

МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА МНОГОРОТОРНЫХ КОСИЛОК

С. Г. РУБЕЦ, канд. техн. наук, доцент
В. А. ЕРОЩЕНКО, студент

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,
Горки, Республика Беларусь

Введение. Современное сельскохозяйственное производство предусматривает проведение разных видов работ, связанных со скашиванием разного рода трав и кустарников на сельскохозяйственных угодьях, в том числе, включающих в себя мелиорированные земли с расположенными на них мелиоративными системами, внутрихозяйственные дороги и технологические проезды с прилегающими площадями, естественные и культурные лугопастбищные угодья [1].

Операция скашивания растительности на сельскохозяйственных угодьях выполняется сегодня большим разнообразием машин, как зарубежных, так и отечественных производителей [2]. Широкое распространение получили косилки с сегментно-пальцевыми режущими аппаратами возвратно-поступательного действия и с режущими аппаратами вращательного действия. Скашивание травянистой и кустарниковой растительности на сельскохозяйственных угодьях, в том числе на откосах и бермах мелиоративных каналов, выполняется в основном многороторными косилками. Их режущими элементами чаще всего являются прямоугольные ножи, которые шарнирно прикреплены к несущей части ротора, обычно называемой диском.

Срезание растительности происходит при ударе ножа по растению. Разрушение растения в плоскости среза происходит благодаря инерции растения и высокой окружной скорости ножа. Такой способ срезания растительности называется инерционным или бесподпорным.

Несмотря на широкое распространение подобных косилок и длительный опыт их практического использования, круг теоретических исследований работы этих косилок достаточно ограничен, что сокращает возможности в теоретическом обосновании оптимальных параметров косилок. Особенно данное положение проявляется при использовании многороторных косилок для окашивания неудобий, обочин дорог, мелиоративных каналов и т. п. [3].

Основная часть. Анализ мирового опыта показывает, что преимущественное развитие получают режущие аппараты бесподпорного резания с вращательным движением ножей и осью вращения перпенди-

кулярной окашиваемой поверхности (роторные), производительность и надежность которых выше, чем сегментно-пальцевых.

По типу привода роторные режущие аппараты бывают с механическим, с гидравлическим, с пневматическим и комбинированным приводом. По расположению привода рабочих органов режущие аппараты разделяют на аппараты с верхним, нижним и комбинированным приводом. По вторичному приводу (непосредственному приводу роторов) их подразделяют на аппараты, которые приводятся во вращение от вала отбора мощности (с клиноременной передачей, с зубчатой конической и цилиндрической передачей, а также с цепной передачей на роторы) или от гидромотора. Мелиоративные косилки обычно выносятся в сторону, поэтому для них предпочтительным является боковой привод.

Проведенный анализ показывает, что при скашивании растительности на мелиоративных объектах наиболее широко применяются режущие аппараты с механическим боковым приводом, включающим в себя клиноременную, зубчатую коническую и цилиндрическую передачи.

Такой режущий аппарат состоит из корпуса редуктора, который образуется из верхней и нижней штампованных из листовой стали частей. Ножи крепятся к дискам, установленным на валах с опорами.

Привод роторов осуществляется от установленного сбоку на режущем аппарате гидромотора или конического редуктора и цилиндрических зубчатых прямозубых колес. Для обеспечения попарного встречного вращения роторов их ведущие колеса соединены между собой двумя промежуточными шестернями. Поскольку роторы вращаются с одинаковыми скоростями и попарно навстречу друг другу, ступени передач имеют передаточное отношение 1.

Режущий аппарат является одной из основных частей косилок. Развитие современных режущих аппаратов косилок идет по двум направлениям: первое – по линии улучшения технологического процесса резания на основании оптимизации параметров аппарата и изыскания новых способов резания растительности и новых типов режущих аппаратов; второе – по линии усовершенствования приводных механизмов [4].

Одним из главных параметров для зубчатого прямозубого зацепления является межосевое расстояние, которое можно определить по формуле

$$a_w = k_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{Tk_{H\beta}}{[\sigma_H]u^2\psi_{ba}}},$$

где k_a и $k_{H\beta}$ – вспомогательный коэффициент и коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине зуба;

u – передаточное отношение прямозубого зацепления;

$[\sigma_H]$ – допустимое контактное напряжение при растяжении для материала зубчатых колес, МПа;

$\Psi_{ba} = b/a_w$ – коэффициент ширины зуба по межосевому расстоянию;

T – момент на ведомом колесе прямозубого зубчатого зацепления, Н·м.

После подстановки всех данных и преобразований, из представленного выше уравнения можем найти ширину зубчатого колеса:

$$b = 8k_a^3 T k_{H\beta} / (a_w^2 [\sigma_H])$$

Данная формула показывает, что ширина зубчатого колеса находится в прямой зависимости от передаваемого момента $b = f(T)$.

При четном количестве роторов и существующей у мелиоративных косилок схеме привода с передаточным отношением равным единице значение расчетного момента на ведущем валу режущего аппарата можно найти по формуле:

$$T_p = N_p T \left[1 / (\eta_n \eta_z \eta_{nm})^{3N_p} + 1 / (\eta_n \eta_z \eta_{nm})^{3(N_p-1)} + \dots + 1 / (\eta_n \eta_z \eta_{nm})^{3(N_p-N_p)} \right],$$

где N_p – количество роторов;

T – момент на валу ротора, Н·м;

η_z – коэффициент полезного действия (к. п. д.) зубчатой прямозубой передачи, $\eta_z \approx 0,95$;

η_n – к. п. д. подшипниковой опоры, $\eta_n \approx 0,99$;

η_{nm} – к. п. д. учитывающий перемешивание масла в корпусе редуктора, $\eta_{nm} \approx 0,94$.

В свою очередь момент на последнем роторе можно определить, как:

$$T = \frac{T_p}{N_p} (\eta_z \eta_n \eta_{nm})^{3N_p}$$

Представленная зависимость показывает, что передаваемый момент, поступающий на цилиндрические зубчатые прямозубые колеса привода роторов, постепенно снижается, проходя от первого до последнего зацепления. А так как ширина зубчатых колес прямо пропорциональна передаваемому моменту, то для снижения массы режущего аппарата нами предлагается конструкция, в которой зубчатые прямозу-

бые колеса имеют последовательно уменьшающуюся ширину, начиная с первого по счету прямозубого колеса, что позволяет снизить массу.

При этом ширина каждого последующего зубчатого прямозубого колеса определяется по формуле:

$$b_i = b \times \eta_3^{i-1},$$

где b – ширина первого зубчатого прямозубого колеса в приводе роторов, мм.

b_i – ширина следующих зубчатых прямозубых колёс в приводе роторов, мм.

i – порядковый номер зубчатого прямозубого колеса в приводе роторов.

η_3 – коэффициент полезного действия зубчатой прямозубой передачи.

На данное предлагаемое техническое решение получен патент на полезную модель [5]. Для данного технического решения необходимо обосновать оптимальные геометрические параметры конструкции прямозубых цилиндрических колес и провести прочностные расчеты.

Заключение. Использование предлагаемого технического решения в приводе многороторных косилок, используемых для скашивания травянистой и кустарниковой растительности, позволит обеспечить снижение массы режущего аппарата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рубец, С. Г. Модернизация режущего аппарата роторной косилки для мелиорированных земель / С. Г. Рубец // Аграрная наука – сельскому хозяйству. – Барнаул, 2017. – Кн. 3. – С. 5–7.

2. Механико-технологические основы совершенствования косилок для мелиорированных земель и лугопастбищных угодий / Е. И. Мажугин, С. Г. Рубец, А. Л. Борисов, В. А. Шаршунов. – Горки: БГСХА, 2017. – 247 с.

3. Рубец, С. Г. Оптимизация процесса скашивания растительности роторной косилкой с трапециевидными ножами / С. Г. Рубец // Улучшение эксплуатационных показателей сельскохозяйственной энергетики: – Киров, 2017. – Вып. 18. – С. 227–232.

4. Рубец, С. Г. Перспективные конструкции режущих элементов роторных косилок для ухода за мелиорированными землями / С. Г. Рубец // Перспективы развития науки и образования в современных экологических условиях. – Займище, 2017. – С. 616–623.

5. Режущий аппарат, пат. 6875 Респ. Беларусь, МПК A01D 34/01 / Е. И. Мажугин, С. Г. Рубец, А. Л. Борисов; заявитель БГСХА. № u 20100402; заявл. 23. 04. 10; опубл. 30. 12. 10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – № 6 – С. 145.

Аннотация. Предложена конструкция привода режущего аппарата роторной косилки и обоснован ряд ее основных параметров.

Ключевые слова: многороторная косилка, привод, резание, конструкция.