

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАРИАТОРОВ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

**Кухтов В.Г. проф. д. т. н. Лысенко С.В. аспирант**

*Харьковский национальный технический университет  
сельского хозяйства имени Петра Василенко*

*В статье изложены критерии работоспособности клиноременных передач, принципы взаимодействия вариаторного ремня со шкивом при регулировании передаточного числа.*

*Актуальность проблемы.* Украина издавна славилась своими бескрайними и плодородными полями. Пшеница, рожь, овес, подсолнечник, кукуруза - далеко не весь перечень зерновых, которые выращиваются на этой благодатной земле. Для уборки урожая на больших площадях необходимы высокопроизводительные, надежные, комфортабельные зерноуборочные комбайны, способные работать в изнуряющую жару и холод.

Сегодня ООО НПП "Херсонский машиностроительный завод" производит зерноуборочные комплексы КЗС-9-2 (Скиф 230), КЗС-10 (Скиф 250), КЗС-10Р (Скиф 250Р) с улучшенными техническими характеристиками на базе самоходного зерноуборочного комбайна КЗС 9-1 "Славутич". Это мощные, экономичные, легко и эффективно управляемые агрегаты, которые необходимы сегодня современному аграрию.

Необходимо также совершенствовать приводы механизмов комбайнов, причем существенная роль при этом приходится на простые механические передачи. Повышение быстроходности, надежности, бесшумности, минимальные габариты обусловило дальнейшее развитие механических передач, передач трением гибкой связью (ПТГС). На такие передачи, особенно клиноременные вариаторы, возлагаются функции касающиеся обеспечения возможностей снижения габаритов, повышения нагрузочной способности, увеличения ресурса.

Развития зерноуборочной техники характеризуется постоянно возрастающими требованиями к надежности машин. Повышаются нормы долговечности и безотказности. Так на данный момент средний срок службы зерноуборочного комбайна составляет 10 лет (при годовой наработке 300 моточасов) [1]. При проектировании новых конструкций должны закладываться еще более жесткие показатели. Очевидно, что обеспечение требуемого уровня надежности машин невозможно без поиска решений, позволяющих повысить работоспособность ресурсопределяющих элементов конструкции. При решении задач о ресурсе необходимо учитывать снижение металлоемкости, что достигается усложнением конструкторских решений, применение новых технологий и материалов с более высокими прочностными характеристиками, новых покрытий и горюче – смазочных материалов, решить вопрос о величии

не наработки до которой целесообразно эксплуатировать каждый конструктивный элемент [2].

*Целью* данной работы является поиск решений по обеспечению ресурса вариаторов на основе анализа результатов исследований взаимодействия вариаторного ремня со шкивом при регулировании передаточного числа.

*Основной материал.* Функциональными характеристиками клиноременных передач является тяговая способность, к.п.д. передачи и долговечность ремня. Недостающая тяговая способность проявляется в буксовании ремня из – за недостающего фрикционного сцепления ремня с контактирующей поверхностью шкива.

Различие условий эксплуатации, конструкции передач, применяемые материалы ремня и шкива обуславливает различный характер разрушения и различную интенсивность отказов элементов передачи.

Обрыв клинового ремня происходит в результате усталостного разрушения тягового слоя. Число таких отказов сократилось при переводе производства клиновых ремней с хлопчатобумажных материалов, применяемых для тягового слоя, на материалы из химических волокон (вискоза, анид, лавсан), имеющих значительно большую усталостную прочность.

В клиноременных вариаторах зерноуборочных комбайнов натяжение ремня преимущественно создается пружиной. Передача по своим свойствам приближается к передаче с автоматическим натяжением.

Взаимодействие ремня со шкивом при работе под нагрузкой определяется характером их относительного движения.

При нагружении передачи натяжение ведущей ветви увеличивается до  $F_1$ , в ведомой уменьшается до  $F_2$  (рис. 1). В процессе обегания ведущего шкива натяжение ремня падает от  $F_1$  до  $F_2$ , элементы ремня укорачиваются и отстают от шкива, скользя по его поверхности. На ведомом шкиве натяжение ремня увеличивается от  $F_2$  до  $F_1$ , элементы ремня удлиняются и опережают шкив.

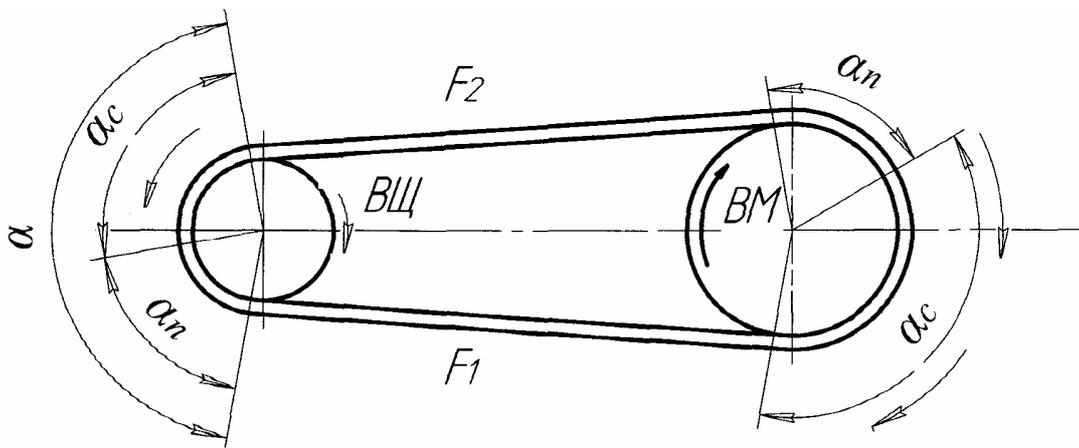


Рис. 1. Положение дуг покоя (сцепления)  $\alpha_n$  и скольжения  $\alpha_c$

Возникающее при этом скольжение, называемое упругим, происходит лишь на части дуги обхвата — дуге скольжения  $\alpha_c$  (рис. 1); в месте набегания

на дуге покоя (сцепления)  $\alpha_n$  ремень движется со шкивом без скольжения [3].

Помимо этого, при передаче усилия на шкивах ремень претерпевает еще деформации сдвига, однако они не вызывают относительного перемещения ремня по шкивам. Для рассмотрения взаимодействия ремня со шкивом угол обхвата  $\alpha$  можно разделить на следующие участки рис. 2 а:

начальную часть дуги сцепления  $\alpha_n$  - дугу входа  $\alpha'_n$  с радиальным перемещением элементов ремня в результате его сжатия при входе в канавку, сила трения на ремне здесь направлена в радиальной плоскости от центра шкива (рис. 2, б);

вторую часть  $\alpha''_n$  дуги сцепления без какого-либо перемещения ремня по шкиву;

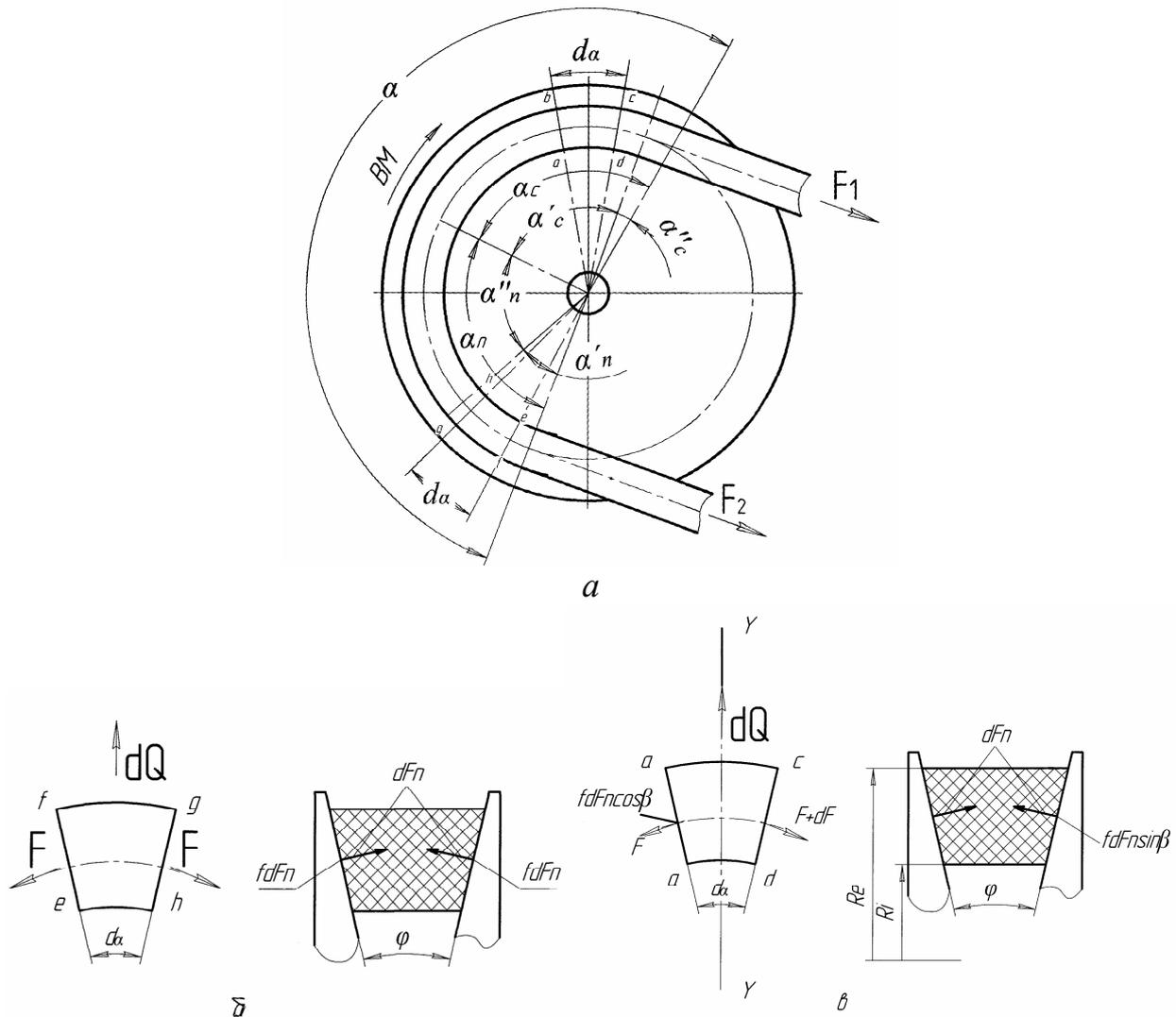


Рис.2. Схема взаимодействия ремня с ведомым шкивом: а - положение дуг сцепления  $\alpha_n$  и скольжения  $\alpha'_c$ ; б - усилия на элемент ремня на дуге покоя (сцепления)  $\alpha'_n$ ; в - усилия на элемент ремня на дуге скольжения  $\alpha'_c$ .  $dQ_1$  - центробежная сила,  $F$  и  $F + dF$  - натяжения ремня,  $dF_n$  - нормальная сила,  $fdF_n$  - сила трения,  $\beta$  — угол между вектором скорости скольжения и касательной к окружности,  $\varphi$  — угол канавки

основную часть  $\alpha'_c$  дуги скольжения  $\alpha_c$  с тангенциальным скольжением и непрерывно изменяющимся натяжением ремня;

конечную часть дуги скольжения — дугу выхода  $\alpha''_c$ , на которой имеет место тангенциальное скольжение и перемещение ремня от центра шкива.

На дуге входа  $\alpha'_n$  ремень располагается по спирали. Длина ее отрезка больше длины дуги, по которой расположится ремень после полного входа в канавку. Поэтому ремень при входе имеет некоторые тангенциальные перемещения против движения. Как показали исследования [3], эти перемещения незначительны и ими можно пренебречь. На дуге скольжения  $\alpha'_c$  ведущего шкива вследствие уменьшения натяжения ремня можно было бы ожидать перемещения его к периферии шкива, однако из-за заклинивания ремня этого не происходит. На этой же дуге  $\alpha'_c$  ведомого шкива ремень при увеличивающемся натяжении перемещается к центру шкива. Такое поведение ремня на дугах  $\alpha'_n$  и  $\alpha'_c$  установлено в опытах Р. С. Галаджева [3].

Таким образом, тяговая способность определяется преимущественно взаимодействием ремня со шкивом на дугах скольжения. При дальнейшем рассмотрении примем дугу скольжения  $\alpha_c$  как единую, пренебрегая радиальной составляющей силы трения на дуге выхода  $\alpha''_c$ . Это допущение несколько завышает тяговую способность передачи.

В общем случае на дугах скольжения на каждый элемент ремня действуют натяжения  $F$  и  $F + \alpha F$ , нормальные силы  $dF_n$  со стороны шкива и центробежная сила  $dQ_1$ . На дуге скольжения ведомого шкива на элементе  $abcd$  (см. рис. 2, а, в) сила трения  $f dF_n$  направлена на рабочей поверхности под углом  $\beta$  к касательной.

Поскольку расчет ременных передач по тяговой способности основан на использовании кривой скольжения и коэффициента тяги, то предварительно дадим пояснения сути этих терминов

Под коэффициентом тяги  $\varphi$  принято считать отношение силы тяги  $F_t$  ременной передачи к удвоенному начальному натяжению  $F_0$  ветви ремня

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_t}{(F_1 + F_2)}$$

Коэффициентом тяги можно выразить через тяговый фактор  $e^{f a_{ск}}$  [4]

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{e^{f a_{ск}} - 1}{e^{f a_{ск}} + 1} \quad (1)$$

где  $e$  – основание натурального логарифма ( $e=2,71828$ );

$f$  – коэффициент сцепления (трения) ремня по контактирующей поверхности шкива;

$a_{ск}$  – дуга (в радианах) упругого скольжения ремня по шкиву.

Оптимальное значение коэффициента тяги  $\varphi = \varphi_0$  для всех типов ременной устанавливается экспериментально на специальном стенде (установке типа

DM-73), где фиксируется относительное скольжение ремня  $\xi$  (представляет собой относительную потерю скорости на упругое скольжение в результате продольных деформаций ремня, помимо потери скорости и части передаваемой мощности, это скольжение вызывает износ ремня и его электризацию) при нарастании силы тяги  $F_t$  (плавно увеличивают тормозной момент на ведомом шкиве при постоянном начальном натяжении ремня  $F_0$ ) до появления частичного, а затем и полного буксования.

На рис. 3 в координатах: коэффициент тяги — относительное скольжение  $\xi$  (в %) определены кривые скольжения  $\xi$  и к.п.д.  $\eta$  клиноременной передачи.

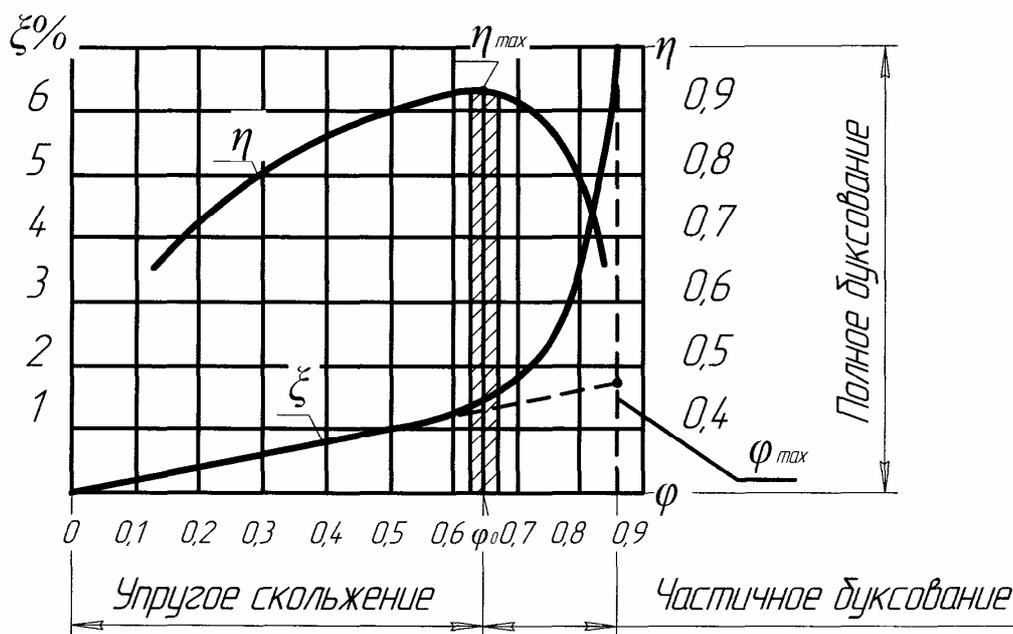


Рис. 3. Зависимость коэффициентов относительного скольжения  $\xi$  и КПД  $\eta$  от коэффициента тяги  $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ .

Из анализа кривой  $\xi$  видно, что до значения  $\varphi \leq \varphi_0$  называемого критическим (оно же и оптимальное), четко прослеживается упругое скольжение ремня по линейной зависимости  $\xi$  от  $\varphi$ . Дальнейшее увеличение нагрузки па ведомом шкиве, т.е. рост силы тяги  $F_t$ , характеризуется интенсивным нарастанием производной  $d\xi/d\varphi$ , что свидетельствует о появлении сначала скольжения ремня по всей поверхности контакта с меньшим (ведущим) шкивом ( $a_{ск.} = a_{обхвата}$ ), которое затем переходит в сплошное буксование - ремень и ведомый шкив останавливаются. При этом коэффициент тяги  $\varphi$  будет  $\varphi = \varphi_{max}$ . На рис. 3 пунктиром показано продолжение линейной зависимости  $\varphi$  (прямая линия) и при буксовании  $\varphi = \varphi_{max}$ .

На этом же рис. 3 представлена кривая  $\eta$  - зависимость к.п.д. от нагрузки, т.е. от коэффициента тяги  $\varphi$ . Для всех типов ремней к.п.д. достигает максимального значения в зоне оптимального значения  $\varphi_0$ , а затем резко падает в

зоне частичного буксования в связи с ростом потерь на трение и становится равным 0 ( $\eta = 0$ ) при сплошном буксовании.

Запас силы тяги ременной передачи (РП) при неизменном начальном натяжении  $F_0$  оценивается отношением  $\frac{F_{max}}{F_0} = \beta$ . Эксплуатировать РП целесообразно в зоне оптимального значения коэффициента тяги (заштрихованная зона на рис. 3). В этом случае наибольшая часть предварительного натяжения ремня используется полезно для создания силы тяги  $F_t$  и наименьшие будут потери в передаче к.п.д.  $\eta_{max}$ . Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках (пуск, экстренное торможение).

При проектировании клиноременных вариаторов (КВ) в большинстве случаев использовались положения, свойственные нерегулируемым клиноременным передачам [3]. Это часто приводило к существенному расхождению теоретических и экспериментальных данных, а также к невозможности объяснить поведение, присущее вариатору под нагрузкой. Основные причины отличий поведения клиноременной передачи и вариатора кроются в их различном конструктивном исполнении, а именно: в работе клинового ремня либо в канавках нерегулируемых шкивов, либо регулируемых, когда меняются или нет расчётные диаметры шкивов. На рис. 4 показаны различные положения контактного взаимодействия вариаторного ремня со шкивом при регулировании передаточного числа вариатора.

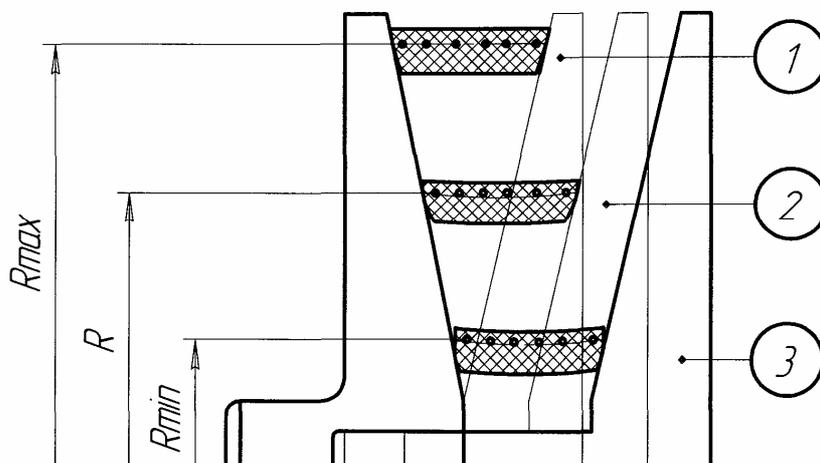


Рис. 4. Контакт вариаторного ремня со шкивом при регулировании передаточного числа вариатора.

Поперечная жёсткость его слоев различна. В случае когда ремень находится на малом диаметре шкива, в контакте находится резиновая матрица ремня с пониженной поперечной жёсткостью, на большом - в контакте находится, в основном, несущий продольную нагрузку слой кордшнуров с повышенной поперечной жёсткостью. Хотя при натяжении ремня зоны контакта несколько расширяются, всё же равнодействующие продольных сил трения могут концентрироваться вне зоны расположения кордшнуров, т.е. может создаваться некоторый эксцентриситет действия продольных сил, вызывая

сдвиговые деформации в ремне, ответственные как за искажения кинематических показателей, так и за расслоение ремня. В клиноремённых же передачах угол клина канавок шкивов, в зависимости от диаметра, выбирается таким, чтобы обеспечить контактирование ремня в зоне расположения слоя кордшнуров.

Принципиальное различие клиноремённой передачи и вариатора заложено в способе создания натяжения ремня. В передачах это обеспечивается за счёт изменения параметров продольного контура, например, увеличения межцентрового расстояния  $a$ , в вариаторах - за счёт изменения положения конусных дисков регулируемого шкива при постоянстве межцентрового расстояния.

В целях выравнивания давления и повышения долговечности ремня рассмотрено следующее профилирование дисков, рис.5.

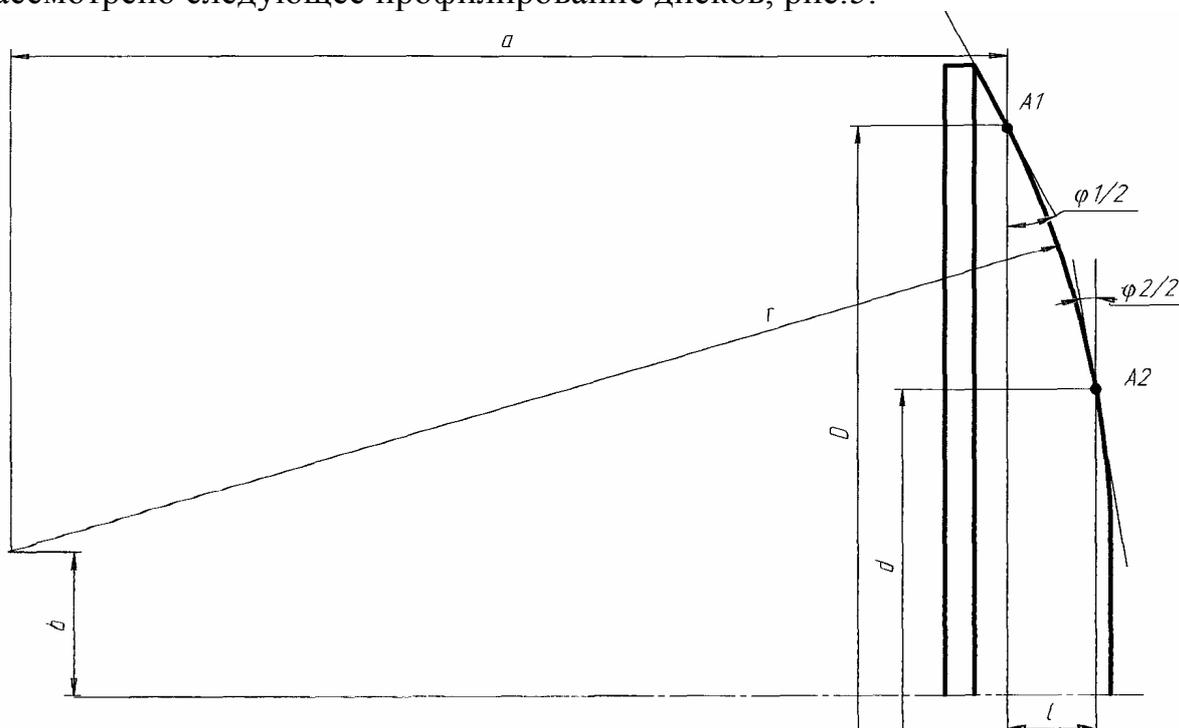


Рис. 5. Схема профилирования диска

Угол профиля ремня не остается постоянным при работе на различных диаметрах дисков. Величина изменения угла ремня при перемещении его с большего на меньший диаметр дисков зависит от конструкции и сечения ремня, величины наименьшего диаметра и разницы между наибольшим и наименьшим диаметрами дисков. Наличие неполного прилегания ремня к дискам ухудшает условия его работы и вызывает неравномерный износ боковых поверхностей ремня. Для улучшения условий работы и равномерного износа боковых поверхностей ремня диски должны профилироваться по кривой — дуге окружности, обеспечивающей плавное уменьшение угла от большего диаметра к меньшему соответственно закону изменения угла профиля ремня.

Профилирование дисков является целесообразным для ремней с расчетной шириной 40 мм и выше, у которых величина деформации угла клина получается значительной, вследствие чего нарушается прилегание боковых

граней ремня к дискам.

Согласно схеме имеем:

$$r = \frac{D-d}{2(\sin \frac{\varphi_1}{2} - \sin \frac{\varphi_2}{2})}; \quad (2)$$

$$l = \frac{D-d}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{4}; \quad (3)$$

$$a = r \cos \frac{\varphi_1}{2}; \quad (4)$$

$$b = \frac{d}{2} - r \sin \frac{\varphi_2}{2}; \quad (5)$$

где  $r$  — радиус дуги окружности;

$l$  — расстояние между точками  $A_1$  и  $A_2$  по оси диска;

$a$  и  $b$  — координаты центра окружности;

$\frac{\varphi_1}{2}$  и  $-\frac{\varphi_2}{2}$  — углы, образуемые касательными в точках  $A_1$  и  $A_2$ , равные половине угла ремня на предельных диаметрах дисков;

$D$  и  $d$  — предельные диаметры дисков.

Для профилирования дисков необходимо знать изменение угла ремня на двух предельных расчетных диаметрах.

Вариаторы с широким клиновым ремнем применяются в сельскохозяйственном машиностроении.

Выводы: - для повышения работоспособности вариаторов зерноуборочных комбайнов нового поколения предложены решения при проектировании и изготовлении приводных ремней и шкивов;

- изготовление ремней из высококачественных материалов (тяговый слой — из полиамидных или арамидных кордшнуров, слой растяжения и сжатия — из резины на основе полихлоропренового каучука) повышает нагрузочную способность клиноременных передач за счет роста прочности ремней и допускаемого в них рабочего напряжения;

- вариаторные ремни без оберточного материала на боковых гранях передают больший крутящий момент благодаря лучшему сцеплению между рабочими поверхностями шкива и ремня (при постоянном начальном натяжении);

- в связи с наличием формованного зуба в слое сжатия ремня существенно снижается жесткость при изгибе и, следовательно, напряжения, что повышает долговечность ремня.

- проанализированы принципы взаимодействия вариаторного ремня со шкивом при изменении передаточного числа;

- рассмотрены пути обеспечения долговечности ремня вариатора.

### Список использованных источников

1. Комбайны зерноуборочные самоходные КЗС-9-2. Технические условия ТУ У 29.3-34660016-214:2007.- 50 с.

2. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов. -Харьков: РИО ХНАДУ, 2004. - 292 с.
3. Пронин Б.А. Ревков В.Г. Бесступенчатые клиноременные передачи (Вариаторы). М. «Машиностроение», 1980. - 320 с.
4. Заблонский К.И. Детали машин. Киев, «Вища школа»,1985, - 514с.
5. Передаточные механизмы. Сборник статей под редакцией д.т.н. проф..В. М. Мальцева и Б. А. Пронина. М. Машиностроение, 1971, с. 85...92.

#### **Анотація**

### **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ВАРІАТОРІВ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ**

**Кухтов В.Г. проф. д. т. н. Лисенко С.В.**

*В статті викладені основні критерії працездатності клинопасових передач, принципи взаємодії пасів варіатора зі шківками при регулюванні передаточного числа.*

#### **Abstract**

### **PROVIDING OF CAPACITY VARIATOROV OF COMBINE HARVESTERS**

**V. Kukhtov, S. Lysenko**

*The criteria of capacity of transmissions are expounded in the article, principles of co-operation of the CVT belt with a pulley at adjusting of gear-ratio.*