

### **Заключение.**

Финишная обработка, в большинстве случаев, завершают технологический процесс и обеспечивают необходимые технические характеристики поверхностного слоя изделия. Основной проблемой финишной обработки является обеспечение качества поверхностного слоя изделия при большом числе взаимосвязанных факторов, вызывающих формообразование поверхности и необходимую структуру поверхностного слоя.

В работе рассмотрены основные силы в технологической зоне, возникающие при наведении магнитного поля. Составлены уравнения для определения сил взаимодействия зерен МАП в рабочем зазоре, зависящих от геометрических характеристик зерна МАП, при наведении равномерного магнитного поля.

В дальнейшем необходимо вывести математическое описание процесса резания единичным зерном МАП в зависимости от его положения в технологической зоне обработки.

**Список литературы:** 1. Бессонов С. А. Теоретические основы электротехники. Электромагнитное поле: Учебник. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Гардарики, 2001. – 317 с. 2. Барон Ю. М. Технология абразивной обработки в магнитном поле. - Л.: Машиностроение, 1975 – 128 с. 3. Юнусов Ф.С. Формообразование сложно профильных поверхностей шлифованием. - М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. 4. Лебедев В.Я. , Миронов А.М. , Сергеев Л.Е. Магнитно-абразивная обработка Рабочих поверхностей зубчатых колес //Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XIII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 11-16 сентября 2006 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Т. 2. – 324 с.5. Хейфец М.Л., Кожуро Л.М., Мрочек Ж.А. Процессы самоорганизации при формировании поверхностей.- Гомель: ИММС НАНБ, 1999.- 276 с.

Сдано в редакцию 09.05.07

## **ОПТИМИЗАЦИЯ СРОКА СЛУЖБЫ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ ПРИ ЗАГРУЗКЕ НАСЫПНОГО ГРУЗА НА КОНВЕЙЕР ЧЕРЕЗ ЗАГРУЗОЧНОЕ УСТРОЙСТВО**

**Монастырский С.В., Кирия Р.В.**  
(ИГТМ НАНУ, Днепропетровск, Украина)

*In work the problem of optimization of service life of a conveyor tape is solved at loading a bulk cargo on the conveyor through the loading device. It is established, that function of the purpose essentially depends on average speed of movement of a cargo on a trench and physicomechanical properties of a loaded material. Values of speeds of movement of a cargo on a trench and its deterioration are analytically certain and checked up experimentally at influence of a moving material.*

Постановка задачи оптимизации срока службы конвейерной ленты следующая: в пункте загрузки на ленту, движущуюся со скоростью  $v_l$ , загружается насыпной груз различного гранулометрического состава через загрузочное устройство со скоростью  $V_{гр}$  и под углом атаки  $\gamma_l$ . Мелкокусковые фракции загружаются на ленту непрерывно, а крупные куски – с интервалом, изменяющимся по случайному закону. Верхняя обкладка ленты подвергается постоянному износу, интенсивность которого зависит от скорости взаимодействия груза с лентой и его гранулометрического состава. Ресурс

конвейерной ленты до полного износа ее обкладки под действием насыпного груза составляет [1]:

$$T_{л} = \delta_{об.л} / n_{а} \cdot \Delta h, \quad \text{ч} \quad (1)$$

где  $T_{л}$  – ресурс конвейерной ленты, ч;  $n_{а}$  – количество оборотов ленты в 1 ч., при каждом из которых происходит равномерный линейный износ всей поверхности ленты на величину  $\Delta h$ .

Износ ленты за один оборот определяется согласно [1, 2]:

$$\Delta h = I \cdot S_{тор} \cdot \psi_1, \quad \text{мм/об} \quad (2)$$

где

$S_{тор}$  – путь торможения груза на ленте;  $I$  – интенсивность линейного износа ленты;  $\psi_1 = \sigma_{реал} / \sigma_{max}$  – коэффициент учитывающий давление груза на ленту;  $\sigma_{реал}$ ,  $\sigma_{max}$  – соответственно реальное и максимально возможное давления, значения которых определяется в [2], Н/м<sup>2</sup>.

Путь торможения определяется из условия равенства кинетической энергии падающего груза работе сил трения при его торможении:

$$S_{тор} = \frac{(V_{л} - V_{сп}^0)^2}{2g(f_{мп} \cos \beta - \sin \beta)}, \quad \text{м} \quad (3)$$

где  $V_{сп}^0$  - проекция скорости взаимодействия падающего груза с лентой на плоскость ее движения, м/с;  $f_{мп}$  - коэффициент трения груза о ленту;  $\beta$  - угол наклона ленточного конвейера, град.

Уравнение цели для задачи оптимизации ресурса конвейерной ленты имеет вид:

$$\Phi = (V_{л} - V_{сп}^0)^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

Ограничениями в задаче оптимизации срока службы ленты являются:

$$\begin{aligned} q_{min} < q_{сп} < q_{max}; \\ 0.1 < f_{тр} < 0.6; \\ 1 < H < 5, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $q_{min}$ ,  $q_{max}$  – минимально и максимально возможные погонные нагрузки, Н/м;  $f_{тр}$  – коэффициент трения груза о ленту;  $H$  – высота загрузки, м.

Ниже рассмотрен случай оптимизации срока службы конвейерной ленты при загрузке насыпного груза на конвейер через загрузочные устройства прямолинейного (рис.1.) или криволинейного (рис.2.) профиля.

В этом случае, согласно рис.1.,2. и на основании результатов исследований [3,4] проекция скорости взаимодействия груза с лентой на плоскость ее движения определится по следующему алгоритму:

- принимаем в общем виде форму продольного сечения желоба  $f(x)$ ;

используя [3, 4] для определения углов потери связи груза с полотном питателя и угла отрыва  $\phi_0$ , а также считая, что траектория движения насыпного груза представляет собой параболу, получаем в общем виде уравнение встречи груза с желобом загрузочного устройства:

$$AX^2 + BX + C - f(x) = 0, \quad (6)$$

где  $A = -\frac{g}{2V_0^2 \cos^2 \varphi_0}$ ;  $B = -tg \varphi_0 - 2AE$ ;  $E = X_0 + R_0 \sin \varphi_0$ ;

$C = Y_0 + R_0 \cos \varphi_0 + Etg \varphi_0 + AE^2$ ;

$X_0$  и  $Y_0$  - соответственно абсцисса и ордината центра барабана питателя, м;

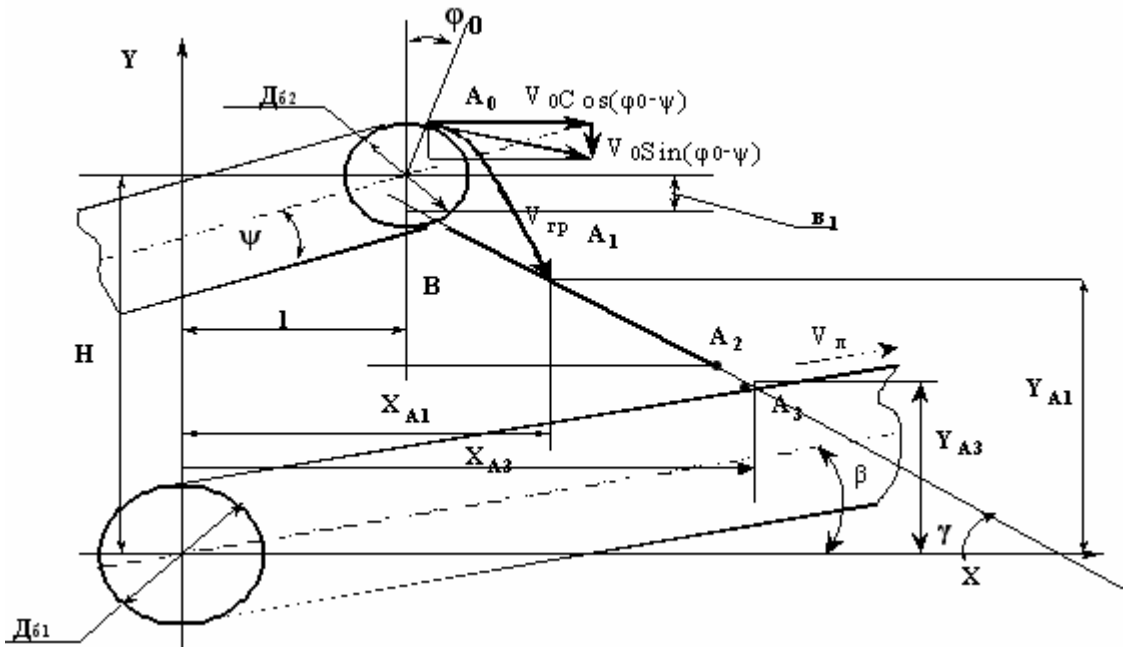


Рис.1. Схема загрузки ленточного конвейера при помощи загрузочного устройства с прямолинейным желобом

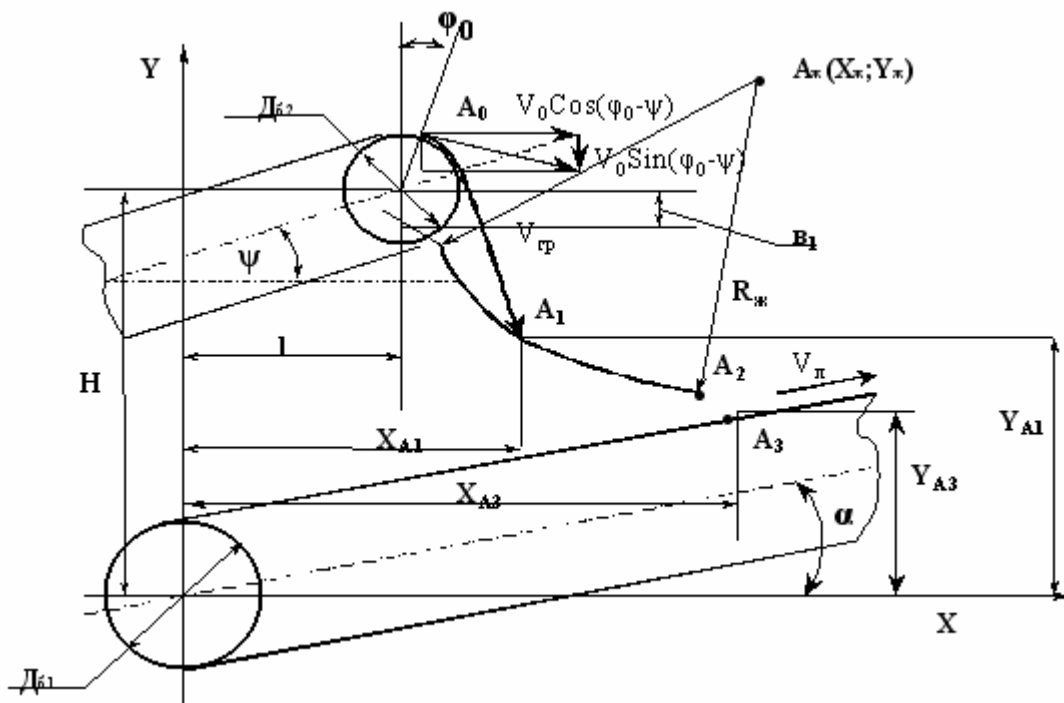


Рис.2. Схема загрузки ленточного конвейера при помощи загрузочного устройства с криволинейным желобом

- определяем скорость насыпного груза в точке его взаимодействия с желобом загрузочного устройства:

$$V_{жвх} = \text{Cos} \gamma_{ж1} \sqrt{V_0^2 \text{Cos}^2 \varphi_0 + (V_0 \text{Sin} \varphi_0 + g \Delta t_{бж})^2}, \text{ м/с} \quad (7)$$

где

$\gamma_{ж1} = \text{arctg}(2AX_{жвх} + B) - \text{arctg}\left(\frac{df(X_{жвх})}{dx}\right)$  - угол атаки насыпным грузом желоба загрузочного устройства, м;  $X_{жвх}$  - абсцисса точки встречи груза с желобом загрузочного устройства, м;  $V_0$  - скорость отрыва груза от барабана питателя, м/с;

$\Delta t_{бж} = \frac{X_{жвх} - E}{V_0 \text{Cos} \varphi_0}$  - время свободного падения груза до его встречи с желобом загрузочного устройства, с;

- определяем влияние формы желоба загрузочного устройства на изменение скорости куска, при этом желоб представляем в виде ломанной кривой с

длиной  $i$ -го звена  $ds_i = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx$ , а взаимосвязь скоростей куска на краях звена

выражаем как:

$$V_{i+1}^2 - V_i^2 = 2g \left( \left( \frac{df(X_i)}{dX} \right) - f_{трж} \right) (X_{i+1} - X_i), \quad (8)$$

где  $f_{трж}$  - коэффициент трения груза о желоб;  $X_{i+1}$  и  $X_i$  - соответственно абсциссы концов  $i$ -го звена, м.

- определяем угол выхода насыпного груза из желоба загрузочного устройства

$$\gamma_{ж2} = \text{arctg}\left(\frac{df(X_{жсх})}{dX}\right), \text{ рад}$$

где  $X_{жсх}$  - абсцисса точки выхода груза из желоба загрузочного устройства;

- параметры пересечения траектории свободного падения насыпного груза с движущейся лентой определяются из уравнения:

$$MX^2 + NX + P - tgX - d = 0, \quad (9)$$

где  $M = -\frac{g}{2V_{жсх}^2 \text{Cos}^2 \gamma_{ж2}}$ ;  $N = -tg \gamma_{ж2} - 2AE$ ;  $P = Y_{жсх} + X_{жсх} tg \gamma_{ж2} + ME^2$ ;  $V_{жсх}$  и

$Y_{жсх}$  - соответственно скорость м/с и ордината точки схода куска с желоба загрузочного устройства, м;

- определяем проекцию скорости насыпного груза в точке его контакта с движущейся лентой из выражения:

$$V_k = \text{Cos} \gamma_l \sqrt{V_{жсх}^2 \text{Cos}^2 \gamma_{ж2} + (V_{жсх} \text{Sin} \gamma_{ж2} + g \Delta t_{жк})^2} \text{ м/с} \quad (10)$$

где  $\Delta t_{жк} = \frac{X_l - X_{жсх}}{V_{жсх} \text{Cos} \gamma_{ж2}}$  - время свободного падения груза до его встречи с лентой конвейера, с;  $X_l$  - абсцисса точки контакта куска с лентой конвейера, м.

Реализация указанного алгоритма выполнялась численным способом с помощью программного обеспечения, позволяющего практически для любой формы продольного сечения желоба загрузочного устройства определить множество

наилучших вариантов его параметров ( $H, L_{ж}, R_{ж}, \varphi_0, \alpha, \beta, V_0, D_{б1}, D_{б2}$ ), при которых срок службы конвейерной ленты по сравнению с прямоточной загрузкой увеличивается.

Влияние загрузочных устройств прямолинейного и криволинейного профилей на срок службы конвейерной ленты рассматривалось для случаев ее абразивного износа и пробоя насыпным грузом в месте контакта с лентой. Ресурс ленты определяли из выражения (1) с учетом (2), (3) и исходных данных: длина конвейера конвейера 200..600 м, скорость ленты 2 м/с, угол наклона конвейера в пределах  $-16^{\circ} \dots 14^{\circ}$ , толщина обкладки 0,005 м, а также угла наклона желоба в пределах  $40^{\circ} \dots 60^{\circ}$  и коэффициенте трения насыпного груза по желобу  $\mu_{тр} = 0,4 \dots 0,6$ . Полученные результаты представлены на рис.3.

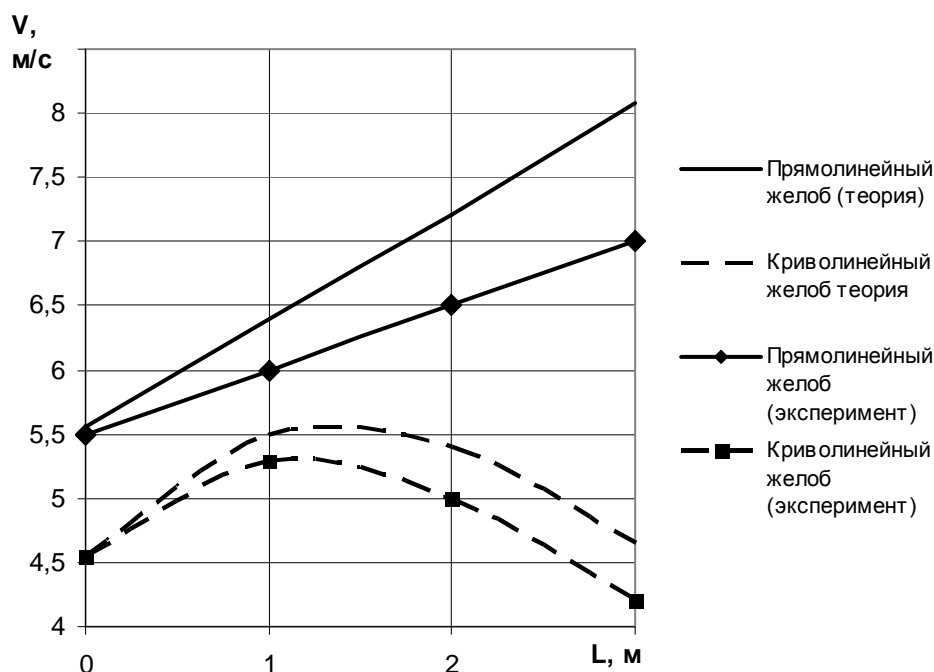


Рис. 3. Изменение скорости груза по длине желоба загрузочного устройства.

Установлено:

- скорость движения насыпного груза на выходе из желоба загрузочного устройства (рис.3) зависит от формы его продольного сечения: увеличивается в 1,5 – 2 раза в прямолинейном и снижается в 1,5 раза в криволинейном по сравнению со скоростью на входе;
- характер изменения теоретических и экспериментальных значений скорости движения груза в желобе – совпадает, абсолютные значения скоростей различаются на 15-20% (рис.3);
- срок службы конвейерной ленты при применении загрузочных устройств увеличивается на 20...30% при прямолинейном желобе и в 1,5...2 раза в криволинейном желобе по сравнению с прямоточной загрузкой. Увеличение угла наклона загрузочного устройства позволяет повысить срок службы ленты в 1,5...1,8 раза (при  $60^{\circ}$ ). При неизменных параметрах загрузочного устройства увеличение угла наклона конвейера до  $14^{\circ}$  позволяет повысить срок службы ленты в 1,2...1,3 раза.

**Список литературы:** 1. Полунин В. Т., Гуленко Г. Н. Эксплуатация мощных конвейеров. – М.: Недра.- 1986. – 343 с. 2. Шпакунов И.А. Исследование основных составляющих коэффициента сопротивления движению ленты на длинных горизонтальных ленточных конвейерах: Автореферат кандидатской дисс.: – М., 1968. – 217 с 3. Монастырский В.Ф. Разработка методов и средств управления надежностью горных машин. //Наука и образование.- №3.- Якутск: из-во СО РАН.- 2001.- С 144-151. 4. Монастырский В.Ф., Монастырский С.В. Научное обоснование исходных данных для определения потребительского качества предприятий АК «АЛРОСА» //Сб. трудов Международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы комплексного освоения месторождений полезных ископаемых криолитозоны».- Якутск: из-во СОРАН.- т.3.- 2004 г.-С.175-184.

Сдано в редакцию 07.05.07

## ГРАФІЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ СТАТИЧНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РІЗАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ ВІДРІЗНИХ ФРЕЗ З РІЗНОНАПРАВЛЕНИМИ ЗУБЦЯМИ І СТРУЖКОВИМИ КАНАВКАМИ ЗМІННОЇ ВИСОТИ

Панчук В.Г., Майданюк С.В. (НТУУ “КПІ”, м. Київ, Україна)

*In the article by the use of graphic method there are determined the static geometrics of the cutting part of cutting-off mills with the multi-directional cogs and the filing ditches of variable depth*

**Вступ.** Геометричні параметри різальної частини в досліджуваній точці різальної кромки інструменту характеризуються величинами переднього і заднього кутів, кутом в плані і кутом нахилу різальної кромки. В теоретичних розрахунках процесу різання відрізними фрезами використовуються статичні геометричні параметри у відповідності до визначень ДСТУ 2249-93 [1].

З метою одержання більш раціональної схеми зрізання припуску розроблені конструкції відрізнних фрез з підрізаючими кромками і різнонаправленими зубцями [2, 3].

Теорія розрахунків, з метою оцінки працездатності і оптимізації конструкції, відрізнних фрез з різнонаправленими зубцями і стружковими канавками на даний час відсутня.

Для розробки рекомендацій з вибору конструктивних і геометричних параметрів, а також для визначення раціональної області використання відрізнних фрез заданої конструкції необхідно знати залежності статичних геометричних параметрів різальних зубців від їх конструктивних параметрів.

В даній статті графічним методом розв’язується задача визначення статичних геометричних параметрів відрізнних фрез з різнонаправленими зубцями і стружковими канавками змінної висоти. Графічний метод порівняно з аналітичним [4] дозволяє отримати розрахункові залежності простішої структури і більш наглядного вигляду.

**Конструкція відрізнної фрези.** Схема різальної частини дискової відрізнної фрези зображена на рис. 1. На кожному зубці фрези задана інструментальна система координат  $XYZ$ . За початок координат інструментальної системи координат приймається точка різальної кромки зуба в середньому січенні дискової фрези. Вісь  $Z$  лежить на лінії перетину площин  $P_{vi}$  і  $P_{ni}$  і іде паралельно до осі дискової фрези. Вісь  $Y$  розміщена на лінії перетину площин  $P_{vi}$  і  $P_{ci}$  і направлена перпендикулярно до осі фрези. Вісь  $X$  розміщена на лінії перетину площин  $P_{ni}$  і  $P_{ci}$  і є дотичною до кола, яке