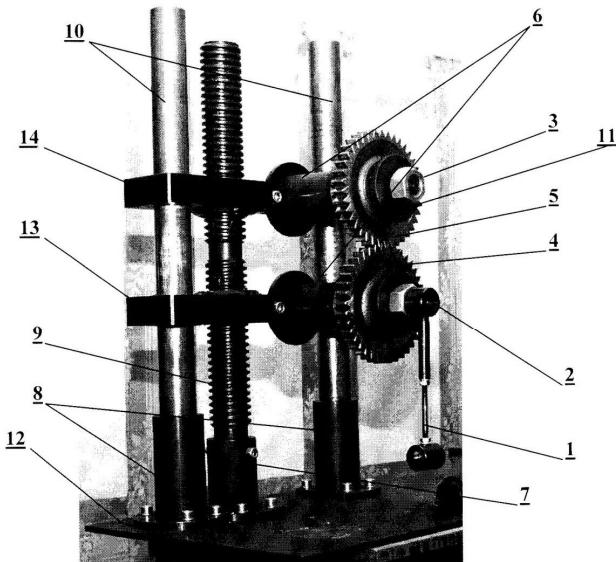
Рисунок 2 – Установка при испытании модели идеальной передачи

Маятник 1 перед его установкой на входной вал 2 взвешивают и изменяют его массу таким образом, чтобы приведенная масса реальной передачи равнялась приведенной массе идеальной передачи. При проведении испытания модели идеальной передачи маятник 1 отклоняют на заданный угол  $\phi$  и отпускают. Фиксируют время затухания колебаний маятника и заносят в лист наблюдений.

Для проведения испытаний реальной зубчатой передачи установку собирают согласно схеме, приведенной на рисунке 3.

Маятник 1 отклоняют на заданный угол  $\varphi$  (тот же что и при испытании модели идеальной передачи) и отпускают. Фиксируют время затухания колебаний маятника и заносят в лист наблюдений.

После проведения испытаний проводят статистическую обработку данных эксперимента и определяют величину КПД испытуемой зубчатой пары по формуле (5).



1 - маятник; 2 – входной вал; 3 – выходной вал; 4, 5 – зубчатое колесо;  
6 – стакан; 7 – опора винта; 8 – опора колонны; 9 – винт; 10 – колонны;  
11 – конус; 12 – плита; 13 – нижний фиксатор; 14 – верхний фиксатор

Рисунок 3 – Установка при испытании реальной передачи

Местом проведения полевых испытаний выбраны хозяйства Нижегородской области: ТНВ «Шамов и К°» Починковского района и СПК «Красный маяк» Городецкого района. Испытания проводились на основе положений методик согласно: ГОСТ 24055-88, ГОСТ 24057-88, ОСТ 70.4.2-80, РД 10.22-89.

Решение модели по разработанной нами программе показало, что с увеличением угла профиля зуба от  $12^\circ$  до  $32^\circ$  КПД пары возрастает (рисунок 3). Это объясняется уменьшением касательной составляющей окружной скорости ведущего колеса на линии зацепления, что приводит к снижению удельных скольжений профилей зубьев.

Оптимальному значению угла профиля зуба ( $\alpha = 32^\circ$ ) соответствуют значения коэффициентов смещений: -0,35; +0,35 (рисунок 4).

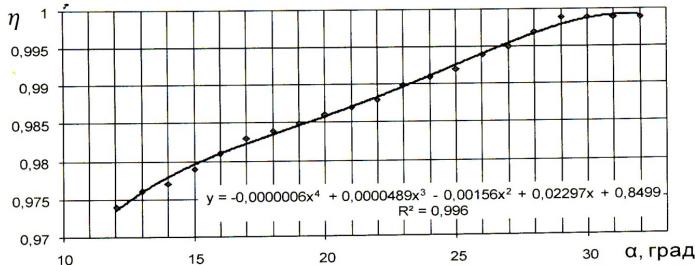


Рисунок 4 – КПД зубчатых пар при различных углах профиля

Таким образом, результаты математического моделирования показали, что при использовании улучшенных зубчатых колес в сравнении со стандартными, установленными на культиваторе *Zirkon 7/300*, КПД зубчатой пары увеличивается на 0,96%.

При сравнительной оценке эффективности работы культиваторов *Zirkon* с улучшенными и стандартными зубчатыми колесами использовались нормативные показатели хозяйства, в котором проводились полевые испытания – СПК «Красный маяк». Рассматривались все модели *Zirkon* с шириной захвата от 2,5 до 6,0 м.

Оптимизация показывает, что использование агрегатов со стандартными зубчатыми парами в приводе рабочих органов культиваторов в условиях хозяйства СПК «Красный маяк» не рационально (рисунок 5).

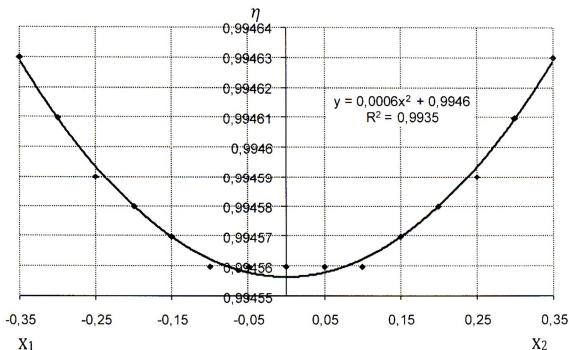


Рисунок 5 – КПД допустимых равносмещенных зубчатых пар при оптимальном угле профиля

Расчет энергозатрат проводился по формуле:

$$\mathcal{E}_3 = \frac{3600Q}{W_q} \left( \sum_{k=1}^m N_k + \sum_{i=1}^{n-1} N_{ij} [(1 - \lambda_i \lambda_j r_{bi}) (\lambda_i \lambda_j \cos \alpha_W (r_{bi} + f a_W \sin \alpha_W) - f (\lambda_j (1 + |u_{ji}|) r_{aj} \sin (\alpha_{aj} - \alpha_W) + \lambda_i (1 + |u_{ij}|) r_{ai} \sin (\alpha_{ai} - \alpha_W)))^{-1} \cos \alpha_W]) \right) , \quad (6)$$

где  $Q$  – объем работ, га;  $W_q$  – нормативная часовая производительность агрегата, га/ч.

При использовании культиватора *Zirkon 7/300* экономия энергетических затрат по одному агрегату составляет 2228,7 МДж при выигрыше в мощности 12,4 кВт, что приводит к экономии топлива. В условиях хозяйства СПК «Красный маяк» расход топлива сокращается на 1,3 т за сезон.

Проведенный лабораторный эксперимент показал, что КПД улучшенной зубчатой пары превышает КПД стандартной на  $1,2 \pm 0,5\%$ .

Сравнительные полевые исследования улучшенных зубчатых колес на агрегате *MTЗ-82 + Zirkon 7/300* показали высокую их эффективность (таблица).

Таблица – Результаты полевых испытаний

| Ленточная технология                                   |                          | Сплошная обработка        |                          |
|--|--------------------------|---------------------------|--------------------------|
| Стандартные зубчатые пары                              | Улучшенные зубчатые пары | Стандартные зубчатые пары | Улучшенные зубчатые пары |
| Производительность, га/ч                               |                          |                           |                          |
| 4,5  | 4,65                     | 3                         | 3,6                      |
| Расход топлива, кг/ч                                   |                          |                           |                          |
| 10,5   | 9                        | 14,5                      | 14                       |
| Энергоемкость, МДж/га                                  |                          |                           |                          |
| 99,1   | 82,2                     | 205,3                     | 171,1                    |
| Показатель удельной металлоемкости, м <sup>3</sup> /га |                          |                           |                          |
| 0,0142   | 0,0138                   | 0,0256                    | 0,0214                   |

Практическая реализация разработанных технических решений проводилась на культиваторе *Zirkon 7/300*.

В предлагаемой нами конструкции привода рабочих органов культиватора паразитный зубчатый ряд составлен из колес, в которых отрицательное смещение ведомого (или ведущего) колеса (коэффициент смещения равен -0,35) равно по абсолютной величине положительному смещению ведущего (или ведомого) колеса. Межосевое расстояние при этом есть делительное межосевое расстояние, а угол зацепления  $32^0$  равен углу профиля производящего контура. Такой зубчатый ряд позволяет уменьшить потери мощности в приводе рабочих органов культиватора *Zirkon 7/300* не менее, чем на 12 кВт, что приводит к снижению расхода топлива при выполнении полевых механизированных работ более, чем на 1,3 кг/га. При этом удалось довести уменьшение энергоемкости процесса обработки почвы до 123,1 МДж/га, удельной металлоемкости – до 0,012 м<sup>3</sup>ч/га.

Производственная проверка предлагаемых технических решений проводилась на агрегате МТЗ 82+*Zirkon 7/300* в СПК «Красный маяк». Отмечено, сокращение календарной продолжительности работы (поверхностная обработка почвы под пропашные культуры) на 3 дня за счет увеличения ее производительности. В результате урожайность картофеля увеличилась на 4,5 ц/га в сравнении с плавновыми показателями.

Оценка экономической эффективности результатов исследований проведена в рамках ГОСТ 23730-88 «Методы экономической оценки универсальных машин и технологических комплексов». Годовой экономический эффект в СПК «Красный маяк» Городецкого района Нижегородской области составил 783 тыс. руб. при сроке окупаемости 0,95 лет.

**Abstract.** The decision of a problem of increase of efficiency of the mechanized productions is promoted by decrease in losses of capacity in transfer mechanisms of various machines. At the same time, there are opportunities of reduction of power losses on friction in to gear pair. Novelty is made with a method of optimization of gear pairs. The practical importance consists in development and a substantiation of parameters of the gear pairs, allowing to raise efficiency of functioning of technics in various productions.