

***7. РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЕ
ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ
МАШИН ДЛЯ УБОРКИ ЛЬНА
И КОРНЕКЛУБНЕПЛОДОВ***

***РАБОЧИЕ ОРГАНЫ
ЛЬНУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА***

Рабочими органами льноуборочного комбайна являются:

- **теребильный аппарат** – для теребления стеблей и формирования ленты (включает делители, теребильные ремни со шкивами и роликами, поперечный транспортер);
- **очесывающий аппарат** – для отделения семенных коробочек от стеблей и направления их на транспортер (включает зажимной транспортер, очесывающий барабан);
- **расстилочный щит** – для укладки ленты стеблей на поле сбоку комбайна;
- **транспортер вороха** – для подачи очесанных коробочек в транспортное средство.

***ПАРАМЕТРЫ
ТЕРЕБИЛЬНОГО АППАРАТА***

Общий вид и схема пруткового делителя льноуборочного комбайна

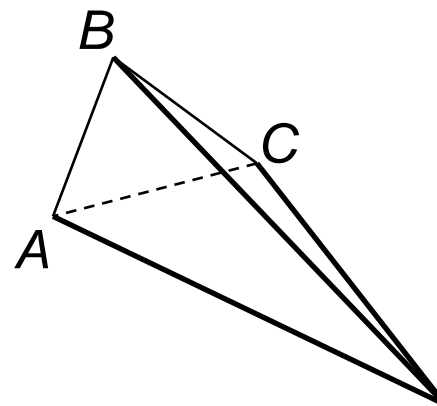
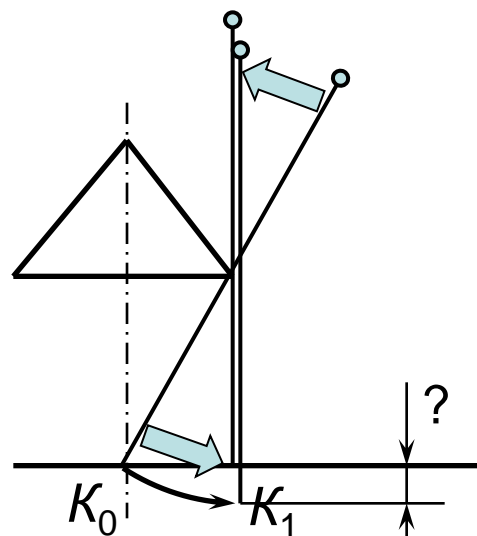
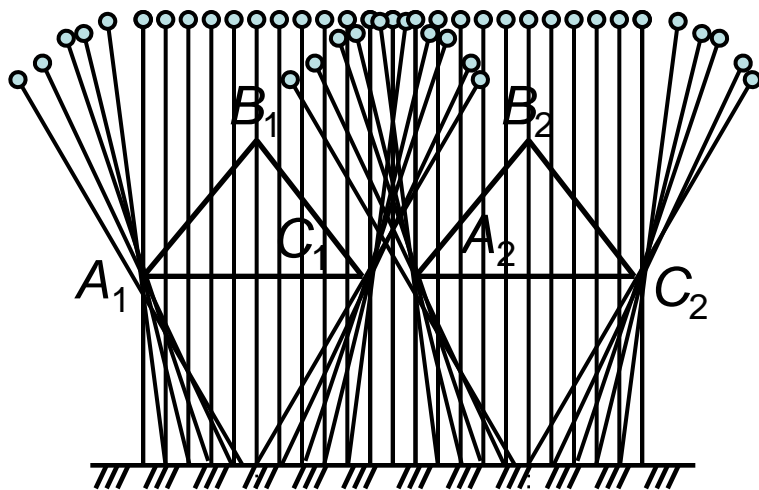
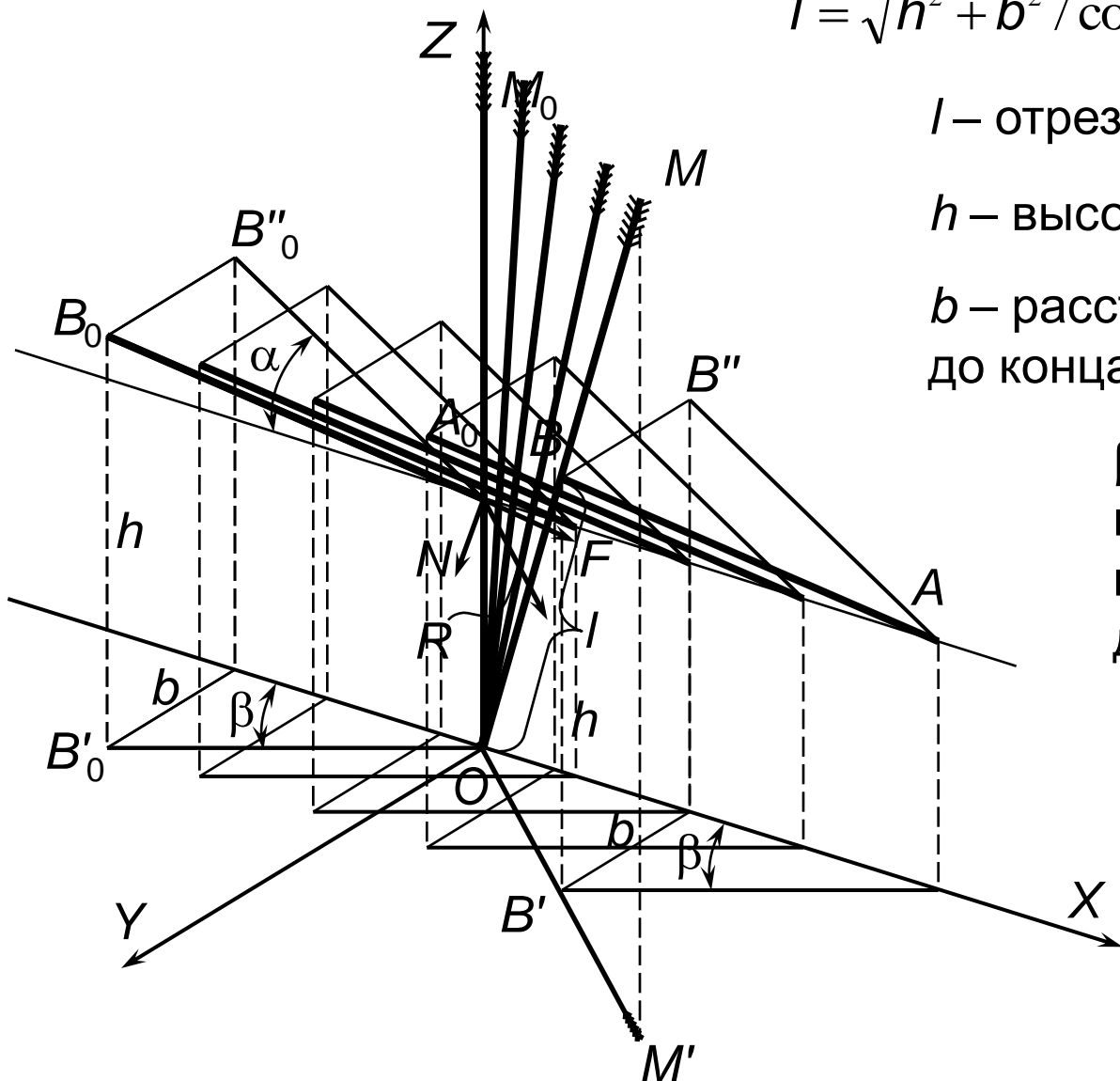


Схема взаимодействия пруткового делителя со стеблями льна



Взаимодействие прутка делителя со стеблем

$$l = \sqrt{h^2 + b^2 / \cos^2(\beta + \varphi)}$$



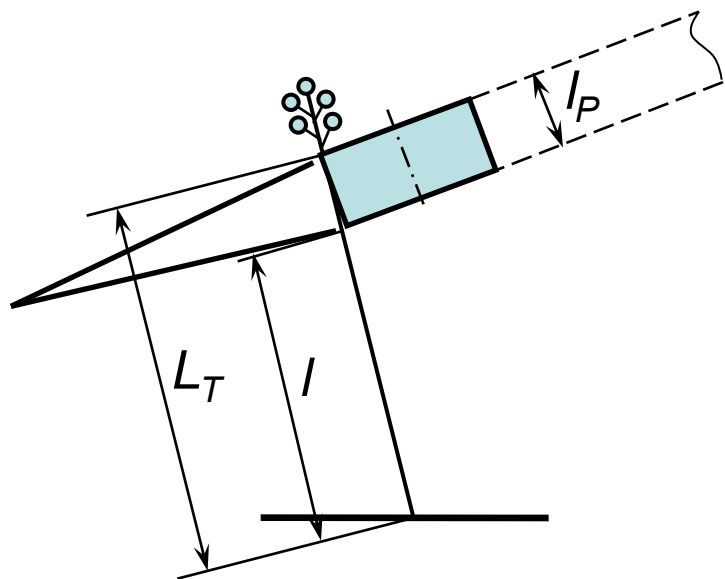
l – отрезок стебля под прутком;

h – высота установки делителя;

b – расстоянием от оси делителя до конца бокового прутка;

β – угол между горизонтальной проекцией прутка и направлением движения;

φ – угол трения стебля о пруток;



На короткостебельном льне делители устанавливают так, чтобы теробление происходило с **минимальной растянутостью без повреждения коробочек.**

L_T – техническая длина стебля;

l_P – ширина теробильного ремня.

$$L_T \geq l + l_P$$

После подстановки $L_T - l_P \geq \sqrt{h^2 + b^2 / \cos^2(\beta + \varphi)}$.

Решая относительно h , имеем $h \leq \sqrt{(L_T - l_P)^2 - b^2 / \cos^2(\beta + \varphi)}$.

ПАРАМЕТРЫ ОЧЕСЫВАЮЩЕГО АППАРАТА

Взаимное расположение очесывающего барабана и зажимного транспортера обуславливает наличие «мертвой» зоны D , в которой воздействие зубьев на стебли отсутствует.

Траектория концов зубьев, центр которой смещен от оси барабана на длину зуба $OO_K = p = 0,25$ м, определяет зону очеса a ленты.

Дополнительные обозначения:

c – расстояние (параллельно оси стебля) от зажимного транспортера до очесывающего барабана, $c = 0,1$ м;

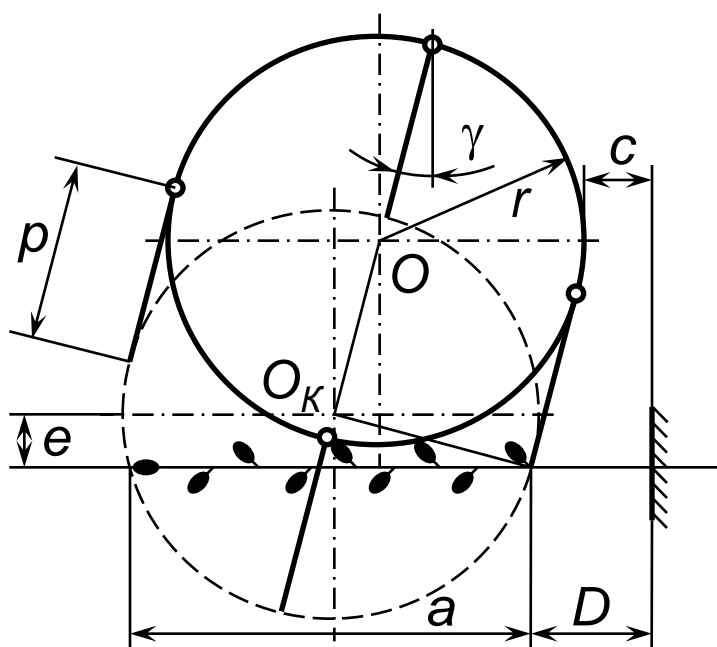
γ – угол наклона зубьев к линии, перпендикулярной стеблю;

r – радиус очесывающего барабана, $r = 0,3$ м;

e – расстояние от оси стебля до центра окружности концов зубьев, $e = 0,05$ м.

Ширина «мертвой» зоны

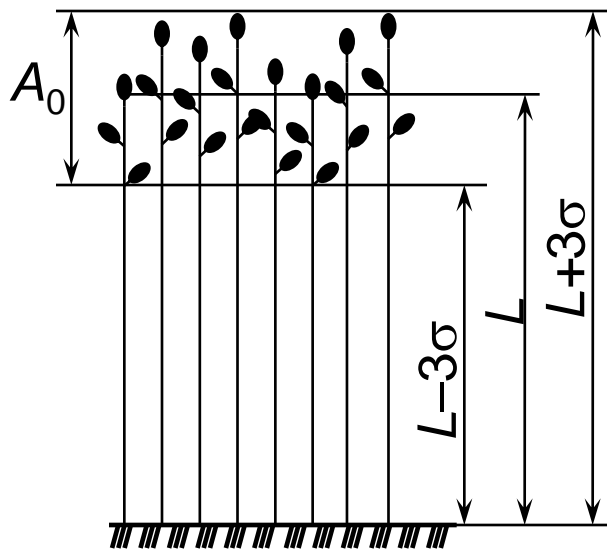
$$D = c + r + p \sin \gamma - \sqrt{r^2 - e^2}.$$



При среднем арифметическом значении высоты расположения семенных коробочек L и среднеквадратическом отклонении σ ширина зоны расположения коробочек на поле составит A_0 .

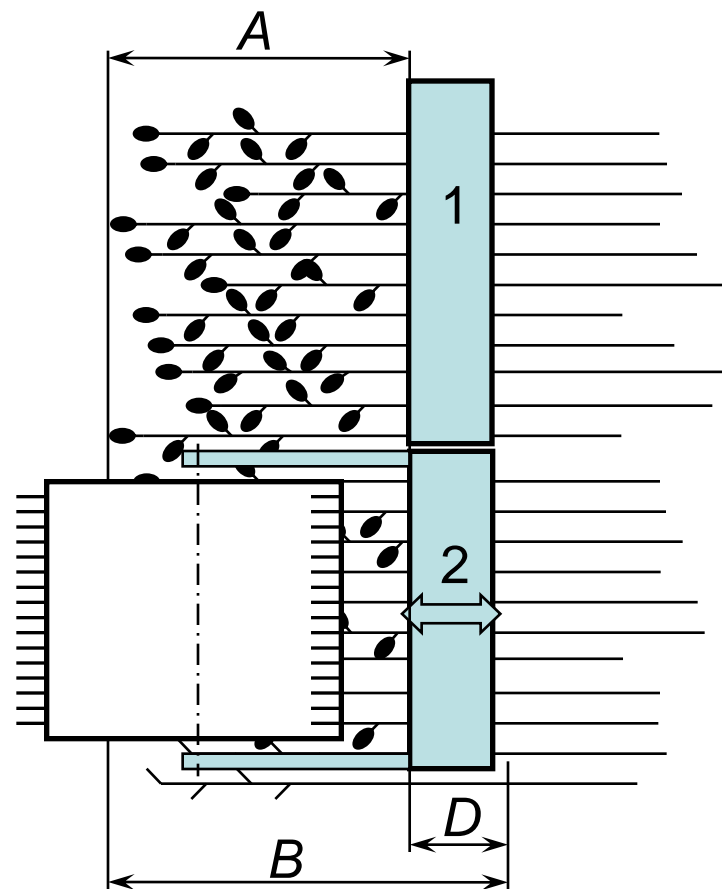
С учетом возникающей при тереблении растянутости ε ширина зоны расположения коробочек в ленте стеблей льна на поперечном транспортере составит $A = (L + 3\sigma) - (L - 3\sigma) + L\varepsilon/100 = 6\sigma + L\varepsilon/100$.

Для обеспечения прочеса всей зоны A зажимной транспортер 2 смещают назад относительно поперечного 1 на расстояние, не меньшее, чем ширина «мертвой» зоны D .



Выступающая длина B стеблей должна быть не менее общей ширины зон A и D

$$B \geq A + D.$$



***РАБОЧИЕ ОРГАНЫ
КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО
КОМБАЙНА***

Рабочими органами картофелеуборочного комбайна являются:

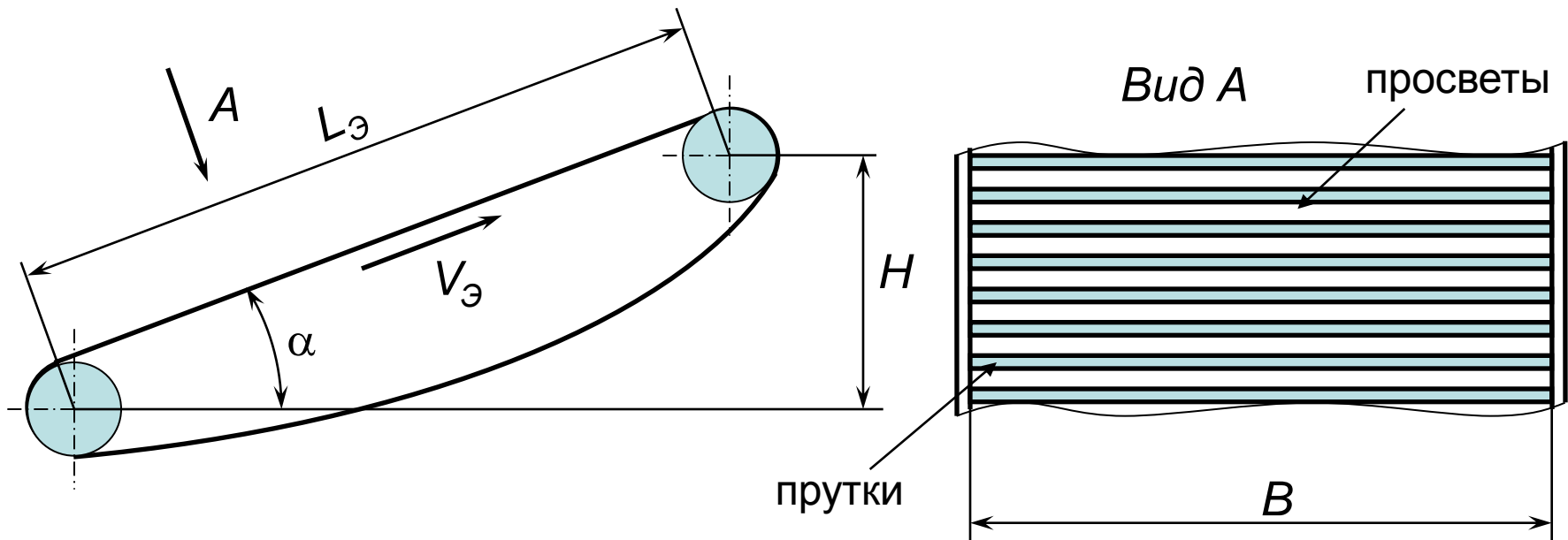
- **подкапывающие** – для подкапывания пласта на глубину залегания клубней, подъема и передачи его на сепарирующий рабочий орган (пассивные, активные, комбинированные, плоские, секционные и корытообразные)
- **комкоразрушающие** – для разрушения почвенных комков (катковые, вальцовые, пластинчатые);
- **сепарирующие** – для перемещения клубненосного пласта, его разрушения и просеивания мелкой почвы (прутковые элеваторы, грохотные, вальцовые);
- **ботвоудаляющие** – для удаления растительных остатков (сетчатые транспортеры, вальцовые, пальчиковые транспортеры);
- **камнеудаляющие** – для удаления камней (пальчиковые транспортеры);

ПАРАМЕТРЫ ПРУТКОВОГО ЭЛЕВАТОРА

Основными **параметрами** пруткового **элеватора** являются:

- **угол наклона** α рабочей ветви к горизонту, град.
- **скорость движения** полотна элеватора $V_{\text{э}}$, м/с
- **длина** $L_{\text{э}}$ элеватора, м
- **ширина** B элеватора, м
- **живое сечение** сепарирующей поверхности S , м^2

$$S = \frac{S_{\text{просв}}}{S_{\text{общ}}}$$



Угол наклона рабочей ветви должен **предотвращать сползание** массы вниз по элеватору.

При расположении элеватора **в начале машины** (за лемехом) $\alpha < \varphi_C$,
где φ_C – **угол трения скольжения** материала по поверхности элеватора;
 $\alpha = 20 \dots 22^\circ$.

При расположении элеватора **в середине** схемы **машины**, когда на его поверхности находятся в основном клубни и комки, $\alpha < \varphi_K$,
где φ_K – **угол трения качения** материала по поверхности элеватора;
 $\alpha = 10 \dots 15^\circ$.

При большем угле увеличивается процент **сепарации** почвы и улучшается **компоновка** машины.

От **скорости** движения полотна элеватора $V_{\text{э}}$ зависит **время пребывания** на нем сепарируемой массы и **интенсивность сепарации**.

При повышенной скорости пласт **растаскивается**, быстрее **разрушается** и лучше **сепарируется**.

Однако при чрезмерно **больших** скоростях почва **не успевает** просеиваться и увеличивается **повреждение** клубней.

Наиболее **рациональная** скорость движения полотна –
1,5...2,5 м/с.

От **скорости** полотна элеватора $V_{\text{э}}$ зависит **интенсивность** работы эллиптических **встряхивателей**.

В момент встряхивания прутки элеватора движутся по окружности, описываемой большой осью $2a$ эллипса.

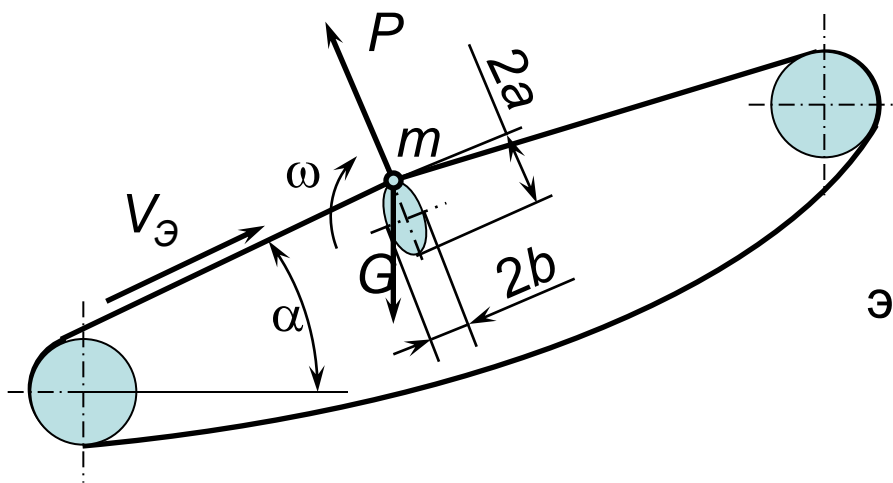
Вследствие этого на частицу m сепарируемого вороха действует **центробежная сила P**

$P = m\omega^2 a$, где ω – угловая скорость эллиптической звездочки.

Для отрыва частицы от поверхности элеватора необходимо, чтобы **центробежная сила превышала вес частицы $G = mg$**

с учетом наклона элеватора

$$P > G \cos \alpha; \quad m\omega^2 a > mg \cos \alpha.$$



Условие отрыва $\omega > \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{a}}$.

Минимальная скорость движения элеватора, **обеспечивающая отрыв** материала от его поверхности

$$V_{\text{э}} = \omega a > \sqrt{ag \cos \alpha}.$$

Длина $L_{\text{э}}$ рабочей ветви элеватора влияет на **сепарацию**, так как от нее зависит время нахождения материала на сепарирующей поверхности.

Оптимальная длина для современных конструкций составляет 1,5...1,7 м.

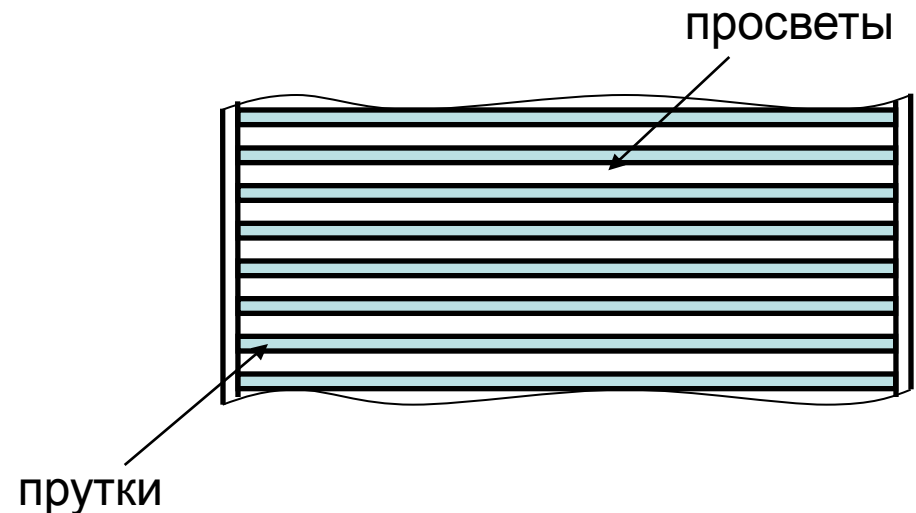
При больших значениях $L_{\text{э}}$ возрастает повреждение клубней, а процент сепарации увеличивается незначительно.

Часто длину элеватора выбирают в зависимости от требуемой высоты подъема материала H , т.е.

$$L_{\text{э}} = H / \sin \alpha.$$

Ширину элеватора B выбирают исходя из **ширины лемехов**:
при междурядье 70 см для однорядных машин $B = 530 \dots 575$ мм,
для двухрядных – $B = 1000 \dots 1200$ мм.

Живое сечение рабочей поверхности элеватора равно
отношению **площади просветов** ко **всей рабочей площади**
полотна и составляет 74...75 % при шаге прутков $t = 38 \dots 41,3$ мм
и их диаметре $d = 10 \dots 11$ мм.



ПАРАМЕТРЫ ВАЛЬЦОВОГО БОТВОУДАЛИТЕЛЯ

Вальцы диаметром D_1 и D_2 установлены с зазором a и вращаются навстречу друг другу с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 .

Тогда на стебель толщиной h действуют силы N_1, F_1 со стороны верхнего и N_2, F_2 со стороны нижнего вальцов.

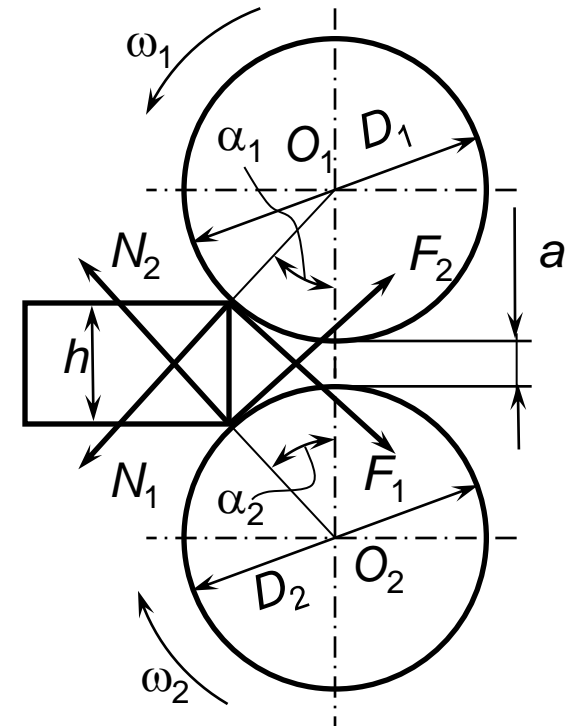
Силы N_1 и N_2 направлены вдоль радиусов, проведенных в точки касания, силы F_1 и F_2 по касательным к вальцам.

Проектируя все на направление движения, получим условие захвата стебля вальцами

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 > N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2.$$

Учитывая, что $F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1$, $F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$,

имеем $N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \alpha_1 + N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha_2 > N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2$.



При одинаковых диаметрах и материале валцов $D_1 = D_2$, $N_1 = N_2$,
 $\varphi_1 = \varphi_2$.

После преобразований получим $\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \alpha$ или $\varphi > \alpha$.

Из полученного условия захвата следует, что $\cos \varphi < \cos \alpha$.

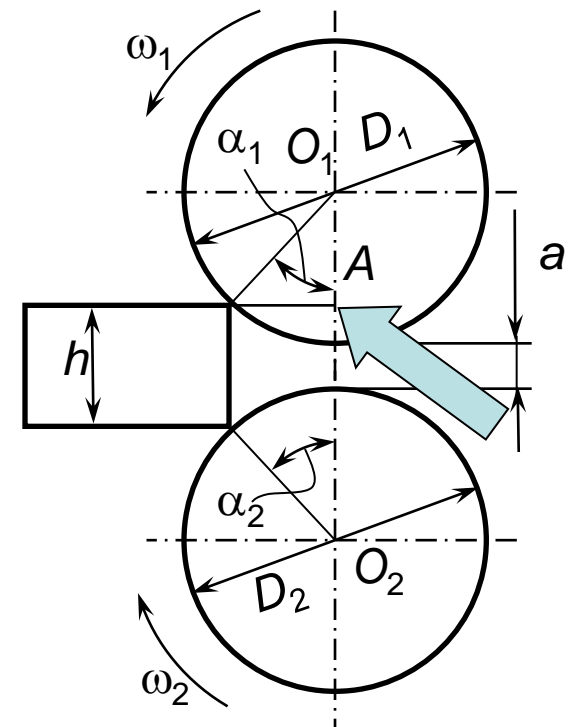
Из рисунка видно, что $\cos \alpha = \frac{2O_1A}{D}$.

Так как $O_1A = \frac{D}{2} + \frac{a}{2} - \frac{h}{2}$,

то $\cos \alpha = 1 + \frac{a}{D} - \frac{h}{D}$.

Подставляя полученное выражение в
 неравенство и решая имеем

$\cos \varphi < 1 + \frac{a}{D} - \frac{h}{D}$, $a > h - D(1 - \cos \varphi)$.



Вальцы должны непрерывно и равномерно подавать (пропускать) материал без сгуживания.

Для этого количество материала q_0 , пропускаемой вальцами, должно быть равно подаче его q к вальцам, т. е. $q_0 = q$.

Количество пропускаемого вальцами материала q_0 зависит от рабочей длины L вальцов, скорости u_M перемещения материала и зазора a между вальцами $q_0 = \varepsilon a L u_M \rho$,

где ε – коэффициент использования ширины рабочей щели вальцов;
 ρ – объемная масса материала, кг/м³.

Скорость материала зависит от скорости u_B вальцов и с учетом коэффициента буксования $\eta = 0,8 \dots 0,9$ равна $u_M = \eta u_B$.

Подача материала к вальцам зависит от ширины захвата B и скорости движения V_M машины, а также урожайности A $q = B V_M A$.

После приравнивания и решения имеем $u_B = \frac{B V_M A}{\varepsilon \eta a L \rho}$.

