

основы расчета и конструирования машин для подбора массы из валков , плющения и измельчения ,и прессования кормов

- 1.Расчёт конструктивных параметров
плющильных и подающих вальцов.
- 2.Расчет параметров и режимов
работы измельчителей кормов

4.ТИПЫ ПРЕССОВ. ПРОЦЕСС
ПРЕССОВАНИЯ СЕНА
ПОРШНЕВЫМ ПРЕССОМ.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В
КАМЕРЕ ПРЕССОВАНИЯ ПРИ
ХОДЕ СЖАТИЯ СЕНА

5.РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ КАМЕРЫ
ПРЕССОВАНИЯ,
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРЕССА
И ЗАТРАЧИВАЕМОЙ МОЩНОСТИ

6.КЛАССИФИКАЦИЯ
ПОДБОРЩИКОВ И РЕЖИМ

3. РАСЧЁТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Различают три группы вальцовых органов:

ВАЛЬЦОВЫХ ОРГАНОВ

подающие, отрывочные и очистительные вальцы.

Подающие вальцы применяются в силосоуборочных комбайнах для подачи массы к измельчающему аппарату и ряде других машин. При анализе работы подающих вальцов можно выделить две операции: захват и плющение. Вальцы имеют гладкую, рифленую или ребристую поверхности, вращаются навстречу друг другу, захватывают и протягивают стебли.

КОНСТРУКЦИИ ВАЛЬЦОВ

На рабочей поверхности чугунных вальцов имеются винтообразные выступы, между которыми установлены зубья, увеличивающие активность очистительных вальцов. Обрезиненный валец состоит из резиновых рифленых колец, насаженных на металлический вал.

Рассмотрим каждый процесс отдельно.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПЛЮЩИЛЬНОГО АППАРАТА

Условия захвата. Плущильный аппарат должен обеспечивать надежный захват слоя материала определенной высоты и его прокатку между вальцами без пробуксовывания. В процессе плющения травы повышенной влажности происходит обильное выделение сока, который увлажняет поверхность вальцов и значительно снижает усилие трения, увлекающее слой материала в рабочий зазор между вращающимися вальцами. В результате наблюдаются случаи, когда увеличение усилия

между вальцами с целью предотвращения забивания плющильного аппарата приводит к еще большему проскальзыванию вальцов по слою материала. Основные параметры плющильного аппарата должны удовлетворять как условию захвата скошенной травы, так и ее прокатки между вальцами при определенном усилии сжатия. Существуют гладкие, ребристые и штифтовые вальцы, которые используются при уборке люцерны, клевера изображены ниже на рисунках (1, 2, 3,4)

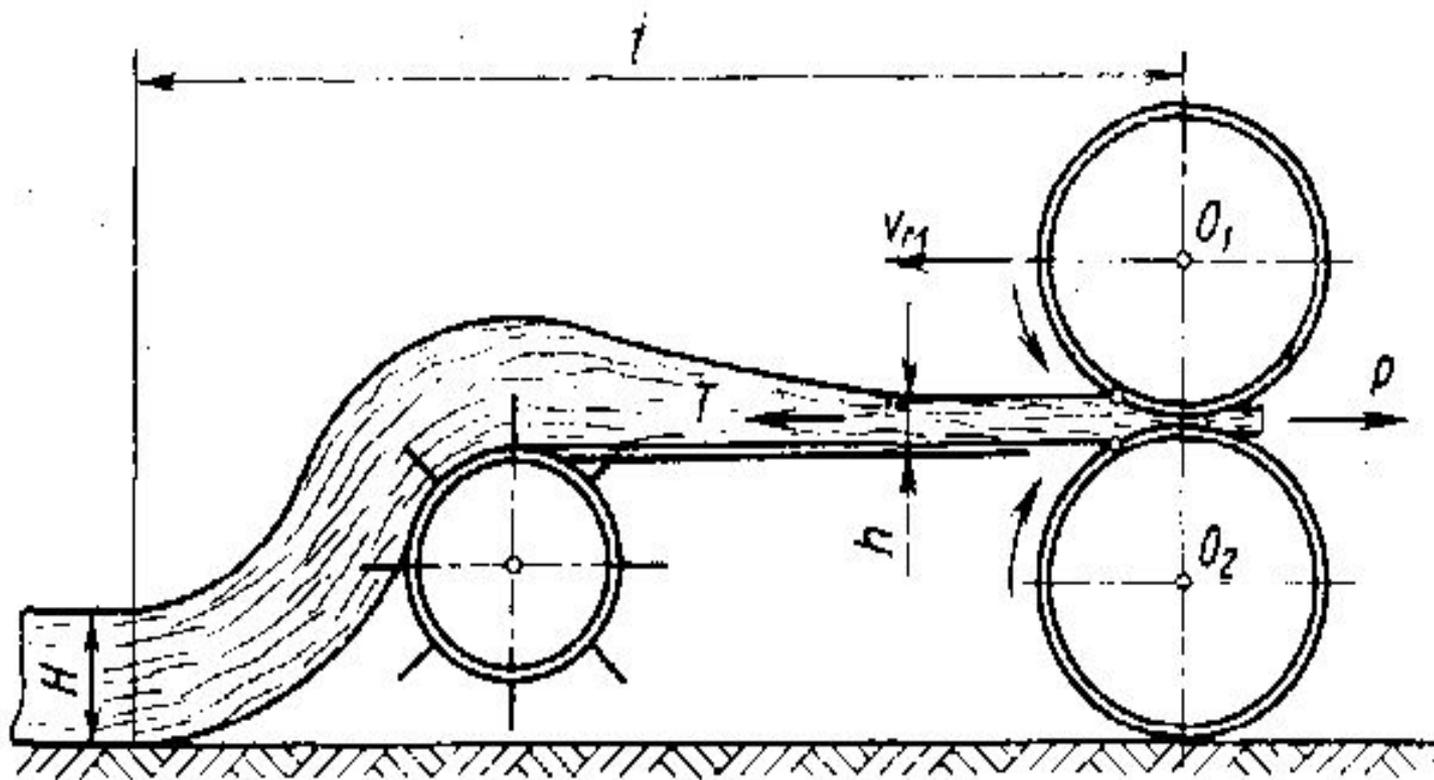


Рисунок 1.- Схема плющения травы гладкими вальцами

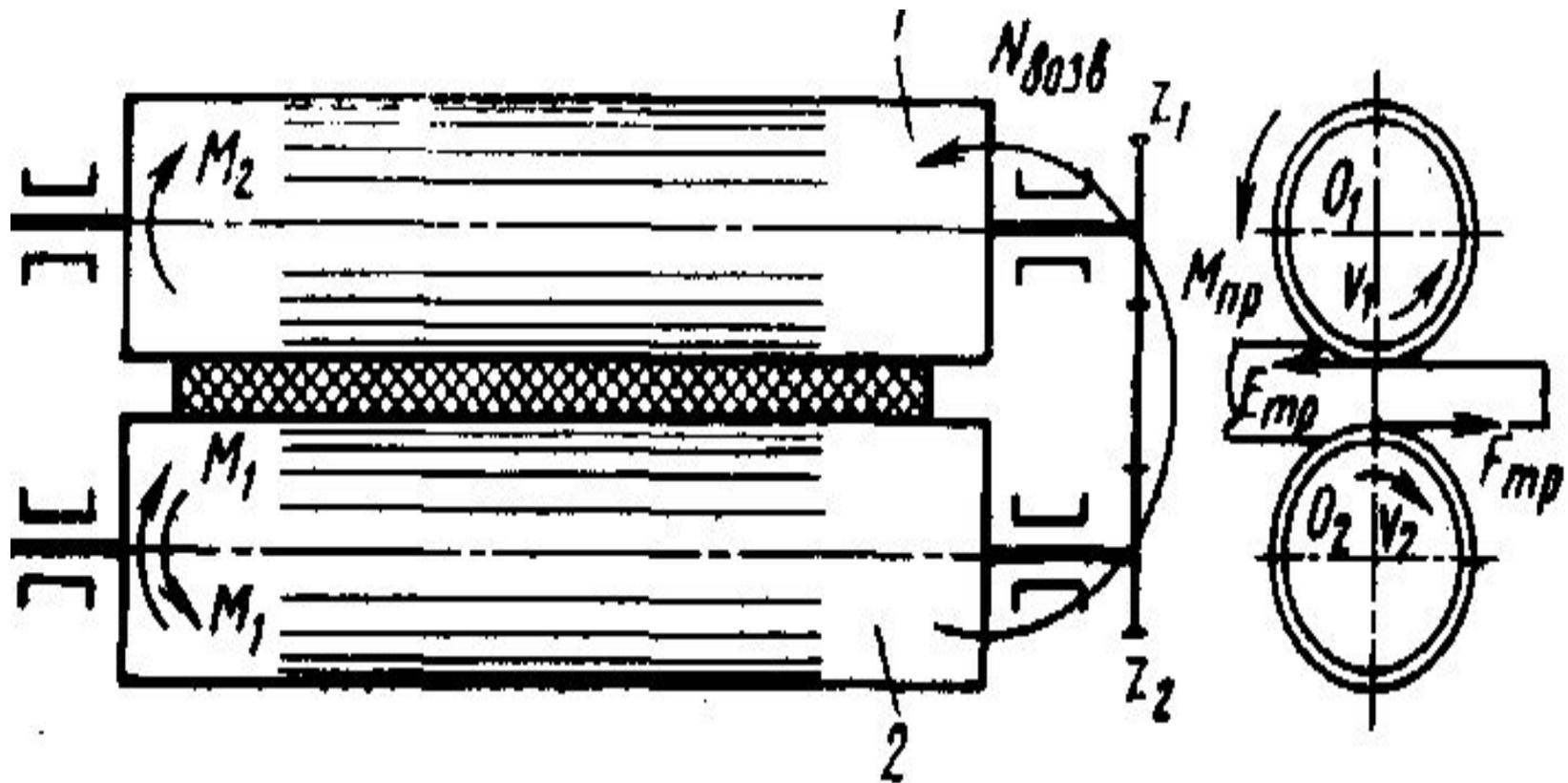
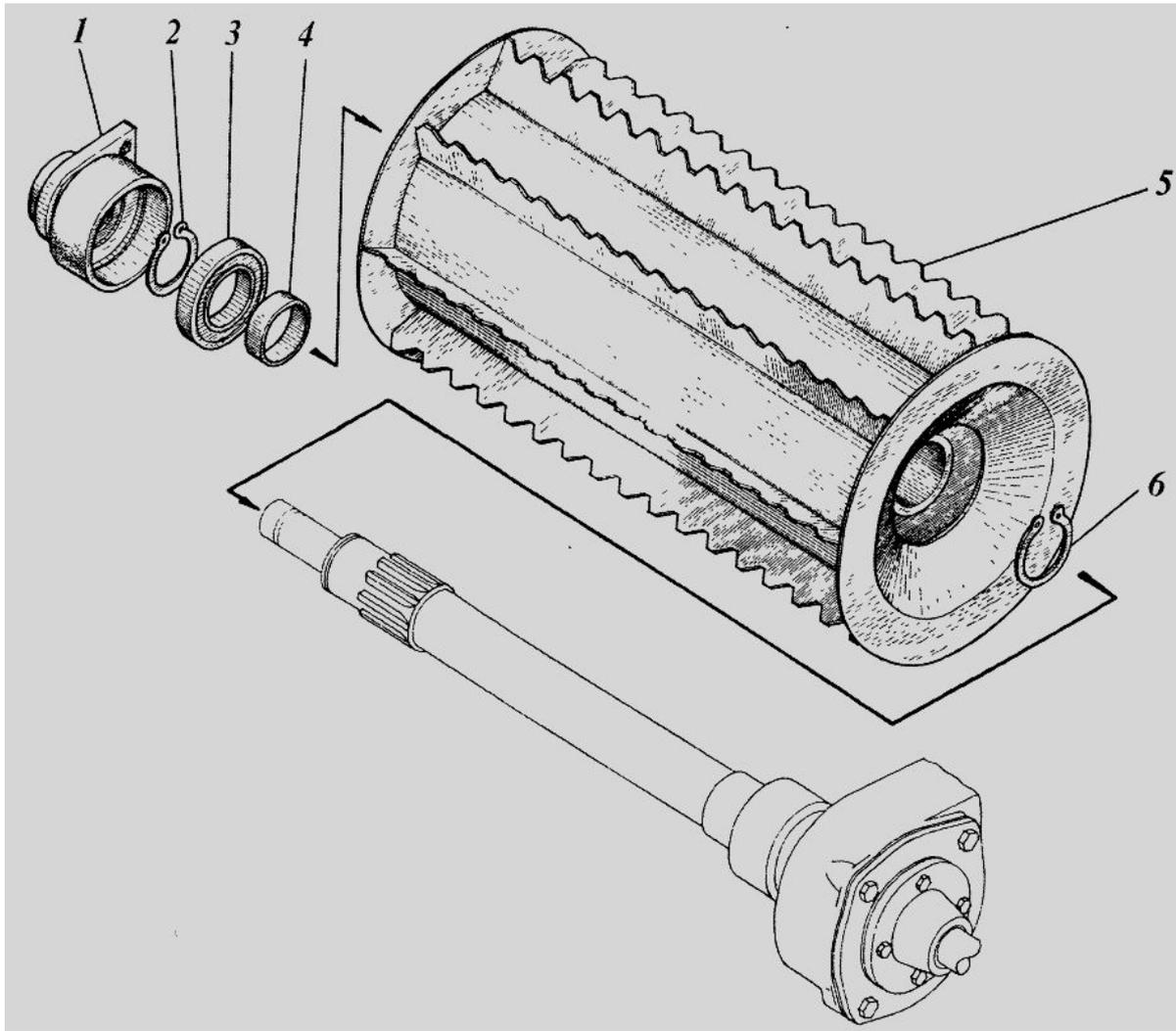
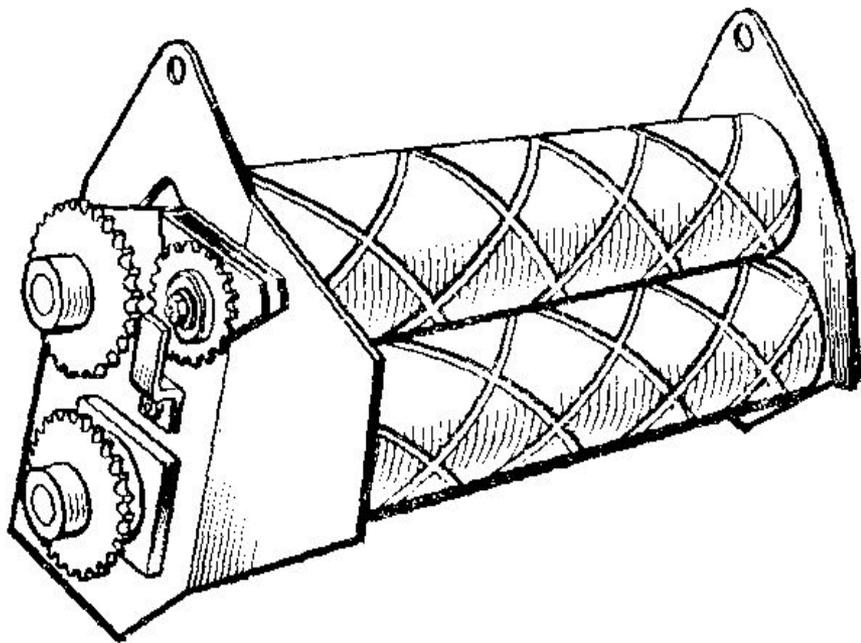


Рис.2.- Схема к расчету мощности на привод пары плющильных вальцов

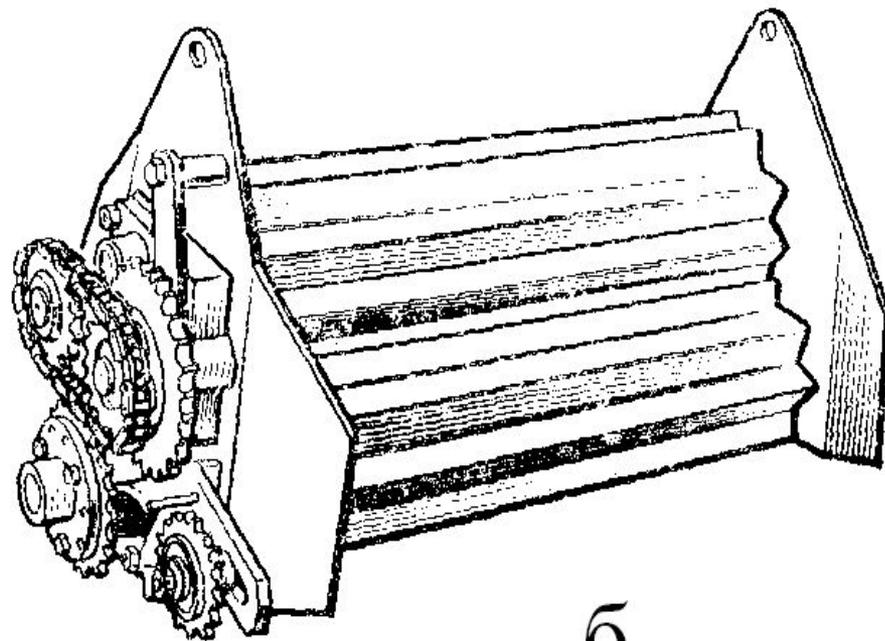


1-стакан; 2, 6 -кольца;3-подшипник; 4-втулка; 5-валец подающего механизма большой;

Рисунок 3 .- Схема сборки вальца верхнего



а



б

Рисунок 4.- Схема вальцов

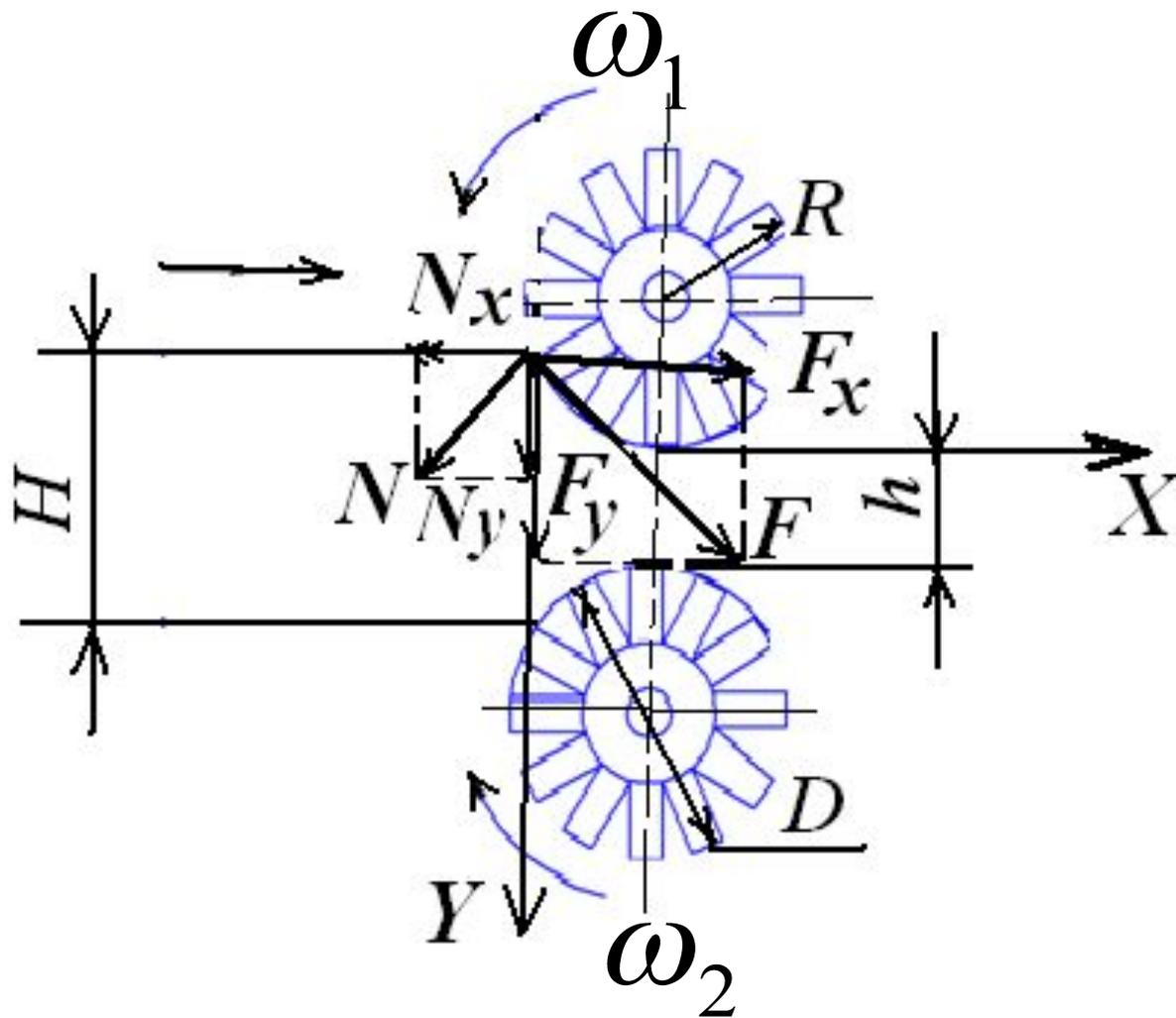
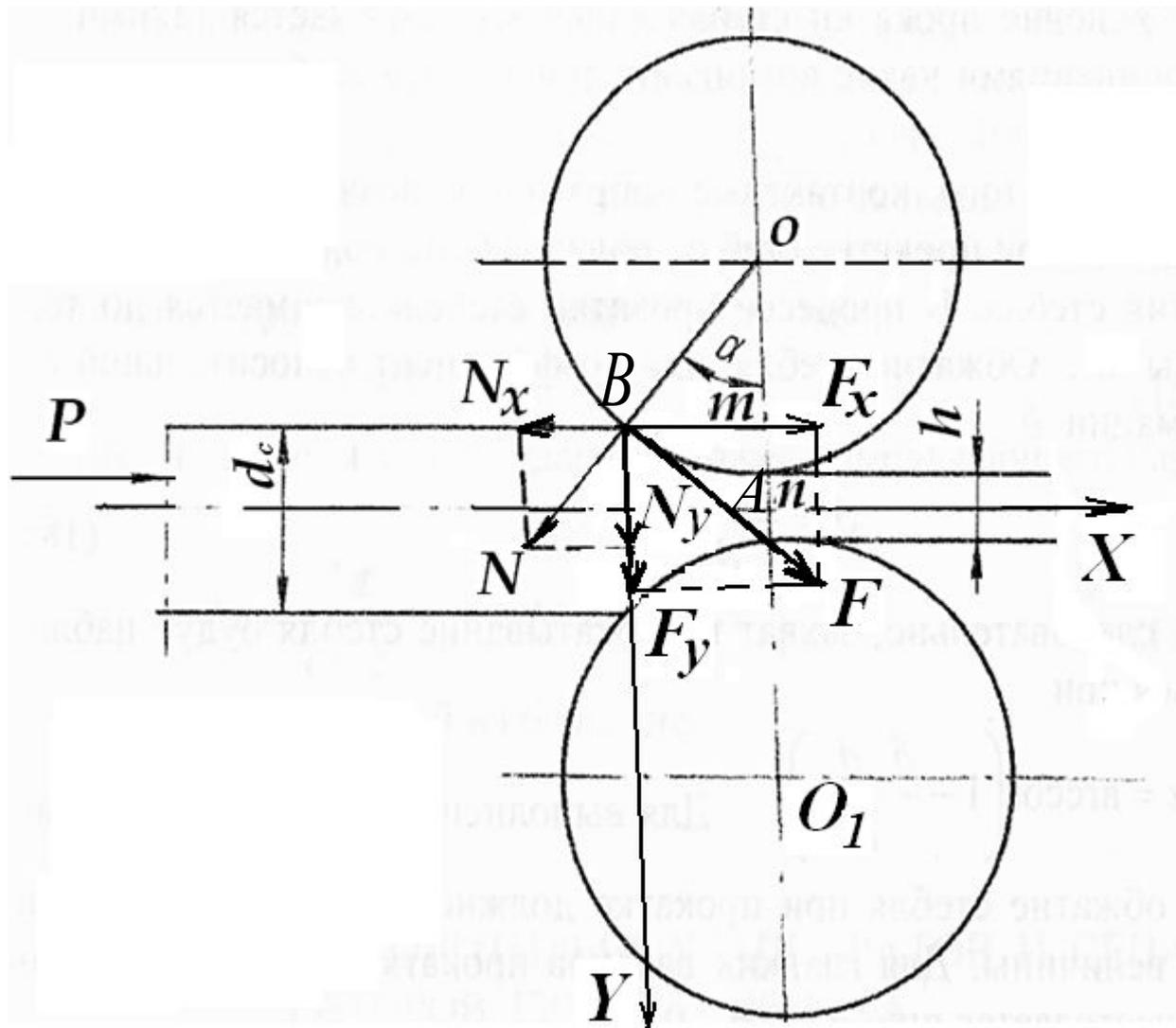


Рисунок 5.- Схема взаимодействия рифлёного аппарата при плющении стеблей клевера

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПЛЮЩИЛЬНЫХ ВАЛЬЦОВ

Рабочий процесс вальцов может быть представлен **тремя стадиями**, сменяющимися последовательно одна другую: **захват слоя стеблей**; **протягивание**; **выход** стеблей из рабочей зоны. Наиболее ответственный этап — захват.

Рассмотрим процесс захвата стеблей на примере работы два гладких вальца (рис.5) диаметром D вращаются навстречу один другому с угловой скоростью



**РИСУНОК 5.- СХЕМА ЗАХВАТА СТЕБЛЯ
ВАПЬЦАМИ**

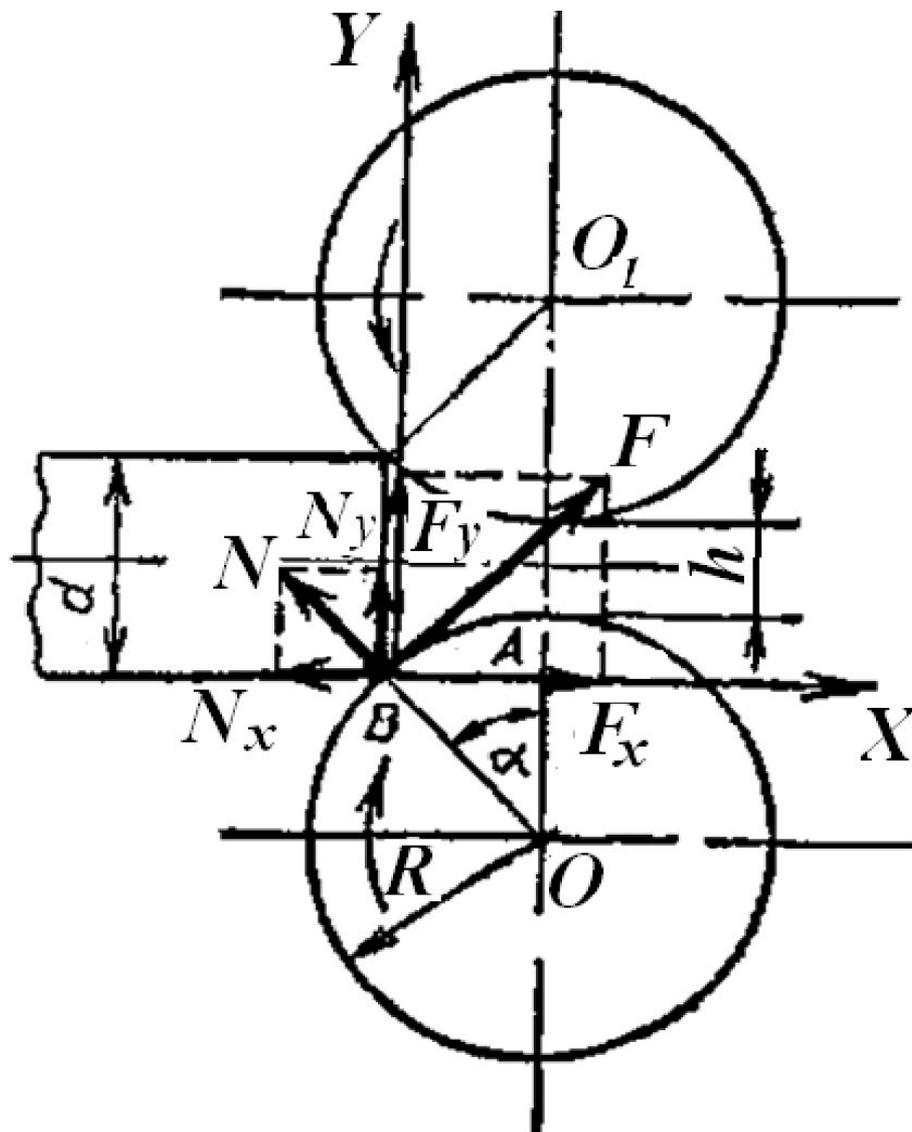


Схема захвата стебля вальцами.

Стебелю люцерна, направляется в
 плющильный аппарат, прижимаются к
 поверхности вращающихся вальцов с
 незначительным усилием P . (рис.5). Тогда со
 стороны вальцов на стебель начинает
 действовать сила N и сила $F = f N$, где f -
 коэффициент трения или сцепления, если
 вальцы рифленые. Разложим эти две силы
 на N_x и F_x . Силы N_y и F_y сжимают стебли
 в поперечном направлении, сила
 N_x противодействует втягиванию стебля в
 вальцы, а сила F_x втягивает стебель в зазор
 h .

$$N_x, N_y, F_x, F_y$$

Вальцы установлены с зазором h . Стебель диаметром d подается с некоторым усилием в рабочее русло вальцов. Поэтому в точке контакта возникают реакция N и сила трения F . Разложим эти силы по направлению осей X и Y . Условие захвата стебля запишется в виде неравенства

УСЛОВИЕ ЗАХВАТА СТЕБЛЯ

$$F_x > N_x \quad (1)$$

$$F_x = F \cdot \cos \alpha = fN \cos \alpha \quad (2)$$

$$N_x = N \cdot \sin \alpha, \quad (3)$$

где α - угол захвата.

f - коэффициент трения между слоем стеблей и поверхностью вальца.

По мере вхождения стебля в зазор между вальцами, кроме A , появляются новые точки контакта, для которых угол α меньше начального и, следовательно, неравенство $F_x > N_x$ возрастает. Поэтому условия захвата следует определять для момента его начала.

После подстановки значений N_x и F_x в неравенство (1) получим

$$fN \cdot \cos \alpha \geq N \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

$$f \geq \operatorname{tg} \varphi, \quad \operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \alpha$$

$$\varphi \geq \alpha \quad (5)$$

где φ - угол трения стебля о валец.

Условие (5) можно выразить через геометрические параметры вальцового рабочего органа т.е.

$$\cos \alpha = \frac{2(O_n - mn)}{D} \quad (6)$$

ЗНАЧЕНИЕ УГЛА ЗАХВАТА

ВАЛЬЦАМИ

$$O_n = \frac{D + h}{2}; \quad (7)$$

$$mn = \frac{d_c}{2}; \quad \cos \alpha = 1 - \frac{d_c - h}{2} \quad (8)$$

Как видно из выражения (7и8), для D уменьшения угла захвата (чтобы удовлетворить условие $\cos \alpha < 1$, надо увеличивать D и h .

Из формулы (8) определяем диаметр гладкого вальца

РАСЧЁТ ДИМЕТРА ГЛАДКИХ ВАЛЬЦОВ

из формулы (8) при $\alpha = \varphi$ получим

$$D = \frac{d_c - h}{1 - \cos \varphi} \quad (9)$$

Величина в числителе выражения (9) представляет собой уменьшение диаметра стебля при прокатывании через вальцы.

Диаметр гладких вальцов составляет 200...350мм, а ребристых и штифтовых меньше на 10...15% .

Диаметр рифлёного вальца
расчитывается из уравнения

$$D = \frac{d_c - h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + M^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}}}, \quad (10)$$

где M - коэффициент, учитывающий
рифлённость вальцов, $M=4$.

Скорость протягивания слоя люцерны и ребристыми вальцами определяется из соотношения

$$u = \frac{Q_{\text{ч}}}{\rho \cdot h \cdot L \cdot \delta \cdot \varepsilon \cdot 3600} \quad (11)$$

где $Q_{\text{ч}}$ - часовая производительность косилки-плющилки, т/ч;

ε - коэффициент, учитывающий скольжение массы по рабочей поверхности вальцов, $\varepsilon = 0,6 \dots 0,8$

Минимальная частота вращения
плоских валов определяется
из выражения

$$n_{\text{в min}} = 308 \sqrt{\frac{\varphi}{\rho \cdot r_c \cdot R_v}} \quad (12)$$

где φ - угол трения протаскиваемой массы по
поверхности валов;

r_c - средний радиус стебля, мм;

R_v радиус вала, мм.

УСЛОВИЯ ПРОТАСКИВАНИЯ, ОБЖАТИЕ СТЕБЛЕЙ

следовательно, захват и прокатывание стебля будут наблюдаться при

$$(13) \quad \alpha = \arccos\left(1 - \frac{\delta \cdot d_c}{D}\right)$$

Для выполнения условия протаскивания, обжатие стебля при прокатке должно достигать определенной величины. Для гладких вальцов прокатка стеблей трав и кукурузы осуществляется при $\delta = 0,6 \dots 0,9$.

2. РАСЧЕТ

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ,

ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ

РАБОТЫ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ

КОРМОВЫМИ И ДИСКОВЫМИ

При заготовке силос и сенажа растения измельчаются кормоуборочными комбайнами. Они оборудованы барабанными и дисковыми измельчителями. Дисковые измельчители равномернее, чем барабанные, измельчают корм, особенно при уборке провяленных трав и ЗФК. Они интенсивнее барабанных перемещают измельченную массу, надежны и просты в устройстве и обслуживании, но требуют больших затрат энергии, так как питающая горловина у них сужена, а измельчается толстый слой растений.

ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ

Пропускную способность определяют массой растений, измельченных до заданной длины за 1 с. основного времени работы комбайна.

Пропускную способность определяют по сечению b входной горловины измельчителя, скорости v_M подачи массы вальцами ρ_M ее плотности, т. е.

$$q_0 = hbv_M \rho_M \varepsilon_K \quad (1)$$

где ρ_M - плотность массы, сжатой вальцами, равна 200.. .350 кг/м³,

Коэффициенты использования живого сечения входной горловины измельчителя для трав $=0,80...0,85$, для грубостебельных культур $= 0,55...0,70$.

Подача растительной массы q в комбайн зависит от ширины захвата жатки B , скорости движения комбайна V и урожайности растительной массы τ . Производительность Q за 1 ч. основного времени составит

$$Q = 0,36 B \cdot V \cdot Y_P \cdot \tau \quad (2)$$

РАСЧЕТ СМЕННОЙ жатки или подборщика
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ комбайна, м/с; -
урожайность культуры, т/га; - коэффициент
использования времени выполнения
процесса, τ

$$\tau = 0,6 \dots 0,75$$

Сменная производительность
определяется Q_{CM}

по формуле $Q_{CM} = 0,36BVU_P t \tau$ (3)

где t – время смены, $t=8$ ч.

РАСЧЕТ
Сменная производительность
корпуса производительности подборе
подвяленной травы и ее измельчения
рассчитывается из выражения

$$Q_c = 0,36BV \cdot Y_p \cdot t \cdot \tau \cdot \frac{(100 - w_1)}{(100 - w_2)} \quad (4)$$

где w_1 и w_2 - соответственно начальная и
конечная влажность травы,%. $w_1 = 60...75\%$;
 $w_2 = 45...55\%$

Время заполнения кузова t_3 транспортного
средства

где V_3 - объем кузова, ρ_P - плотность измельченной массы; K_3 - коэффициент, учитывающий степень заполнения кузова измельченной массой, $K_3 = 0,6 \dots 0,8$ (5)

V_K - плотность измельченной массы: для кукурузы $M^3 = 0,25 \dots 0,38$ т/

; ρ_P для трав при влажности 45% $M^3 = 0,06 \dots 0,08$ т/

ρ_P - коэффициент, учитывающий степень заполнения кузова измельченной массой, $K_3 = 0,6 \dots 0,8$

$K_3 = 0,6 \dots 0,8$

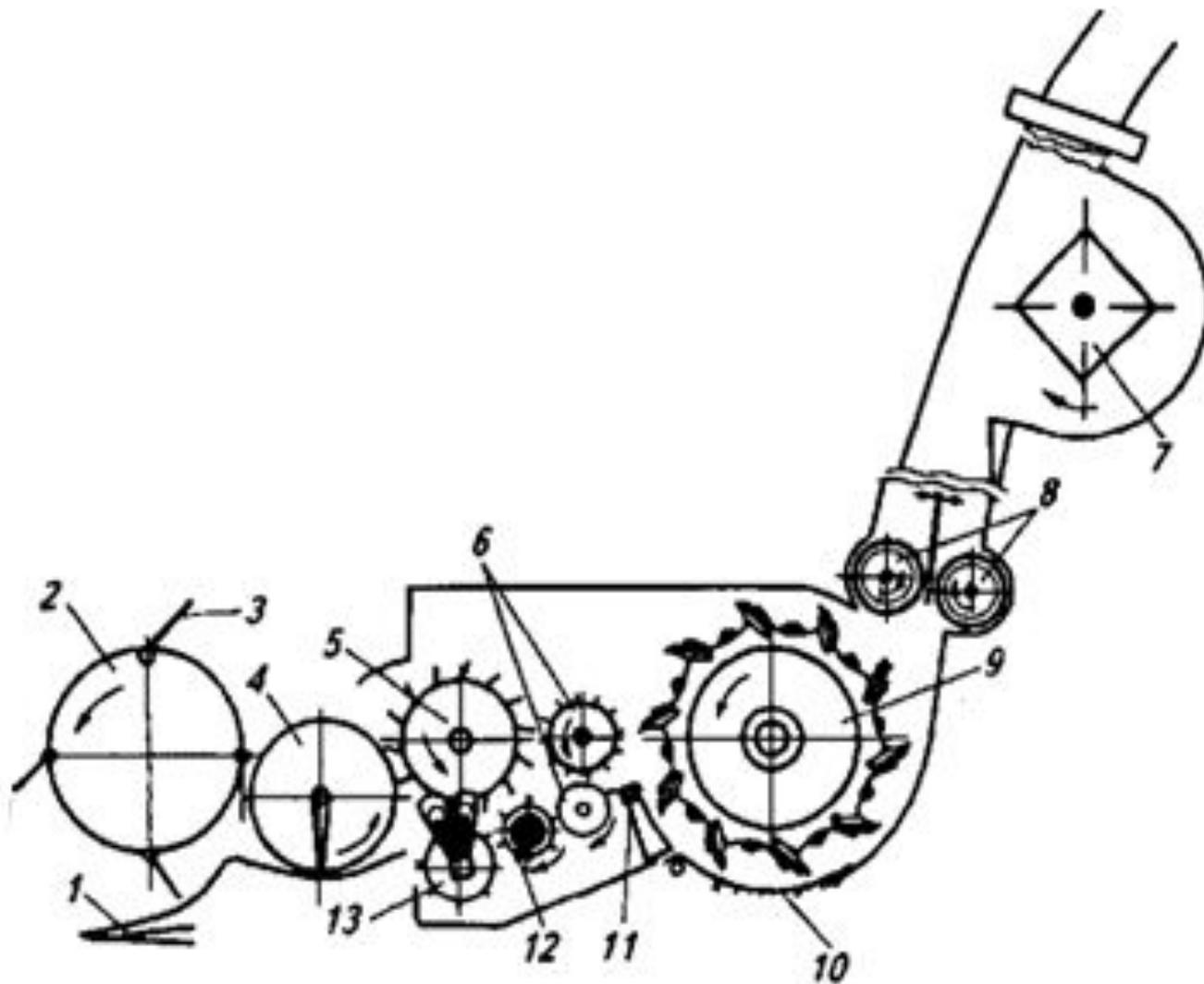


Рисунок 1.- Схема питающего устройства и измельчающий аппарат комбайна ДОН-680

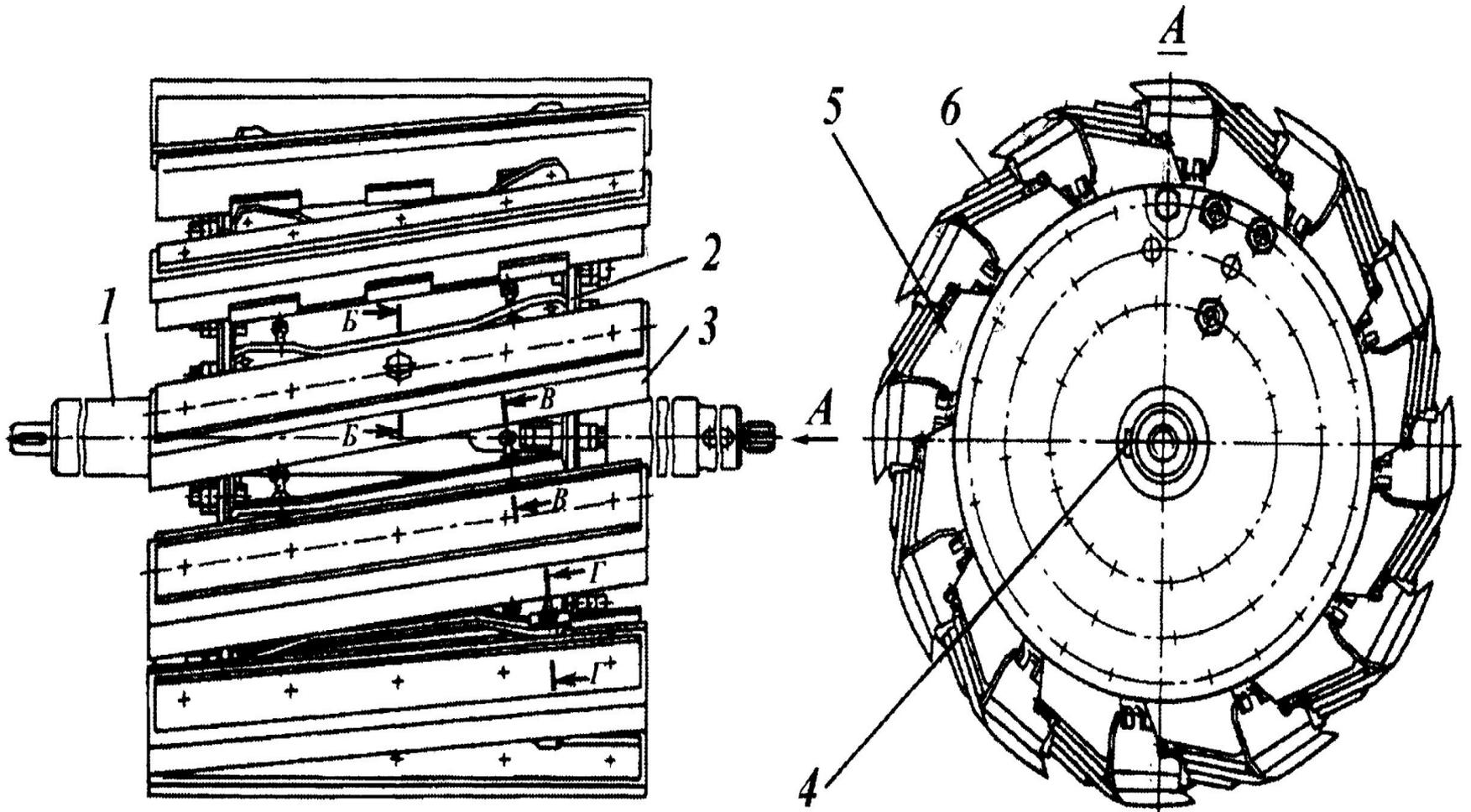


Рисунок 2.- Схема барабанного измельчителя кормов

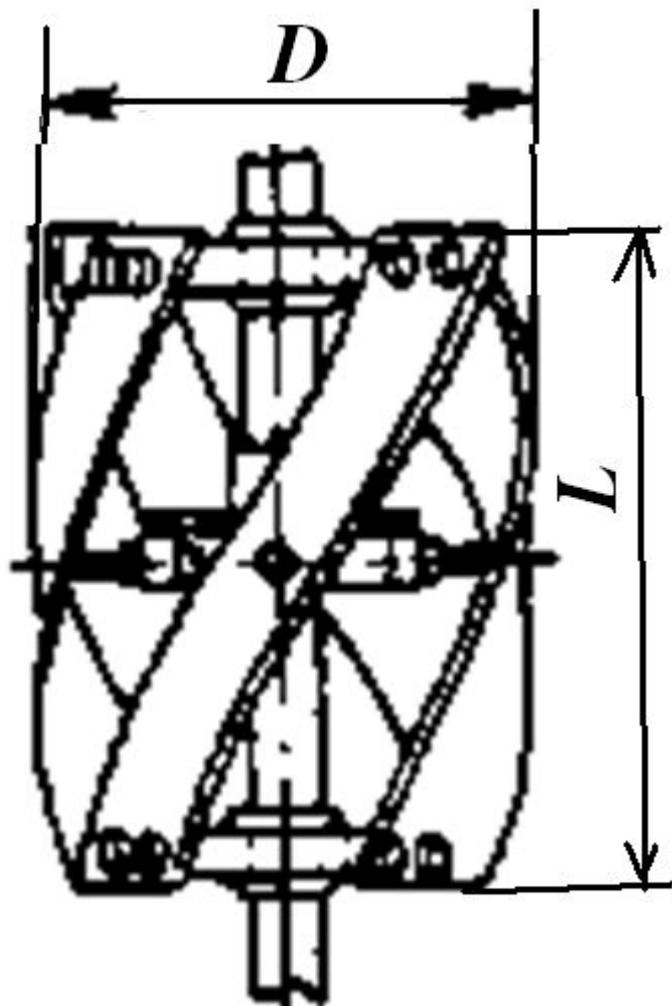
2. РАСЧЁТ БАРАБАННОГО

ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Основными параметрами барабанного режущего аппарата являются: высота h расположения горловины относительно оси вала барабана и диаметр D измельчительного барабана (рис. 3 а). Если рассматривать кинематику движения лезвия ножа барабана в плоскости, перпендикулярной к плоскости резания подводимого слоя стеблей, то можно обнаружить, что это движение аналогично движению планки мотовила зерноуборочного комбайна с той лишь разницей, что в режущем аппарате

поступательное движение совершает не барабан (мотовило), а слой листостебельной массы.

Расположение горловины относительно оси вала барабана по вертикали (рис.3а) обусловлено кинематическим режимом работы аппарата и в данном случае зависит от соотношения поступательной скорости $V_{сл}$ слоя стеблей и горизонтальной составляющей $V_{гор}$ окружной скорости барабана. $V_{б}$



Барабанный измельчитель (вид сверху)

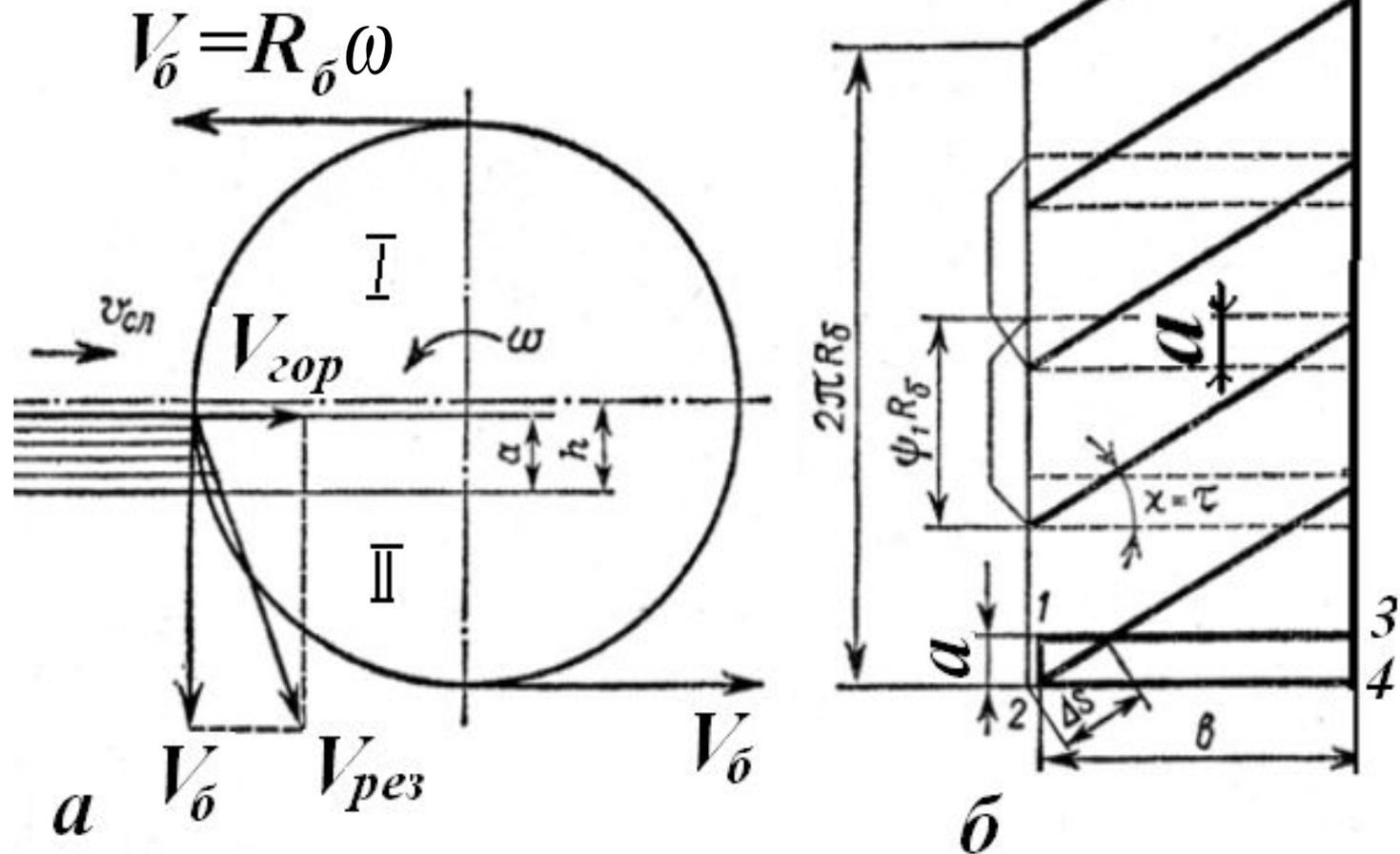


Рисунок 3 .- Схема к расчету параметров барабанного измельчителя

Из схемы (рис. 3 а) видно, что горизонтальная составляющая скорости лезвия при повороте барабана на 90° изменяет свое значение от $-V_6$ до 0 и при повороте еще 90° от 0 до $+V_6$. В то же время поступательная скорость $V_{сл}$ подачи слоя остается постоянной по величине и направлению.

При встрече лезвия со слоем в 1 квадранте стебли слоя будут отталкиваться ножом, что препятствует поступлению массы в барабан и нарушает процесс резания. При встрече во // квадранте лезвие будет способствовать втягиванию слоя в зазор режущей пары, обеспечивая этим более благоприятные условия работы аппарата.

Следовательно, подача материала к ножу должна осуществляться во // квадранте барабана и именно около горизонтальной оси диаметра барабана, так как далее результирующая скорость его будет направлена почти вдоль слоя и условия рабочего процесса будут нарушены. В связи с этим горловину в данных аппаратах делают небольшой высоты, и материал в барабан подают тонким слоем.

Скорость подачи слоя травы, можно определить, исходя из окружной скорости одного из вальцов питающего аппарата с учётом коэффициента пробуксовывания массы из соотношения η

$$V_{сл} = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_B}{60} \eta \quad \text{м/с}; \quad (1)$$

где D_B - диаметр вальца, м; n_B - частота вращения вальца, мин^{-1}

$0,2 \dots 0,35 \text{ м}$

D_B

n_B - частота вращения вальца, мин^{-1}

$\eta = 0,87$

Расчётная длина резки
определяется по формуле

$$l_{РАСЧ} = \frac{V_{СЛ}}{n_{\text{б}} \cdot Z} \text{ мм}, \quad (2)$$

где $n_{\text{б}}$ - частота вращения барабана, мин^{-1}

В современных комоборочных
машинах $n_{\text{б}} = 800 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$

Z - число ножей.

При известной длине резки частиц корма из выражения (2) можно определить число ножей барабана

$$Z = \frac{V_{сл} \cdot 60000}{n_B \cdot l_{расч}} \quad (3)$$

Длина барабана рассчитывается из соотношения

$$L_B = \frac{\varphi_{закр} \cdot D_B}{2tg\tau}, м \quad (4)$$

где $\varphi_{ЗАКР}$ -угол закручивания ножа в радианах ; $\tau = 24...30^0$

τ -угол наклона лезвия ,градусы;

$$\chi = \tau \leq \varphi_1 + \varphi_2 \quad (5)$$

$$\varphi_{ЗАКР} = \frac{L_B^2 \operatorname{tg} \tau}{D_B} < 1,57 \quad (6)$$

Диаметр барабана определяется по формуле

$$D_B = Z \frac{L_B \cdot \operatorname{tg} \tau}{\pi} \quad (7)$$

Окружная скорость ножевого барабана

$$V_B = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_B}{60} \quad (8)$$

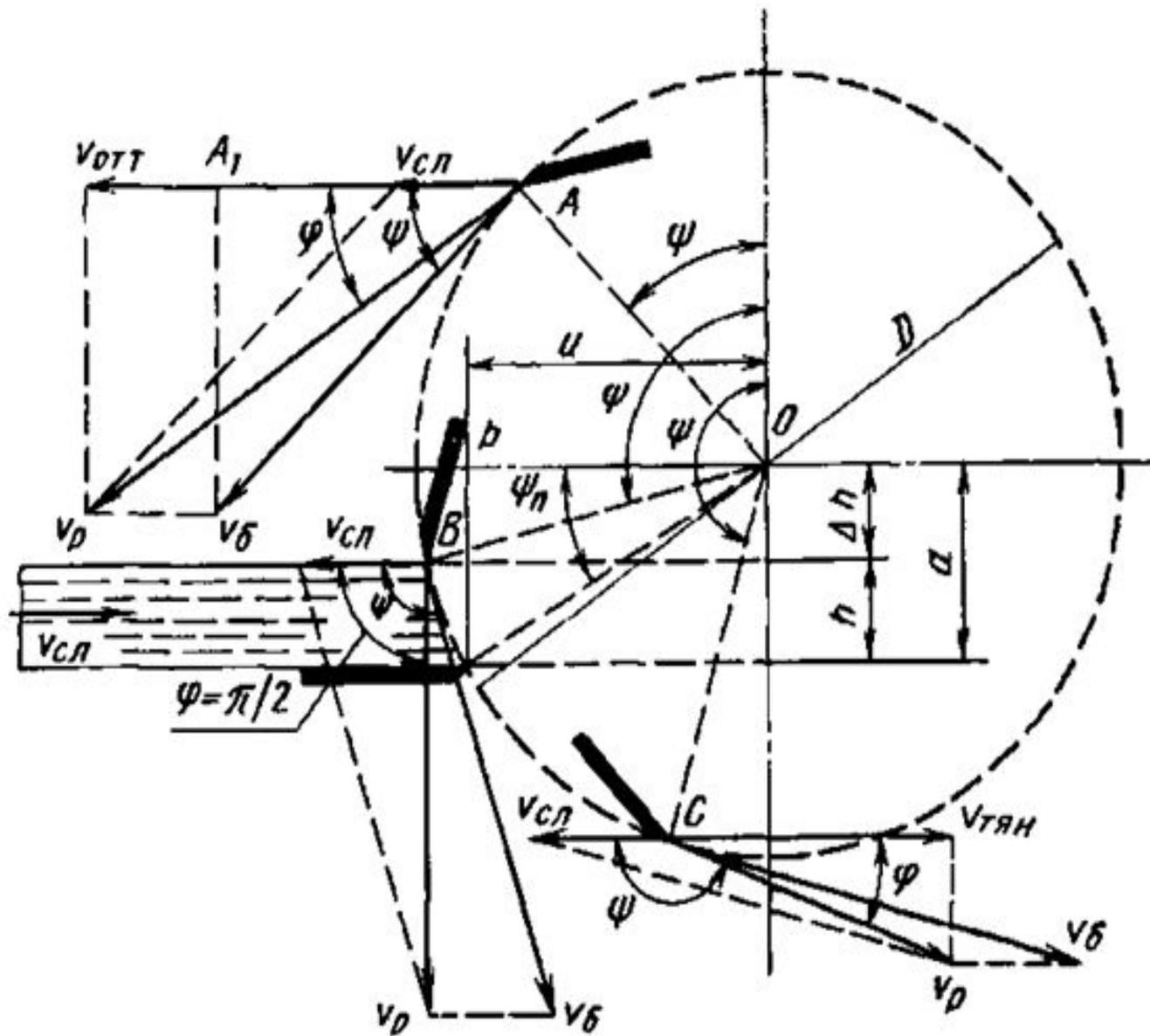


Рисунок 4.- Схема к расчёту высоты расположения оси барабана над противорезущей пластиной

Н. Е. Резник рекомендует определять величину h возвышения оси вала барабана над противорежущей пластиной по формуле

$$h = a + \frac{D_B \cdot V_{сл}}{2V_б} \quad (9)$$

где a – высота горловины, мм

Предельная высота $h_{MAX} = 0,25D_B$

При постоянном радиусе барабана нормальная составляющая скорости резания также имеет постоянное значение. Рабочий процесс за проход одного ножа характеризуется тем, что нагруженный участок лезвия изменяет свое значение: от точки 1 до точки 2 он возрастает, затем до точки 3 сохраняет свое максимальное значение и далее убывает до нуля (рис.5). Характер изменения длины нагруженного участка графически можно представить в виде равноугольной трапеции.

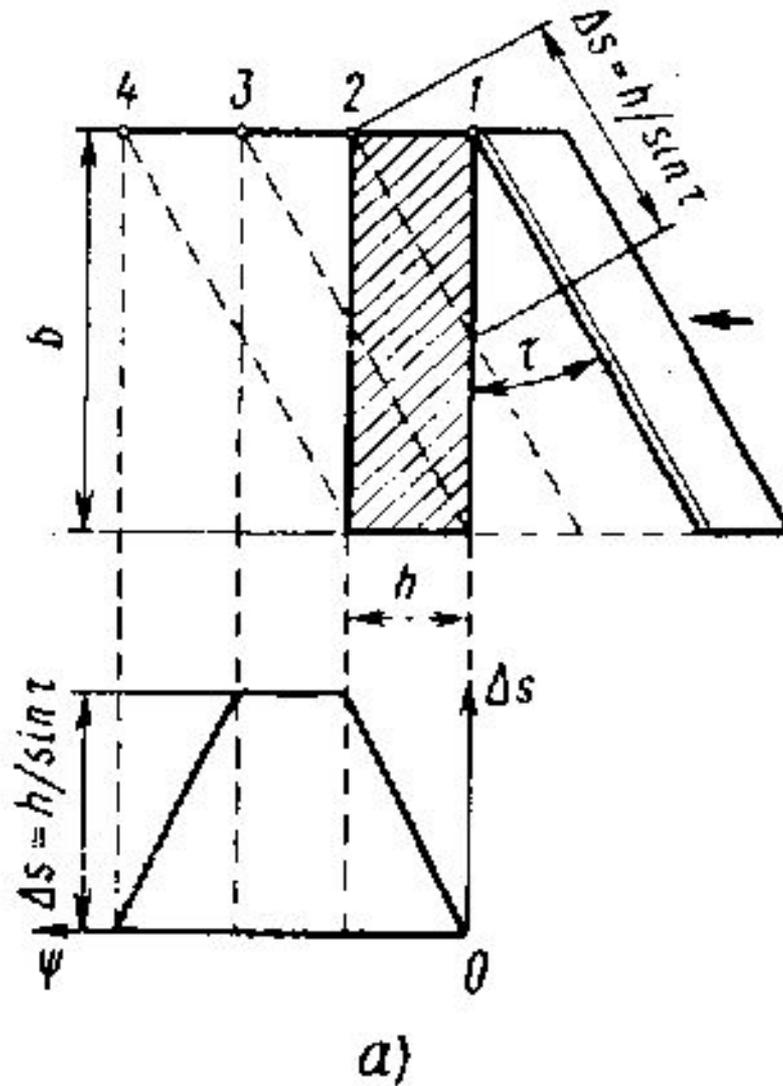


Рисунок 5.- Диаграмма усилия резания
травы ножом

Изменение длины нагруженного участка вызывает пропорциональное ему изменение суммарного сопротивления резанию. Чтобы выровнять нагрузку на вал, ножи на развертке барабана размещают с перекрытием. Перекрытие должно равняться толщине слоя, т. е. высоте ***a*** горловины.

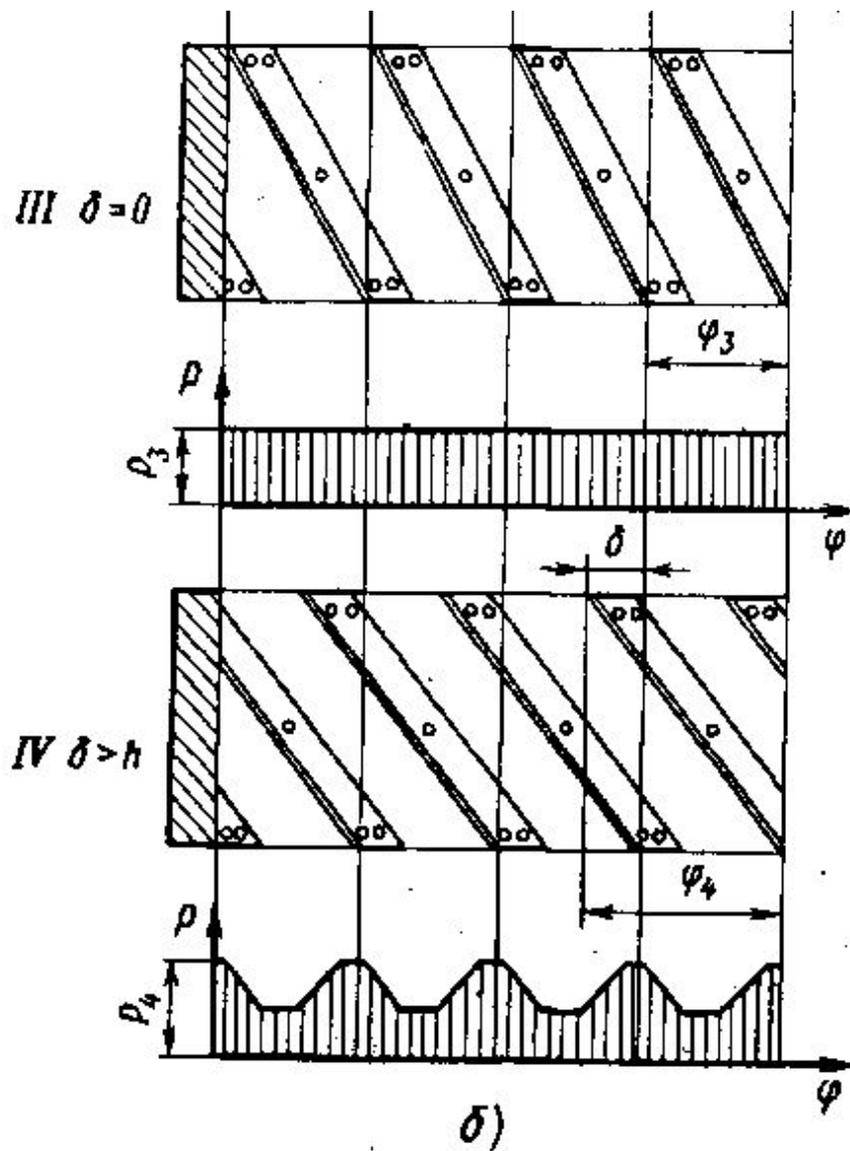


Рисунок 6.- Диаграммы усилий резания слоя травы барабаном при различном расположении ножей

РАСЧЁТ СИЛ И МОМЕНТА РЕЗАНИЯ

Сила резания в барабанном
измельчителе

определяется по формуле акад.В.П
Горячкина

$$P_{PEZ} = q \cdot \Delta S \cdot \cos \tau (1 + f \operatorname{tg} \tau), \quad (10)$$

где q – удельное давление ножа, Н/м;

ΔS - длина активной части лезвия, м;

τ - угол скольжения, градусов;

f – коэффициент трения

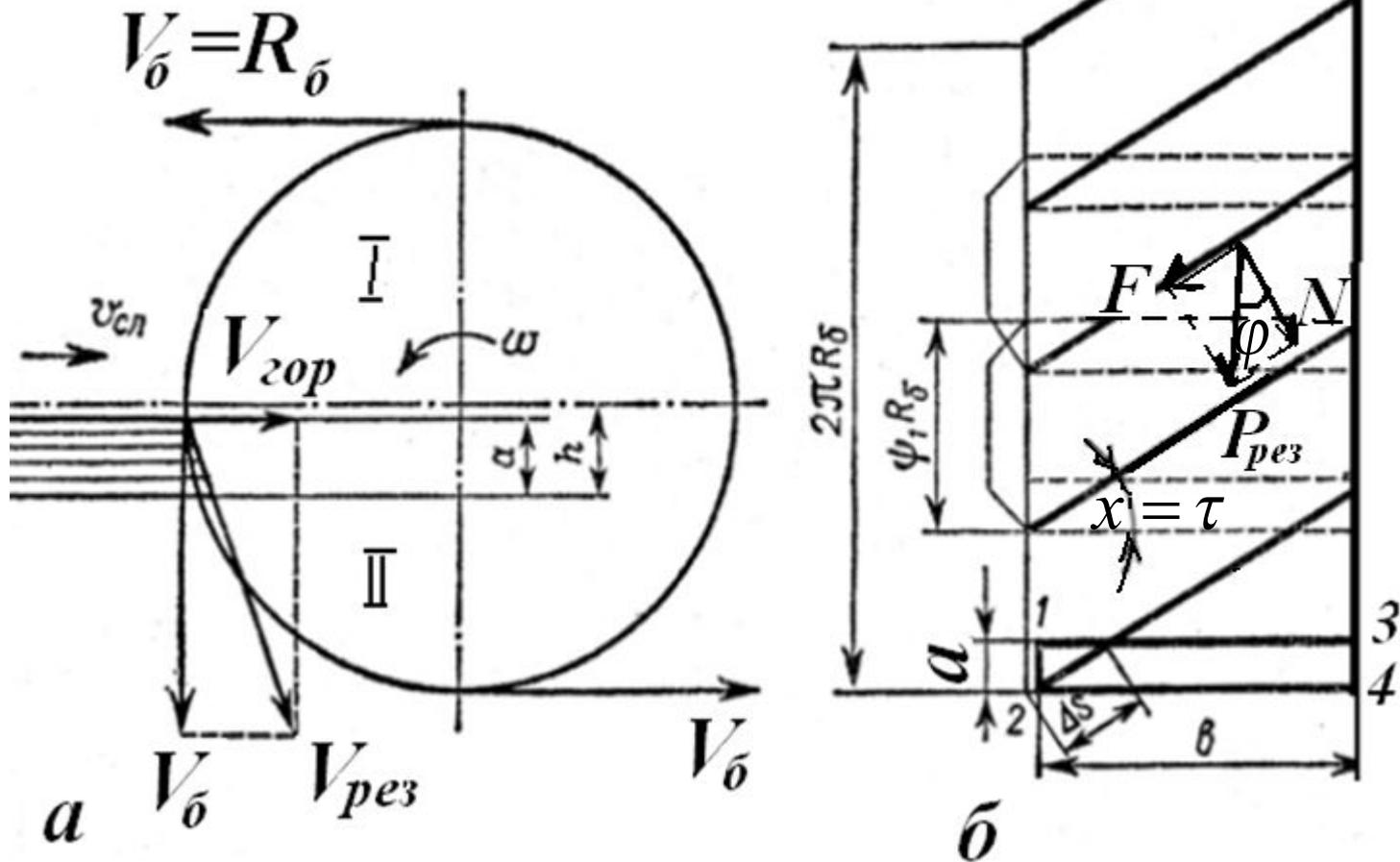


РИСУНОК 7.- СХЕМА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ ПРИ ИЗМЕЛЬЧЕНИИ ТРАВЫ БАРАБАННЫМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕМ

$$\Delta S = \frac{h}{\sin \tau} \quad (11)$$

Момент резания

$$M_{рез} = P_{рез} \cdot R_B \quad (12)$$

Мощность, расходуемая на процесс резания подаваемого слоя трав барабанным измельчителем

$$N_{рез} = M_{рез} \cdot \omega_B \quad (13)$$

ДИСКОВЫЙ ИЗМЕЛЬЧАЮЩИЙ АППАРАТ КОМБАЙНА КПК-3000

Измельчающий аппарат (рис. 9.15) состоит из камеры 1, ротора измельчителя 6, подбрусника 2 и противорежущей пластины. Камера образована передней и задней стенками рамы, верхним и нижним кожухами и боковым поддоном. Нижний кожух представляет собой сварную конструкцию, в которой в зависимости от условий работы устанавливается либо гладкий лист, либо лист с отверстиями — терка.

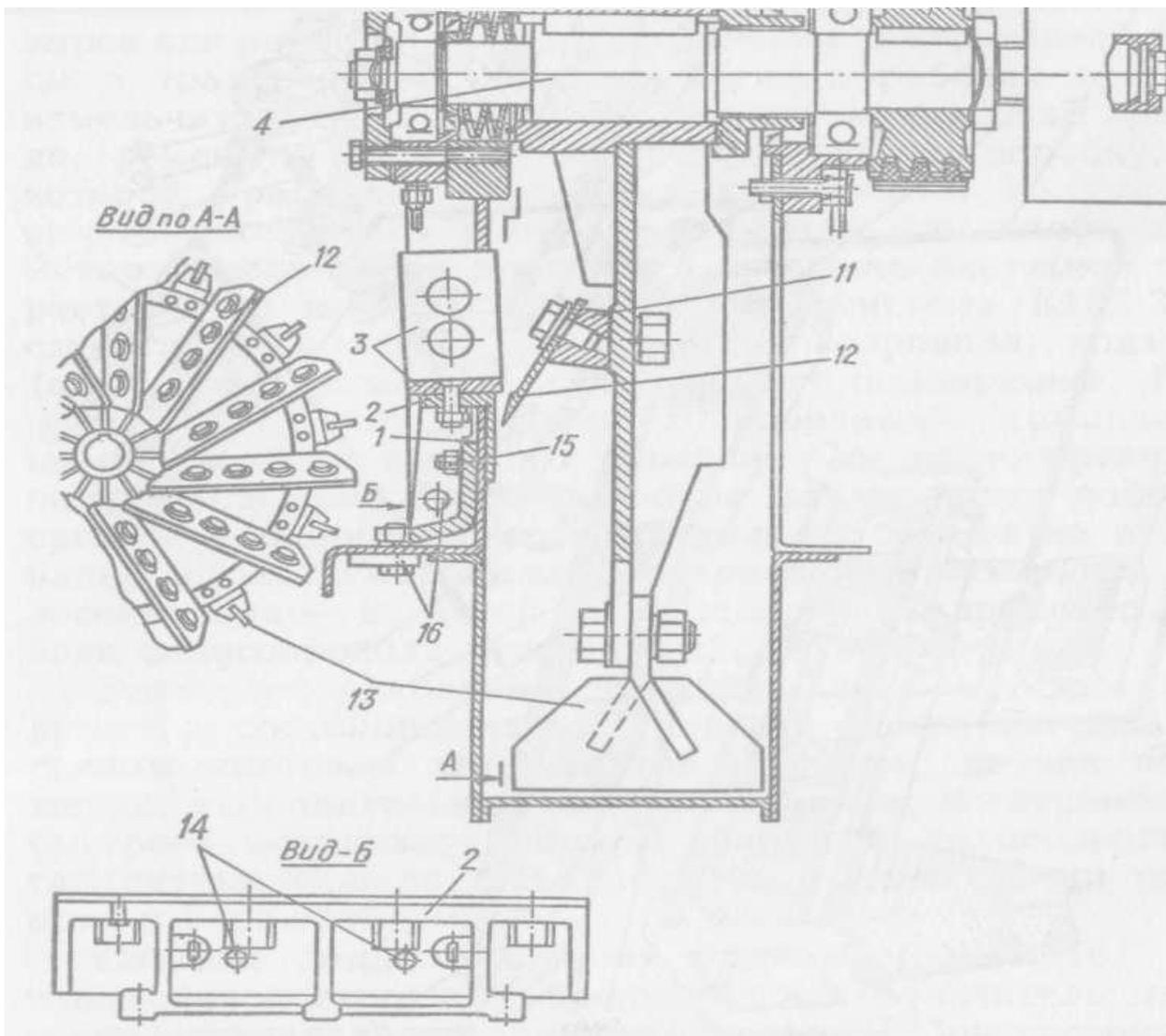
Боковой сменный поддон состоит из рамки и гладкого листа, вместо которого может быть установлен поддон-терка, состоящая из двух листов (с отверстиями и сплошного), укрепленных на рамке.

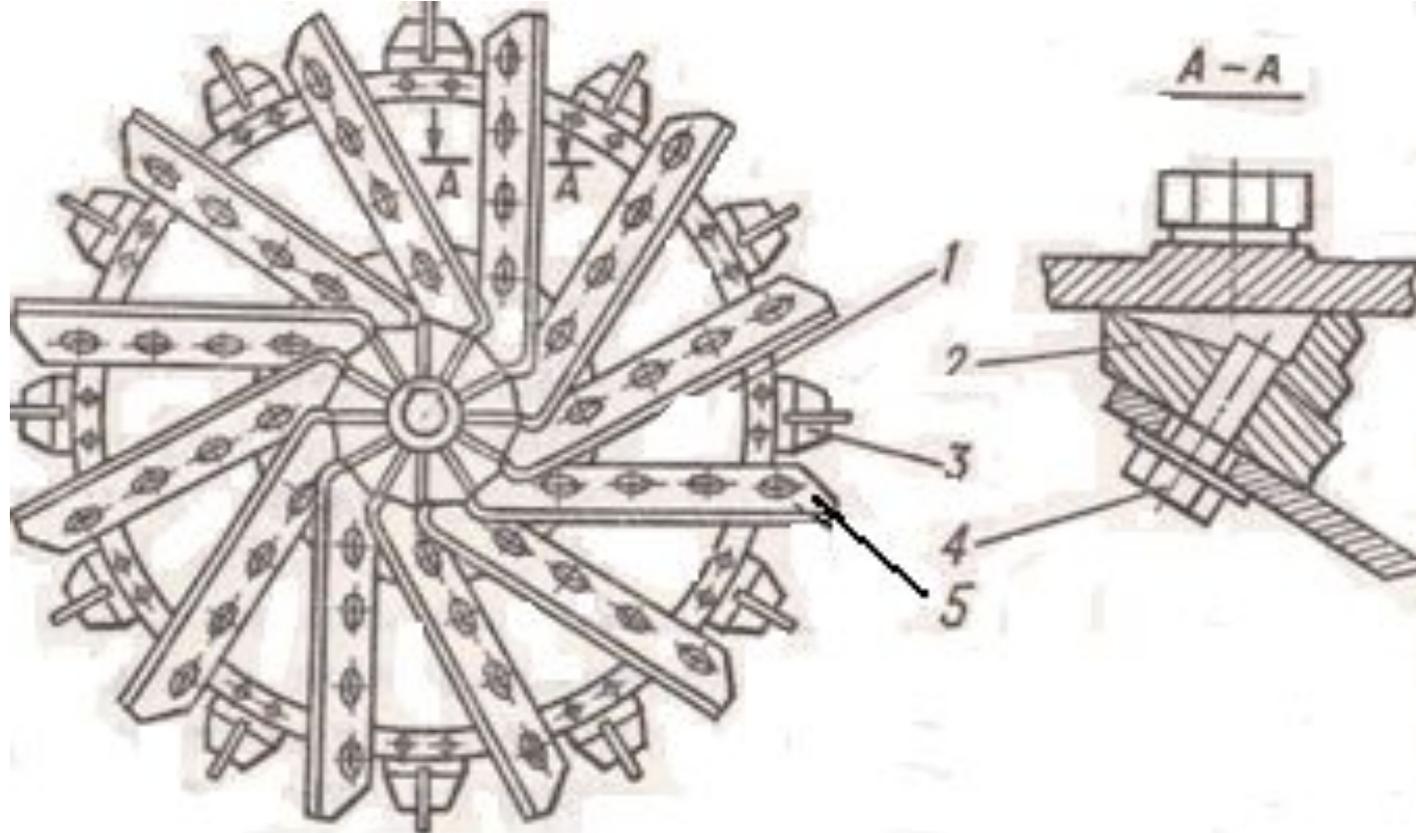
Сменные поддоны-терки устанавливаются при уборке кукурузы восковой и полной спелости для измельчения и перетирания зерна. В передней части камеры есть окно шириной 450 мм, через которое растительная масса поступает в измельчающий аппарат.

подшипниках, установленных на задней и передней стенках камеры. На валу ротора между корпусом переднего подшипника установлены тарельчатые пружины 5 и упорная шайба. Между задним подшипником и ножевым диском установлены стопорная пружина 7 и регулировочная гайка 8, с помощью которой ножевой диск перемещается вдоль вала. Шлицевой конец вала 4 измельчающего аппарата соединяется карданной передачей с ВОМ энергосредства. На ножевом диске установлено 12 ножей с опорами и

12 швыряющих лопаток 13.

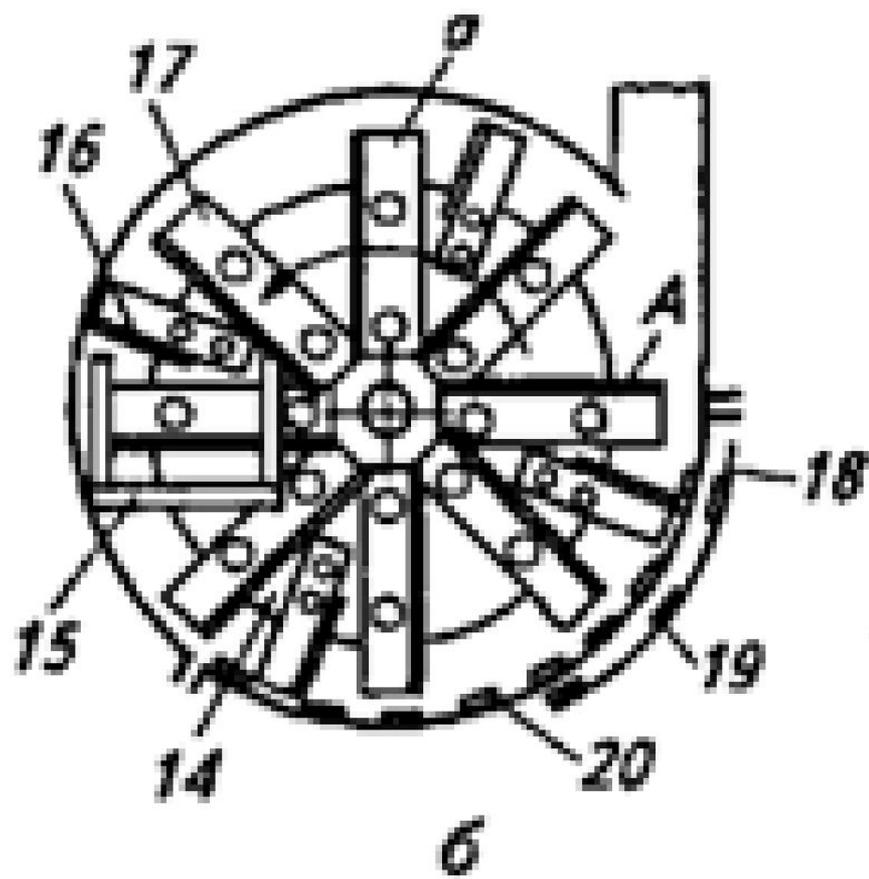
Силосопровод измельчителя направляет поток измельченной массы в транспортное средство. Нижняя часть силосопровода представляет собой трубу с приваренным фланцем , которая является опорой откидной части силосопровода





1 – диск, 2 – основание диска, 3 – лопатка; 4 – болт; 5 – нож

Рисунок 3.- Дисковый измельчающий аппарат
комбайна КПК-3000



Для доизмельчения растительной массы в кормоуборочных комбайнах применяют сменные перфорированные 10 или рифленные 19, 20 (рис. 4,) поддоны (рекатторы). Они не только уменьшают длину резки, но обеспечивают продольное расщепление, а также дробят зерно при уборке кукурузы в стадии восковой спелости.

Перфорированные рекатторы выполняют с различной формой и размерами отверстий. Их кромки играют роль противорежущих элементов.

Угол охвата перфорированных рекатторов составляет около 115° . Шаг рифлей для измельчения стеблей кукурузы $t = 40 \dots 55$ мм, при уборке с измельчением зерна $t_p = 25 \dots 35$ мм. Находят применение машины с двухступенчатым измельчением: первое из них скашивает и разрезает растения на крупные части, второе — до измельчает и расщепляет стебли до требуемой длины .

Величина l_p зависит от скорости u_M подачи массы питающими вальцами, от числа z ножей и частоты их вращения n

$$l_p = \frac{u_M}{z \cdot n} \quad (1)$$

Значение u_M определяется окружной скоростью u_B подающих валцов и коэффициентом η_σ пробуксовывания массы в вальцах

$$u_M = u_B (1 - \eta_\sigma) \quad (2)$$

где η_σ - пробуксовывания массы в вальцах $\eta_\sigma = 0,1 \dots 0,15$, меньшее значение для трав, большее для кукурузы и подсолнечника

ДЛИНА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ РАСТЕНИЙ.

Средняя длина l_p резки и коэффициент k ее вариации определяются типом питающих и измельчающих устройств, их параметрами и режимом работы. С уменьшением длины l_p и коэффициента k полнее заполняется емкость транспортных средств, улучшается сохранность и питательность корма, повышается его усвояемость. Однако с уменьшением длины возрастают энергозатраты на измельчение корма.

РАСЧЕТ ДЛИНЫ ЧАСТИЦ

СТЕБЛЕЙ В АППАРАТАХ

Скорость движения стеблей между

вальцами должна быть несколько выше

скорости подающего транспортера, чтобы

стебли не сгруживались перед вальцами.

Надо учитывать, что у вальцов имеется

буксование. По Н.Е. Резнику, $\eta = (0,88...0,93)$

, где $V_{ст}$ - скорость стебля, $V_{в}$ - окружная

скорость вальцов.

Обычно за подающими вальцами

устанавливается измельчающий аппарат.

Длина измельченных частиц равна

РАСЧЁТ ВРЕМЕНИ МЕЖДУ УДАРАМИ НОЖЕЙ И ДЛИНЫ ЧАСТИЦ

$$\Delta l = V_{\text{СЛ}} \cdot \Delta t \quad (1)$$

где Δt - время между ударами ножей
измельчающего барабана.

$$\Delta t = \frac{2\pi}{\omega \cdot z} \quad \Delta l = \frac{2\pi \cdot V_{\text{СТ}}}{\omega \cdot z} \quad (2)$$

где z - число ножей на барабане.

Определяем окружную скорость
дискового измельчителя

$$V_H = \frac{V_{сл}}{\operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \tau} \quad (3)$$

где γ - угол установки ножа к
плоскости диска α^0 ;

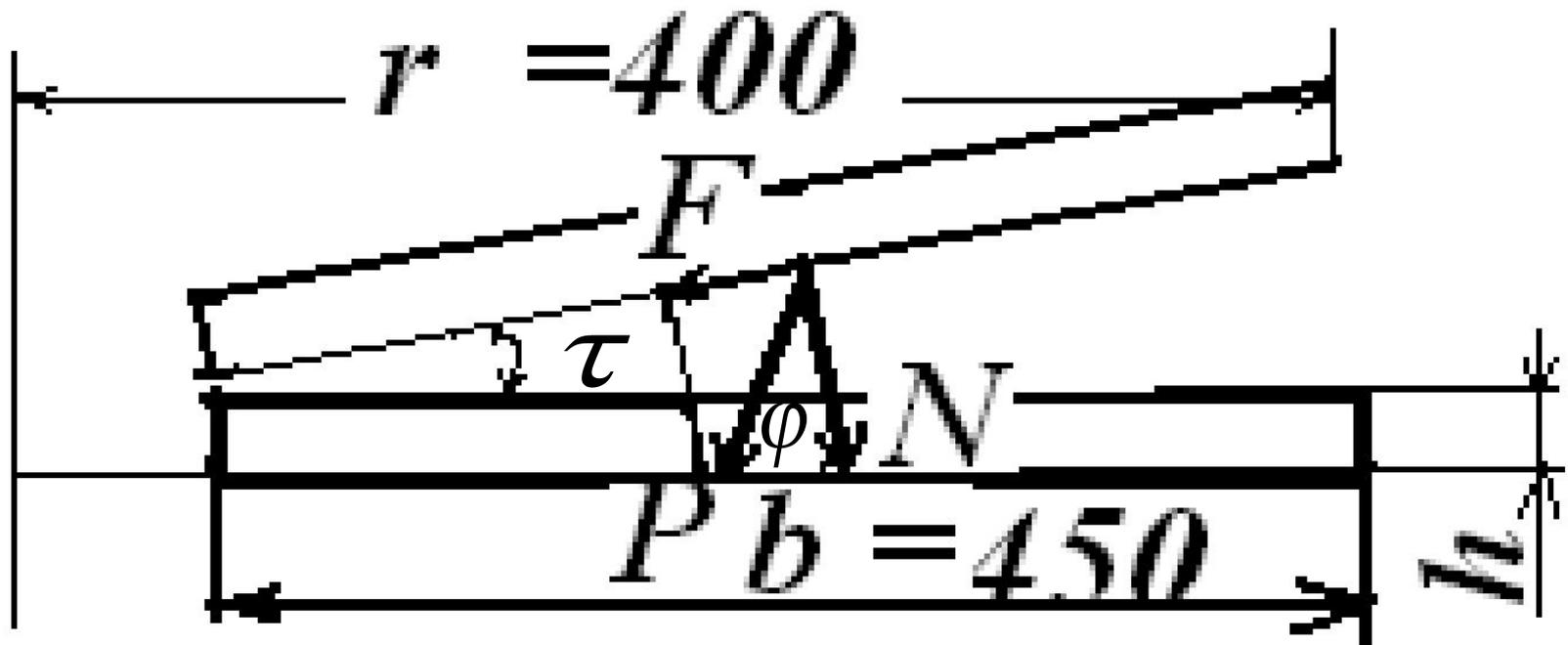


Рисунок 4.- Схема процесса резания слоя травы дисковым аппаратом

Нормальная сила $N = q \cdot \Delta S,$ (4)

где q - удельное давление, Н/м;

$$q_{\text{клевера}} = 4 \cdot 10^3 \text{ Н / м};$$

ΔS - нагруженная часть ножа, м.

Сила трения $F = f \cdot N,$ (5)

где f – коэффициент трения лезвия ножа по слою травы, $f = 0,72$

Сила резания P

$$P = (N + F) \cdot Z$$
 (6)

Транспортирование измельченной массы проводят самым измельчающим аппаратом за счет кинетической энергии, сообщаемой частицам при сходе с ножа, или отдельным рабочим органом — швырялкой (укорителем)
7(рис.3)

Швырялки кормоуборочных комбайнов имеют диаметр лопастей до 900 мм и частоту вращения до 85 с^{-1} .

3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВОГО ПРЕССА СЕНА И СОЛЮМЫ

Средняя масса спрессованного сена в 4 ... 5 раз выше не спрессованного, а при брикетировании плотность увеличивается более чем в 10 раз. Плотность сена, спрессованного в тюки, составляет 100 ... 300 $\text{кг}/\text{м}^3$, а плотность брикетов - до 600 $\text{кг}/\text{м}^3$.

Рекомендуется три плотности прессования: низкая (до 100 $\text{кг}/\text{м}^3$), средняя (100 ... 200) и высокая (до 300).

ДОПУСТИМАЯ ВЛАЖНОСТЬ

СЕНА Средняя плотность прессования сена и соломы предусматривается для северных, северо-западных районов, лесо-луговой зоны и для поливных участков степной и пустынной зон. При низкой плотности допускается прессование массы с влажностью до 40%. Спрессованные тюки надо быстро досушивать в специальных установках. Уборка тюков с досушиванием увеличивает питательную ценность сена, так например, количество протеина увеличивается в 1,5 раза.

~~Средняя рекомендуемая плотность~~

прессования для центральных районов лесо-луговой зоны, степной и пустынной зон.

При прессовании допускается влажность до 25%.

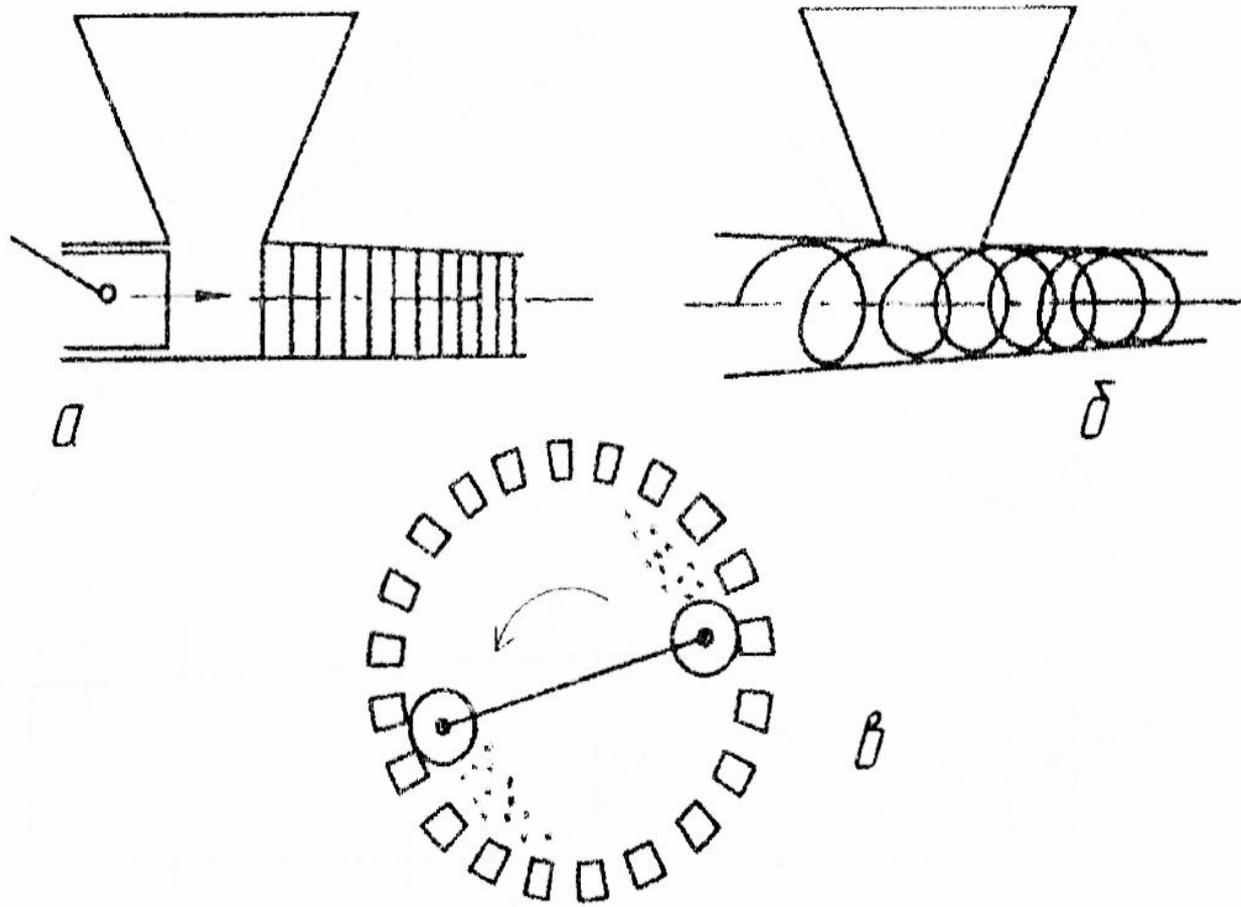
Высокая плотность прессования допускается при влажности массы не **более 22%** для пустынных и пустынно-степных районов.

Брикетирование предусматривается для всех зон страны **при влажности массы до 35%.**

ТИПЫ ПРЕССОВ

Прессы бывают поршневые и рулонные.

4 Поршневые бывают с возвратно-поступательным и качающимися движениями поршня. Брикетные прессы по принципу работы разделяются на два вида - периодического и непрерывного действия (рис.1). К первому виду относится штемпельный, или поршневой пресс. Он может быть с открытым каналом, когда противодавление создается предыдущим брикетом, и с закрытым, когда масса сжимается между подвижным штемпелем и неподвижным упором.



а- поршневой; б- шнековый; в- роликотый.
Рис.1.- Схемы прессов и грануляторов

ПРОЦЕСС ПРЕССОВАНИЯ СЕНА

ПОРШНЕВЫМ ПРЕССОМ

При рабочем ходе различают три фазы прессования (рис.2). В начальной фазе S_1 происходит предварительное сжатие до давления P_a , в фазе S_2 оно поднимается до P_{MAX} волна прессования доходит до конца камеры. Изменение давления происходит по выпуклой кривой ab , в то время как при первой фазе прессования - по вогнутой кривой Oa . Третья фаза соответствует последней части рабочего хода S_3 .

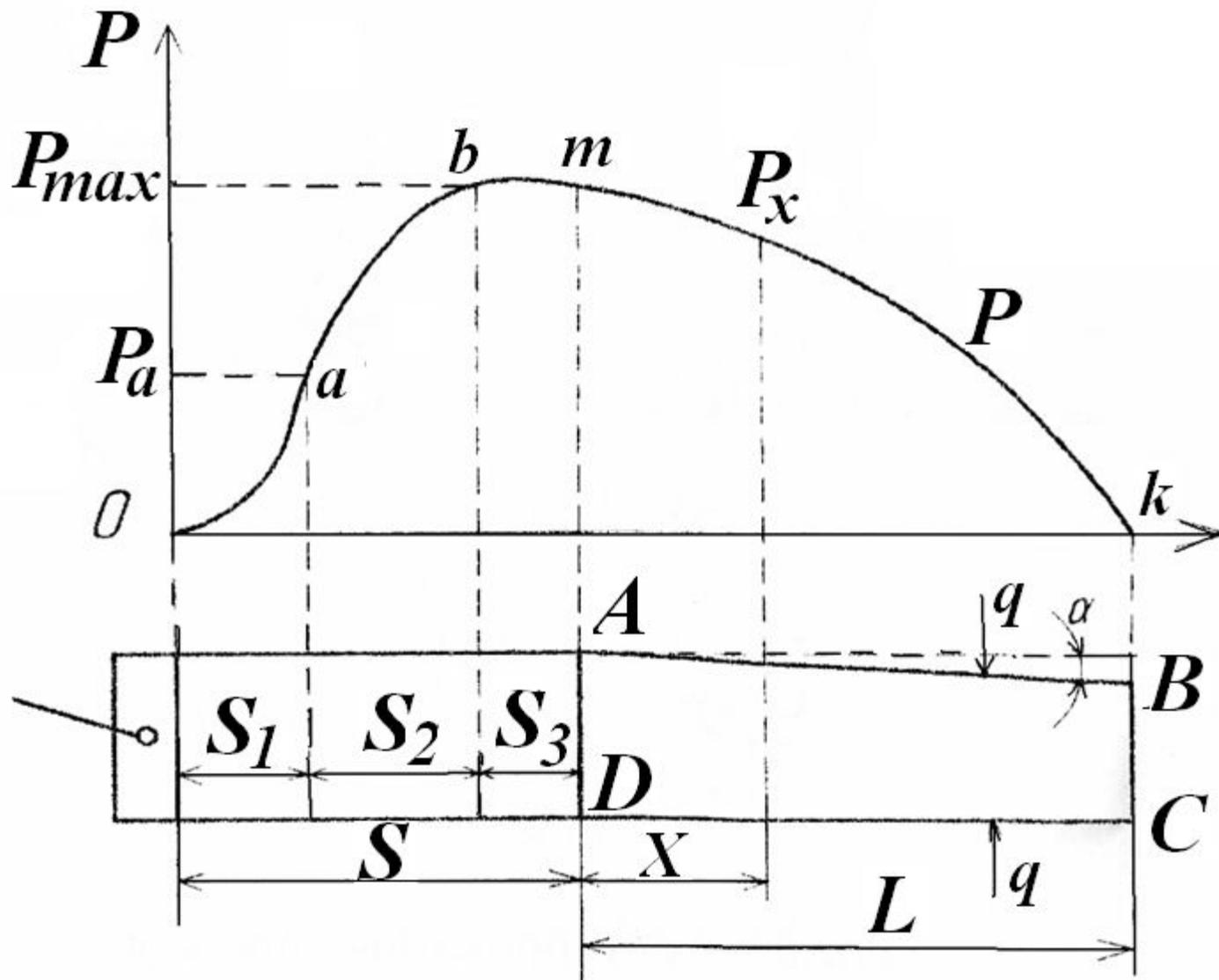


Рисунок 2. - Схема изменения давления P сжатия сена в приемной камере и в камере прессования

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В
Здесь p_{MAX} — предельное значение давления в камере
КАМЕРЕ в котором количество выходит из
камеры прессования спрессованных
порций.

Распределение давления в камере прессования при ходе сжатия

Рассмотрим распределение давления в камере прессования в течение третьей фазы. Длина камеры L (рис.3), ширина b , высота h на входе и h_1 на выходе. Допуская, что в сжатом состоянии деформация сена

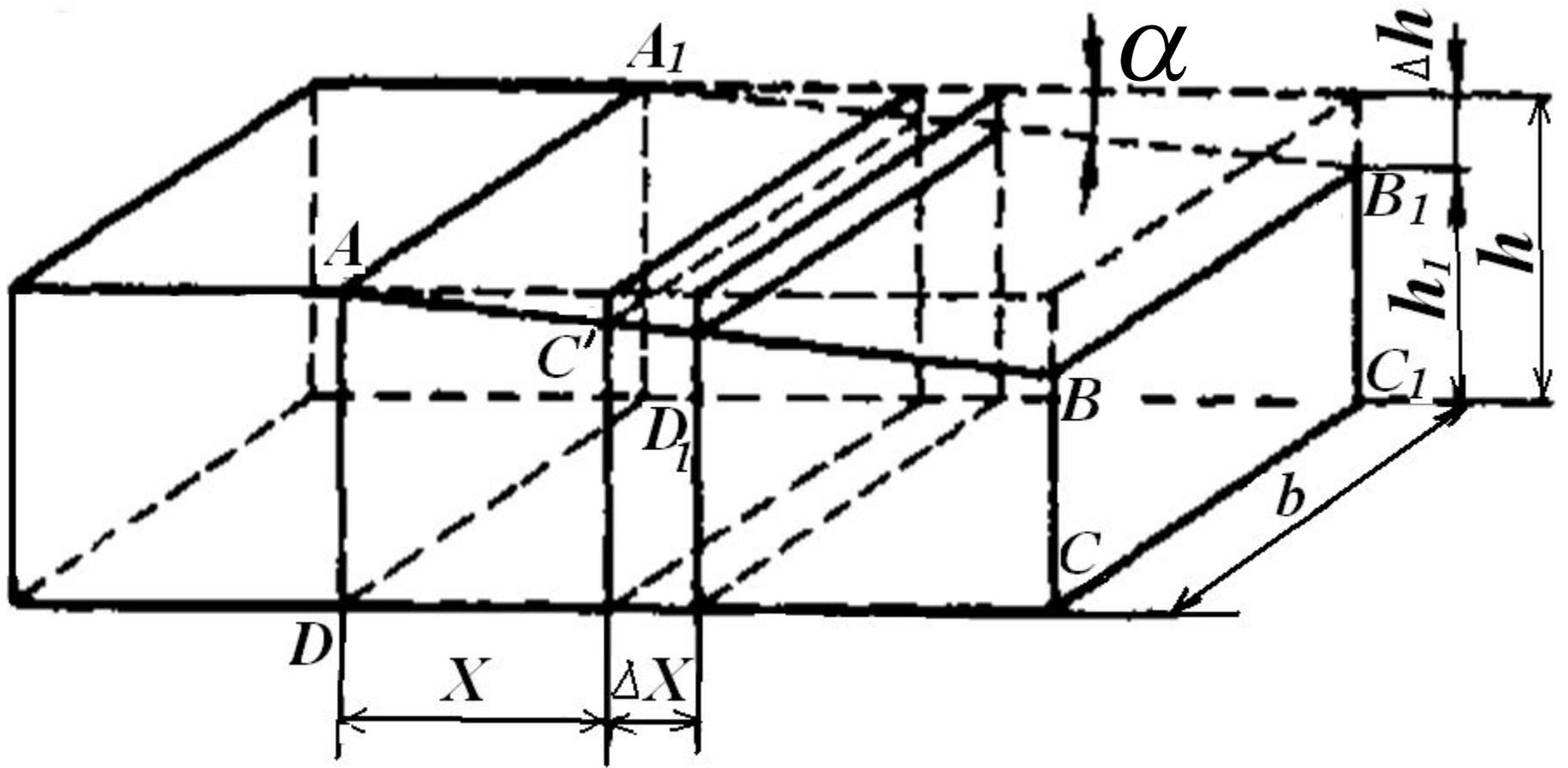


Рисунок 3.- Схема камеры прессования

пропорциональна напряжению сжатии
 слоя в поперечном направлении, имеем

$$q_x = k \cdot \Delta h_x \quad (1)$$

$$q_{max} = k \cdot \Delta h_{max} \quad (2) = k \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Но так как $\Delta h_x = \Delta h_{max} \cdot \frac{x}{L}$,

То $q_x = q_{max} \cdot \frac{x}{L}$ (4)

**СИЛА ДАВЛЕНИЯ И ТРЕНИЯ СЕНА НА
ВЕРХНЮЮ И НИЖНЮЮ СТЕНКИ КАМЕРЫ**
Сила, с которой какой-либо

элементарный поперечный слой сена
давит на верхнюю или нижнюю стенки

камеры, определяется величиной

а сила трения о верхнюю и нижнюю

стенки камеры на элементарном

участке

$$\Delta F = 2f \cdot \Delta N = 2f (5q_{max} \cdot \frac{x}{L} \cdot b \cdot \Delta x)$$

ДАВЛЕНИЕ МАХ. ПРЕССОВАНИЯ

Сумма всех элементарных сил трения на участке от x до L

$$P = \int_x^L \frac{2}{L} \cdot f \cdot b \cdot q_{max} \cdot x \cdot dx = \frac{2fbq_{max}}{L} =$$
$$= \frac{f \cdot b \cdot q_{max}}{L} \cdot (L^2 - x^2) \quad (6)$$

Из уравнения (6) следует, что сила P получает максимальное значение при $x = 0$, то есть в начале камеры прессования

$$P_{max} = fbLq_{max} \quad (7)$$

РАСЧЁТ ПРОДОЛЬНОЙ СИЛЫ

С учетом выражения(2)

$$P_{max} = kbflL^2 \operatorname{tg} \alpha \quad (8)$$

Из уравнения (8) видно, что продольная сила зависит также и от угла α , а именно, с увеличением этого угла P_{max} будет возрастать.

ИЗМЕНЕНИЯ ПРОДОЛЬНОЙ СИЛЫ ВДОЛЬ КАМЕРЫ ПРЕССОВАНИЯ.

Из равенств (6) и (7) имеем

$$P = \frac{P_{max}}{L} \cdot \frac{(L^2 - x^2)}{L} \quad \text{или} \quad P = P_{max} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) \quad (9)$$

Графически эта зависимость представлена параболой *mk*.

Равенство (9) выражает закономерность изменения продольной силы вдоль камеры прессования.

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В КАМЕРЕ ПРИ ОБРАТНОМ ХОДЕ ПОРШНЯ

При обратном ходе поршня сено, расположенное у входа, освобождается от давления. Обладая некоторой упругостью, оно переходит к большему сечению камеры. Часть давления в слое теряется. Полной потере давления препятствует сила трения сена о стенки.

Итак, сено было сжато в каждом сечении x силой P (формула 9), а затем сила P_{\max} в начале камеры прессования исчезла.

ВЕЛИЧИНА СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Сено в мгновения сила сжатия P выступает в роли активной силы, стремящейся вернуть сено из камеры прессования назад, а сила трения о стенки сопротивляется. Очевидно, что сопротивляется часть сена, находящаяся на участке от нуля до x , следовательно, эта сила сопротивления равна $P_{\max} - P$. Если участок x небольшой, то сила $P_{\max} - P < P$, и сено сможет передвинуться к началу камеры прессования. На тех участках, где $P_{\max} - P > P$, сено останется на месте, сохранив заданную поршнем силу сжатия P .

Определим длину участка x , на котором сено расслабляется после отхода поршня.

$$P_{max} - P = P; P_{max}^{(10)} = 2P$$

Подставим значение в равенство (9)

получим

$$P = 2P \left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right) \quad x^2 = 0,5L^2; x = 0,7L \quad (11)$$

Следовательно, в момент отхода поршня достигнутая ранее продольная сила сжатия

СТАБИЛИЗАЦИЯ ПРОДОЛЬНОЙ СИЛЫ СЖАТИЯ

сохранится в точке $x = 0,7L$ и будет равна по величине $P = 0,5$. Для большего сохранения этой силы в конструкцию прессовальной камеры вводят упоры, предотвращающие пружинистое расслабление сенной массы. Обычно перемещение сена вслед за возвращающимся поршнем не превышает 40 ... 60мм.

ЗАВИСИМОСТЬ ПЛОТНОСТИ ТЮКОВ ОТ МОМЕНТА СВЯЗЫВАНИЯ

Допустим, в камере прессования размещается три тюка (рис.1)

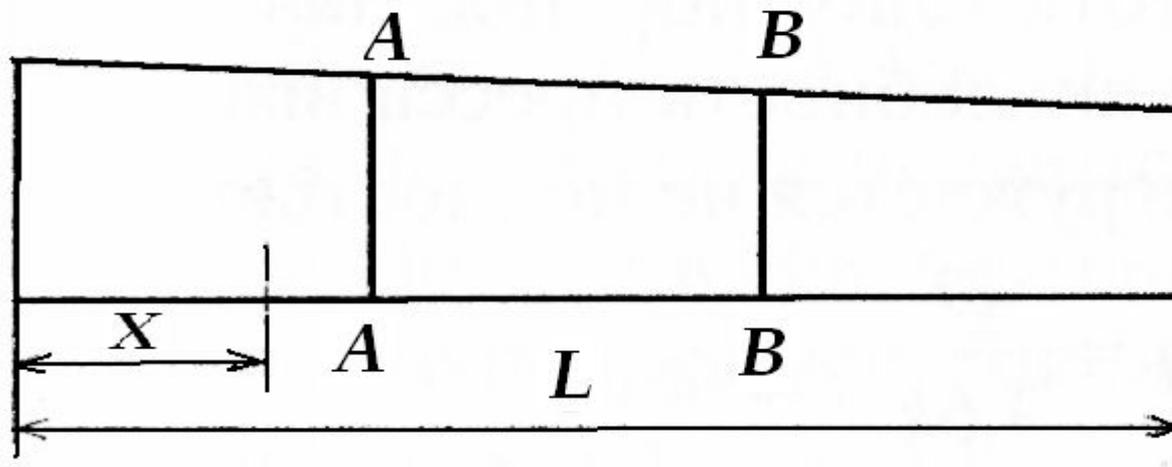


Рисунок1.- Схема к расчёту момента
связывания тюка

МОМЕНТ СВЯЗКИ ТЮКА

Когда лучше связывать тюк, в какой из этих трех позиций? Очевидно, там, где будет больше продольная сила сжатия в момент прямого хода поршня.

Если будем связывать средний тюк, то в сечении AA действует сила P_A

$$P_A = P_{max} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) = \frac{8}{9} P_{max} \quad (1)$$

Так как $x = \frac{1}{3} L$ (2)

ВЛИЯНИЕ МЕСТА ТЮКА НА ПЛОТНОСТЬ

$$P_B = P_{max} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) = \frac{5}{9} P_{max} \quad (3)$$

$$x = \frac{2}{3} L \quad (4)$$

$$P_{cp} = 0,5(P_A + P_B) = 0,722 P_{max} \quad (5)$$

Если связывать туюк, находящийся у входа, то он будет связан более плотно.

$$\text{Так как при } x = 0; P = P_{max} \quad (6)$$

при $x = \frac{1}{3}L; P = \frac{8}{9}P_{max} \quad (7)$

$$P_{cp} = 0,945P_{max} \quad (8)$$

Параметры камер и отдельных их элементов в зависимости от условий получения

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ КАМЕР ВЫЧУЩЕНИЯ

ПРЕССОВА...

определенных размеров, обеспечения заданной производительности пресса и получения тюков необходимой плотности при минимальных энергозатратах.

Количество рабочих ходов поршня, за которое происходит образование тюка, зависит от мощности подбираемого валка и скорости движения агрегата. Тюк правильной формы получается при прессовывании 9—15 порций массы, подаваемой упаковщиками.

РАЗМЕРЫ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

КАМЕРЫ

Размеры поперечного сечения a и b

должны быть такими, чтобы в прессовальной камере получались тюки, удобные для транспортирования и укладки в штабель. Практикой установлены определенные соотношения между высотой и шириной сечения камеры. Эти соотношения зависят от места подачи массы в камеру; при подаче сбоку, как правило, высота меньше ширины. У пресс-подборщика ПС-1,6 ширина $a=500$ мм, высота $b=360$ мм.

ДЛИНА ОКНА И ХОД

ПОРШНЯ

Длина загрузочного окна l при принятых размерах сечения прессовальной камеры может быть найдена по формуле

$$l = \frac{V_c}{a \cdot b} \quad (1)$$

где V_c — объем порции сена, подаваемой упаковщиками за один рабочий ход, м³; a и b — размеры поперечного сечения камеры, м.

Ход поршня принимают на 25—35% больше длины загрузочного окна

ОБЪЕМ ОДНОЙ ПОРЦИИ

Объем одной порции (м^3)

вычисляют по формуле

$$V_c = \frac{Q}{(20) \cdot n \cdot \gamma}$$

где Q — производительность

пресса, т/ч; n — частота ходов

поршня в минуту; — плотность

массы до сжатия, $\text{кг}/\text{м}^3$

**ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПРЕССА И
ЗАТРАЖИВАЕМОЙ МОЩНОСТИ**
можно
вычислить по выражению

$$Q = \frac{60^{(3)} \cdot V \cdot \gamma \cdot n}{10^3}$$

где V - объем порции, м^3 ;

— плотность массы до сжатия, $\text{кг}/\text{м}^3$;

n — частота ходов поршня, мин^{-1} .

Пропускная способность пресса выше
его производительности, что есть он
нагружается не полностью и
определяется из

ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ

ПРЕССА
выражения

$$q = \frac{Q}{3,6k}, \quad (4)$$

где k — коэффициент, зависящий от полноты нагрузки пресса, $k = 0,30 \dots 0,55$.

Мощность, затрачиваемая на прессование

$$N = 3,6 \cdot \varepsilon \cdot q \cdot V_M \quad (5)$$

где ε — удельные энергозатраты на тонну сырья, $\varepsilon = 0,40 \dots 0,85 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{т}$, V_M —

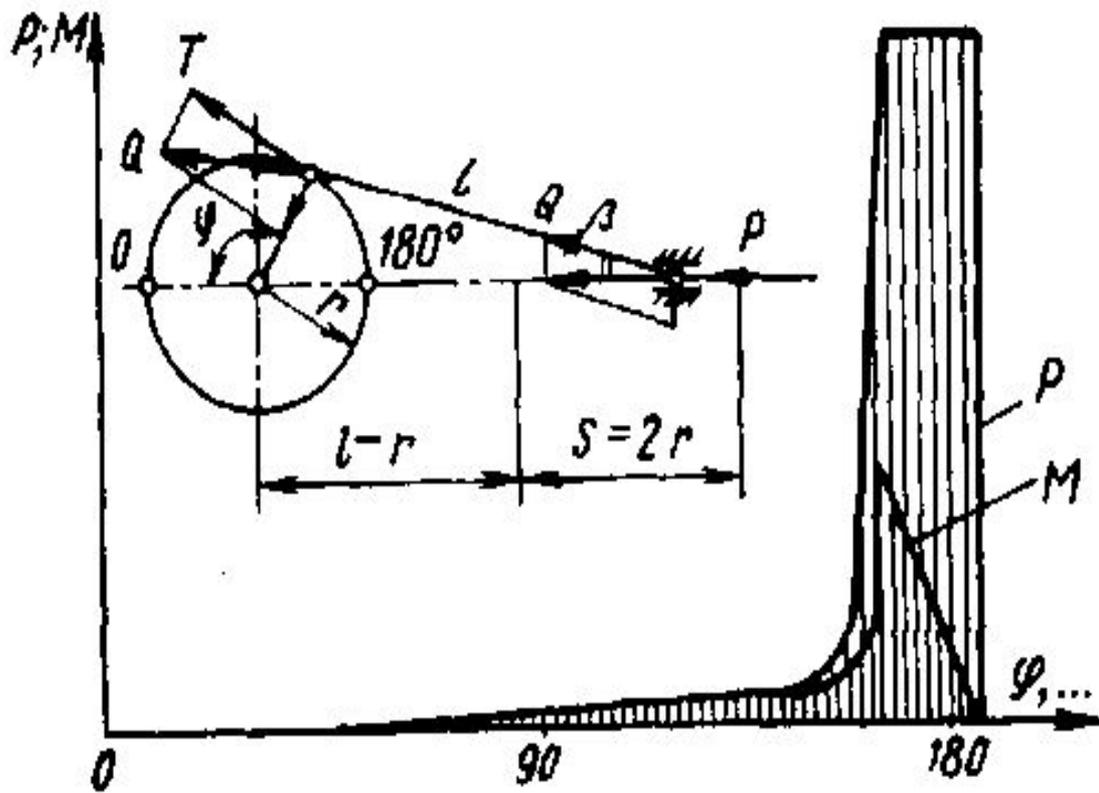
масса валка на длине 1 м, кг;

скорость движения машины, м/с.

РАСЧЕТ МАХОВИКА ПОРШНЕВОГО

ПРЕССА За время одного хода поршня усилие прессования изменяется неравномерно.

Вначале оно незначительное, а в конце — достигает максимума(рис.1.). Соответственно этому крутящий момент на приводном валу также переменный. Если выбирать двигатель по максимальному крутящему моменту, то он будет иметь большую мощность. Мощность двигателя выбирают по среднему крутящему моменту, но при этом обязательно ставят маховик.



**РИСУНОК 1.- СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В
ПОРШНЕВОМ ПРЕССЕ**

Порядок расчета маховика следующий. Вначале определяют давление на поршне для наиболее тяжелых условий работы, используя формулу $p = \frac{P}{V_{\text{св}}}$ и разбивая участок прессования на интервалы. Для каждого интервала определяют скорость поршня и соответствующий момент на кривошипном валу: M_1, M_2, M_3 и т. д. в зависимости от угла α поворота кривошипа строят кривую крутящих моментов M_1, M_2, M_3 и т. д. (рис. 2).

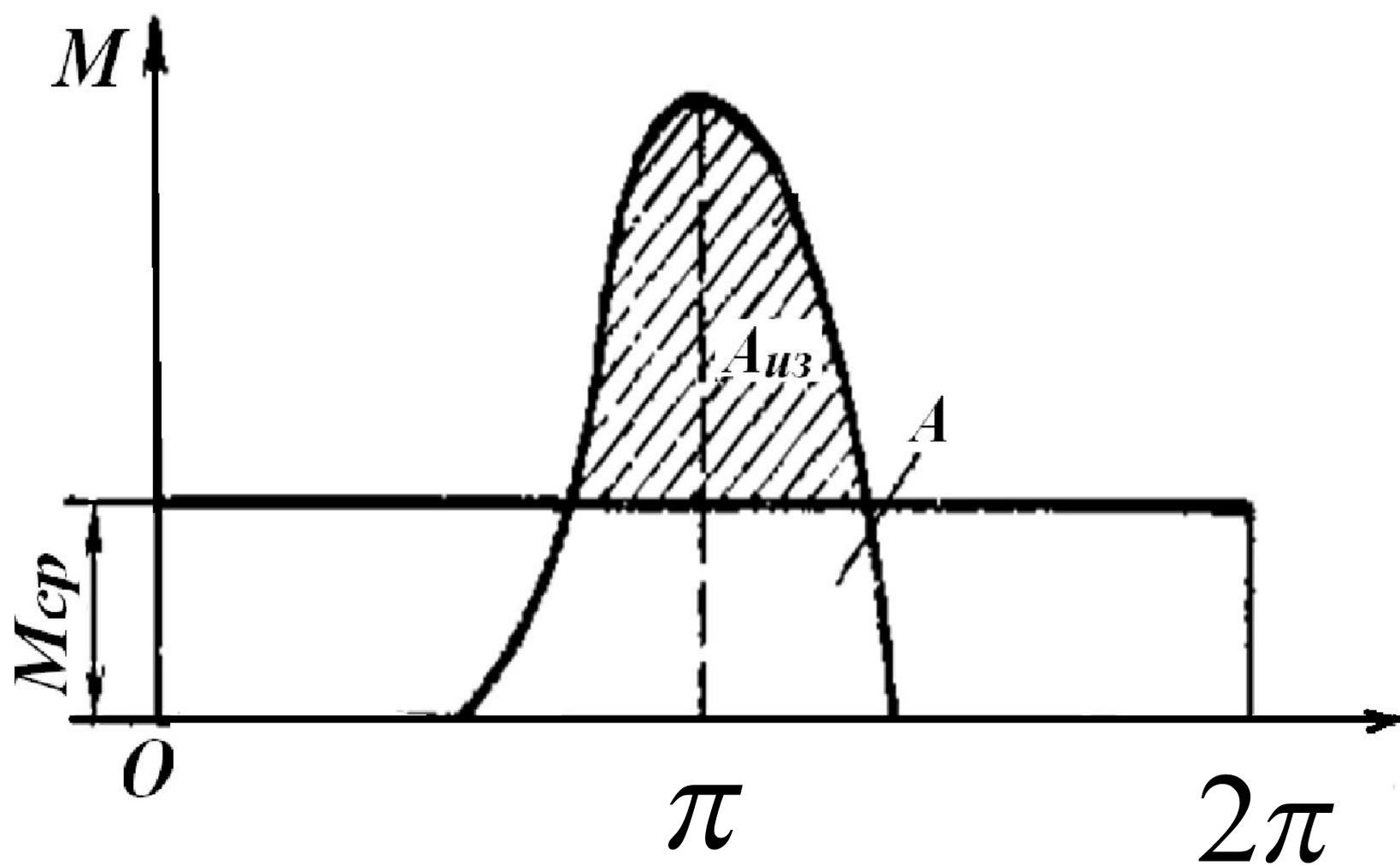


Рисунок 2.- Зависимость моментов на валу кривошипа от угла поворота

Определяют площадь f под кривой, которая выражает всю работу A , затраченную на прессование

$$A = k f, \quad (1)$$

где k_1 (здесь k_1 и k_2 — масштабы для момента и угла поворота). Средняя мощность (кВт.) для привода поршня прессы

Средний крутящий момент $M_{cp} = \frac{A \omega}{2\pi \cdot 1.36}$ при равномерном расходе работы A за время одного оборота кривошипа

$$(3) \quad M_{cp} = N_{cp} / \omega = A / (2\pi)$$

На графике по вертикали откладывают значение M_{cp} и проводят горизонтальную линию до угла поворота кривошипа . Тогда площадь прямоугольника в определенном масштабе будет выражать всю работу прессования. Площадь под кривой выше линии M_{cp} характеризует избыточную работу $A_{из}$. Избыточная работа должна совершаться за счет кинетической энергии маховика пресса и приведенного момента инерции рабочих органов пресса

Момент инерции на приводном валу пресса для обеспечения заданной неравномерности вращения

$$J = \frac{A_{из}}{\omega_{пр}^2 \cdot \delta}$$

где $\omega_{пр}$ — угловая скорость приводного вала пресса; $\delta = 0,1 \dots 0,15$.

Теоретический вес маховика, приведенный к центру тяжести поперечного сечения обода на радиусе $R=D/2$, определяется из уравнения

$$GD^2 = 4gJ$$

где g — ускорение свободного падения.

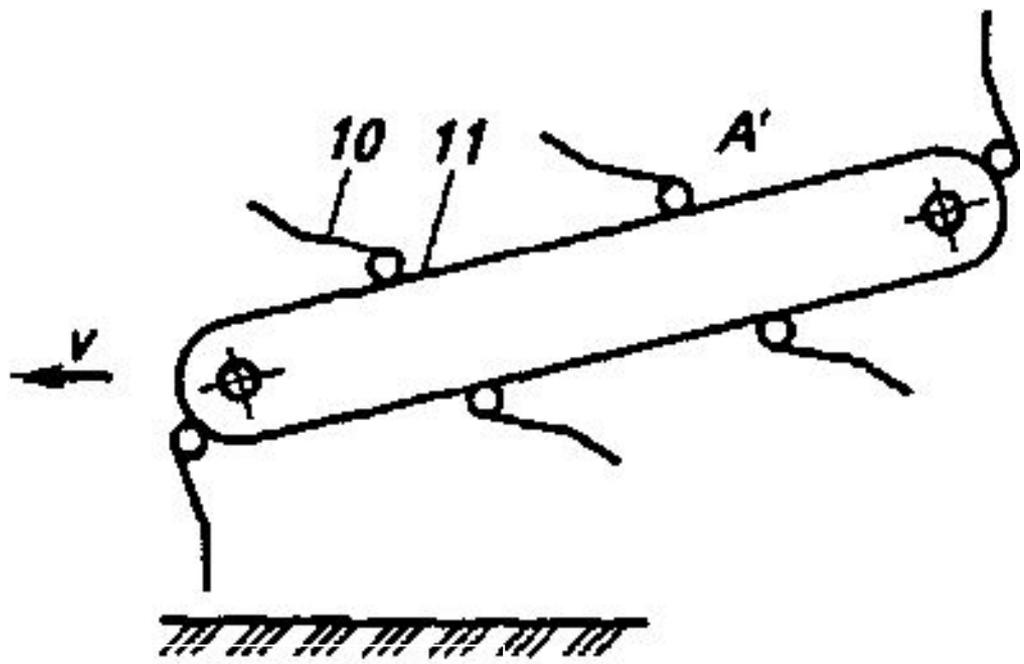
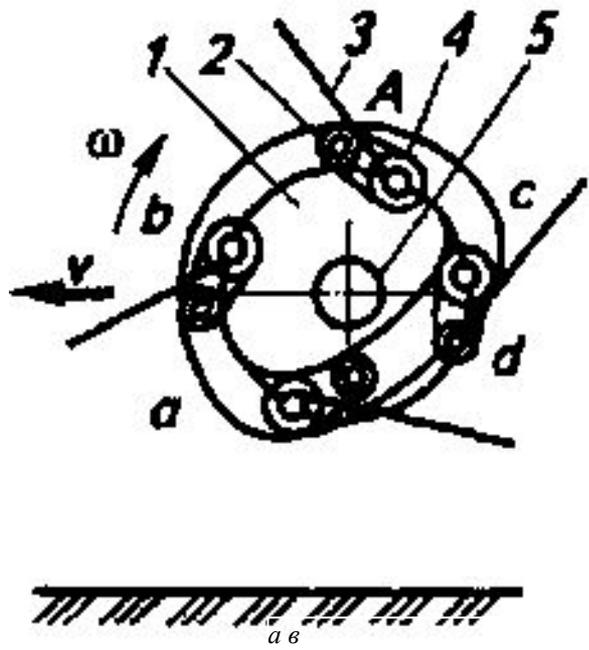
Действительный вес обода $G_D = 0,9G$.

6. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДБОРЩИКОВ И РЕЖИМ

РАБОТЫ ПАЛЬЦЕВЫХ ВОЛТКОВ

ПОДБОРЩИКАМИ (рис. 1 и 2).

Различают барабанные подборщики с пружинными (рис. 1, а) и с убирающимися (рис. 1, б) пальцами, а также полотенно-пальцевые (рис. 2, в) или цепочно-пальцевые подборщики (рис. 2, г).



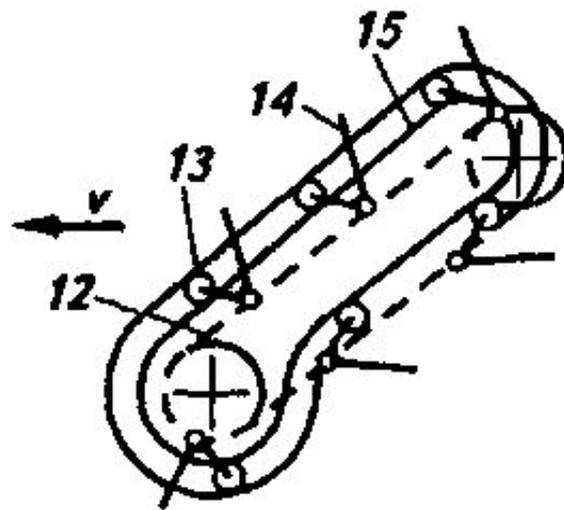
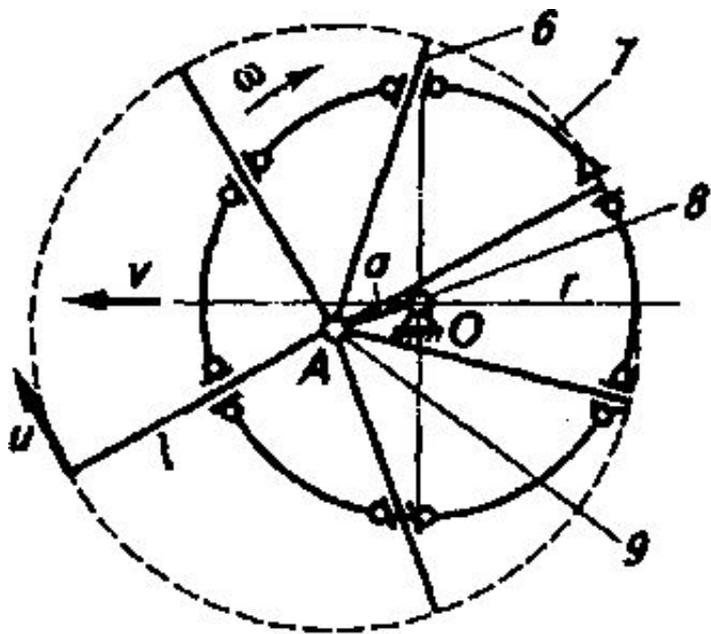
а — барабанного с пружинными пальцами; б — то же с убирающимися пальцами; в — полотенно-пальцевого; г —;

На схеме (рис. 3) изображены траектории движения концов пальцев двух соседних трубчатых валов. Из схемы видно, что чистота подбора растений, характеризуемая высотой гребня h , зависит от траектории движения пальцев в нижней зоне. Подбор с минимальными потерями обеспечивается при соблюдении условия

$$^{(1)}h \leq H - d$$

где h -расстояние от самого низкого положения зубьев до линии пересечения траекторий концов зубьев подборщика; H -высота валка;

d -минимальное расстояние концов зубьев от поверхности почвы



Б-барabanного с пружинными убирающими пальцами; г- цепочно-пальцевого

В процессе работы пальцы подборщика вращаются вокруг оси барабана, поворачиваются на некоторый угол относительно осевых линий трубчатых валов и перемещаются по направлению переносной скорости. Такое сложное движение необходимо для чистого подбора валка, равномерной подачи растений на последующие рабочие органы и выхода пальцев из подбираемой массы без затаскивания ее под барабан.

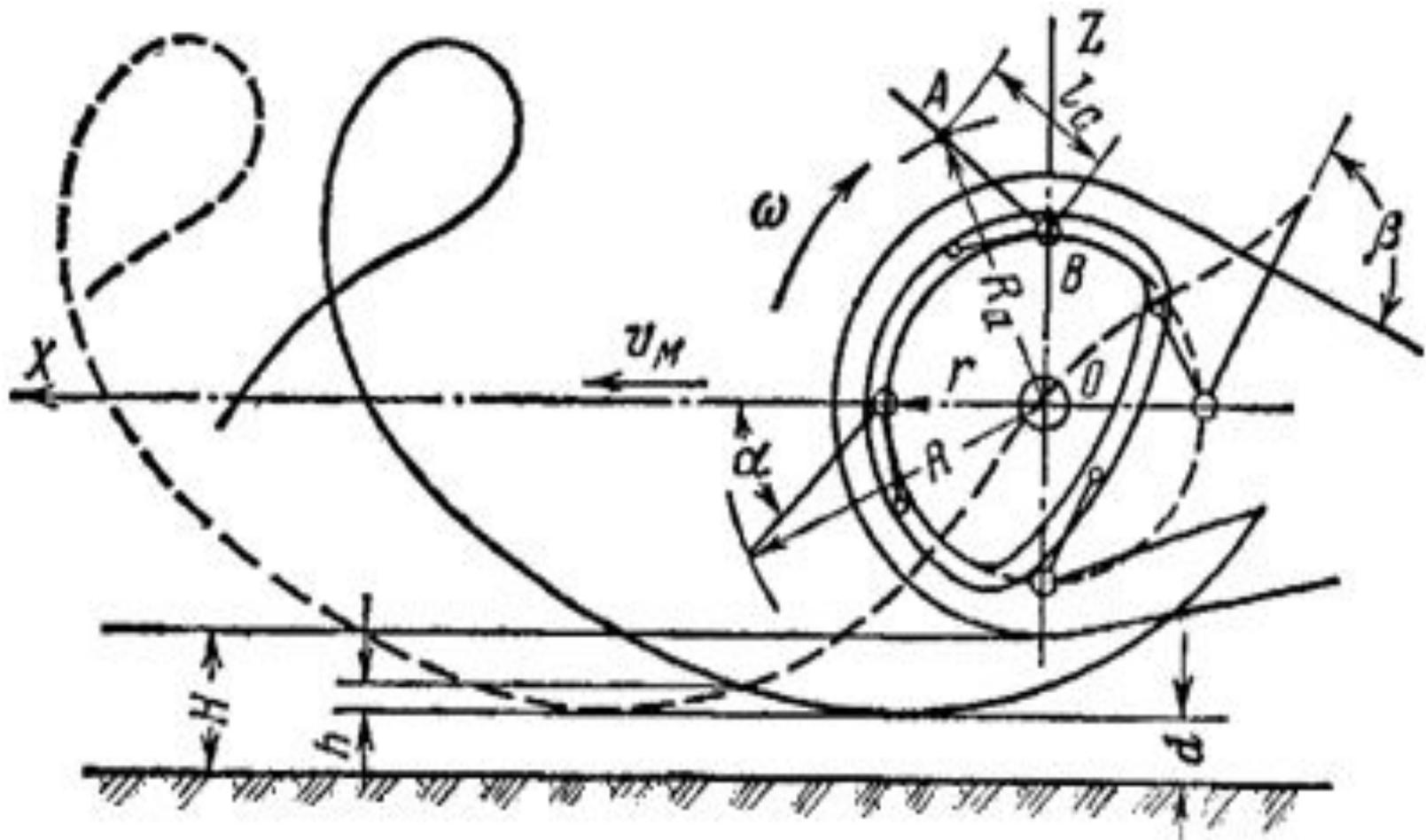


Рис. 3. -Схема к определению параметров и режима работы полборщика

Зависимость, устанавливающую связь между окружной u и поступательной скоростями, конструктивными параметрами барабана подборщика (R и z) и высотой гребня гребня валка h , получим из выражения

$$\lambda = \frac{u}{V_M} = \frac{\left(\frac{\pi}{z} - \arcsin \sqrt{\frac{2h}{R} - \frac{h^2}{R^2}} \right) \cdot \cos \alpha}{\sqrt{\frac{2h}{R} - \frac{h^2}{R^2}}} \quad (2)$$

СВЯЗЬ МЕЖДУ ОКРУЖНОЙ И ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТЯМИ ПАЛЬЦЕВ БАРАБАННОГО ПОДБОРЩИКА

где R - расстояние от конца пальца до оси барабана; z - число трубчатых валов;

Приняв угол $\alpha = 0$ получим выражение,

$$\lambda = \frac{u}{V_M} = \frac{\left(\frac{\pi}{z} - \arcsin \sqrt{\frac{2h}{R} - \frac{h^2}{R^2}} \right)}{\sqrt{\frac{2h}{R} - \frac{h^2}{R^2}}} \quad (3)$$

устанавливающая связь между окружной и поступательной скоростями

Подборщик работает без сгуживания и растаскивания валка в том случае, если горизонтальная составляющая абсолютной скорости точки A —середины выступающей за кожух части пальца, находящегося в верхнем положении, равна нулю, т. е. когда

$$\frac{dx}{dt} = V_M + \omega R_a \sin \omega t \quad (4)$$

Величина R_a определяется из треугольника ABO

$$R_a = \sqrt{r^2 + l_c^2 + 2rl_c \cos \alpha} \quad (5)$$

де r – радиус вращения трубчатых валов;
 l_c – расстояние от трубчатого вала до середины
выступающей за кожух части пальца

Подставив значение R_a в выражение (4) получим
поступательную скорость пальца барабана

$$V_M = -\omega \sin \omega t \sqrt{r^2 + l_c^2 + 2rl_c \cos \alpha} \quad (6)$$

Для положения пальца, соответствующего углу

поворота
скорость $\omega t = \frac{3}{2} \pi$ поступательная

Равна $V_M = \omega \sqrt{r^2 + l_c^2 + 2rl \cos \alpha}$ (7)

а соотношение окружной и поступательной скоростей конца пальца, находящегося в верхнем положении,

$$\lambda = \frac{u}{V_M} = \sqrt{\frac{r^2 + l^2 + 2rl \cos \alpha}{r^2 + l_c^2 + 2rl_c \cos \alpha}} \quad (8)$$

α - угол между пальцем и радиусом барабана;

l — длина пальца;

Опыт показывает, что при поступательных скоростях 6—10 км/ч устойчивая работа подборщика и минимальные потери урожая достигаются при $\lambda = 1,5 \dots 2,0$.

Свободный выход пальцев из подбираемой массы без затаскивания её в барабан происходит в том случае, когда угол между пальцами и плоскостью кожуха больше суммы углов трения стеблей о пальцы и кожух. Нужный угол выхода пальцев обеспечивается соответствующим профилем направляющей дорожки.

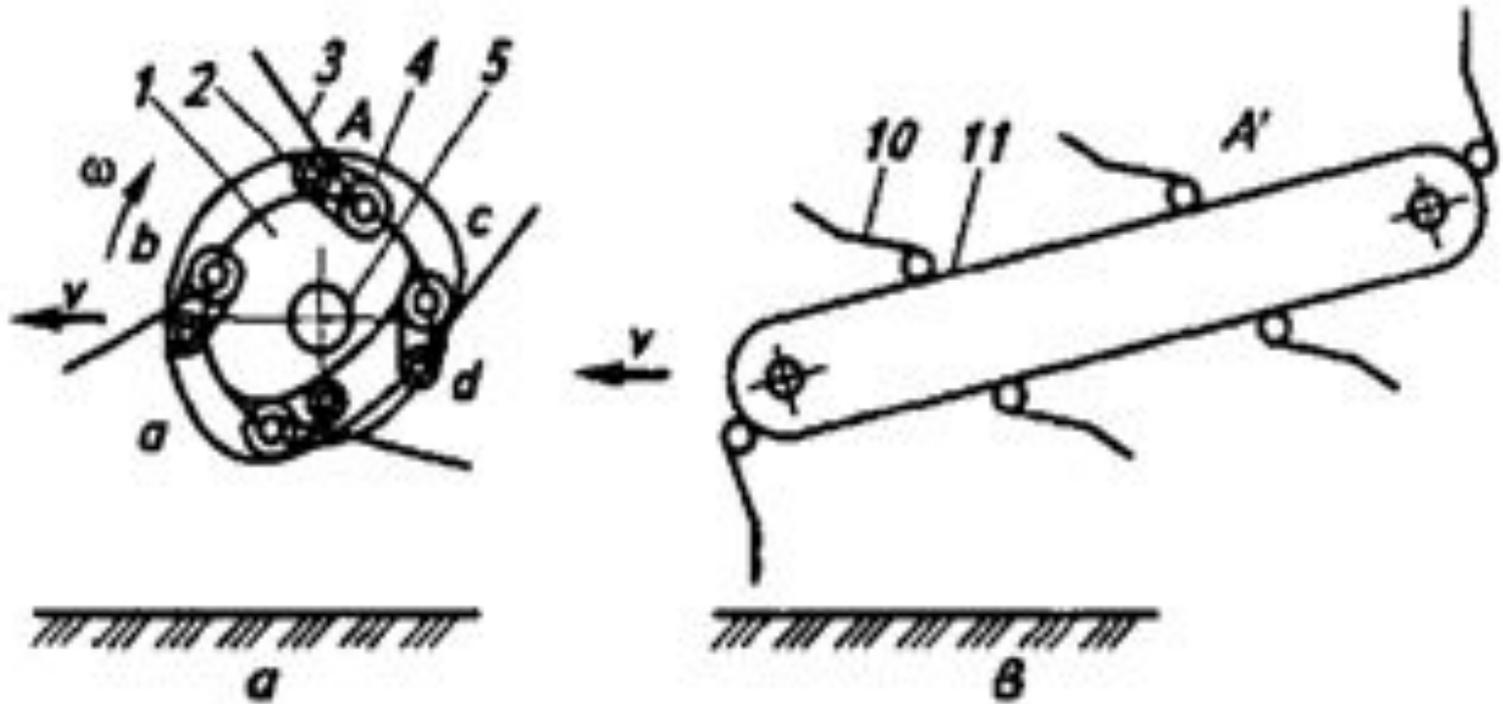
6. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМА РАБОТЫ БАРАБАННОГО ПОДБОРЩИКА

Растительную массу из валков подбирают подборщиками (рис. 1). Различают барабанные подборщики с пружинными (рис. 1, а) и с убирающимися (рис. 2, б) пальцами, а также полотенно-пальцевые (рис. 1, в) или цепочно-пальцевые подборщики (рис. 2, г).

Барабанный подборщик с пружинными пальцами представляет собой вал 5 (рис. 1, а) с дисками, в которых установлены концы трубчатых валов 4 с пальцами 3. На одном конце трубчатых валов закреплены кривошипные ролики 2 с роликками, которые при вращении вала 5 перекатываются по криволинейной беговой дорожке $abcd$. Благодаря этому пальцы вращаются вокруг оси вала 5 и одновременно поворачиваются вокруг осей трубчатых валов 4. В зоне подбора массы роликки кривошипных перекатываются по окружности abc , а в зоне передачи массы — по направляющей cda . В этой зоне пальцы выходят из растительной массы, не прижимая ее к кожуху барабана.

Барабанный подборщик с пружинными пальцами чаще применяют на подборе трав и зерновых культур. На связных валках пальцы отгибаются, повышается их ударное воздействие на массу.

Схемы подборщиков



а — барабанного с пружинными пальцами; в — полотенно-пальцевого;

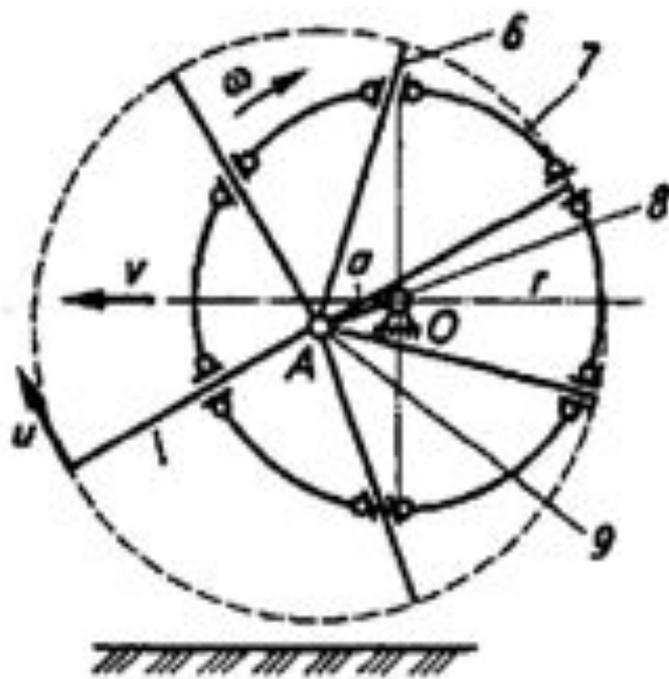
ПОЛОТЕННО-ПАЛЬЦЕВОЙ

ПОДБОРЩИК *Полотенно-пальцевой подборщик* представляет собой транспортер 11 (рис. 1, в), на планках которого закреплены пальцы 10. Такие пальцы оказывают меньшее ударное воздействие на стебли, более чисто подбирают валок, а плотно улавливает осыпавшиеся листья и зерна. Этот подборщик наиболее эффективно применять на уборке легко обмолачиваемых зерновых, бобовых, крупяных и других культур, а также пересохших трав.

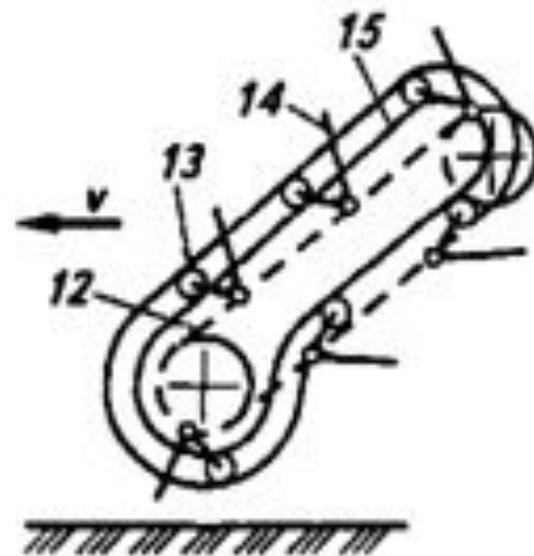
БАРАБАННЫЙ ПОДБОРЩИК С

УБИРАЮЩИМИСЯ ПАЛЬЦАМИ

Барабанный подборщик с убирающимися пальцами включает в себя барабан 7 (рис. 2, б) с шарнирно установленными направляющими, в которые входят пальцы 6, посаженные на неподвижную ось 9. Эта ось расположена эксцентрично относительно оси 8. В нижнем положении пальцы выходят из-под кожуха барабана, подбирают валок, поднимая его, и после передачи массы на последующие устройства входят в кожух барабана.



б



г

б - шарованного с устранившимися пальцами;
 г-цепочно-пальцевого

Рисунок 2.- Схемы подборщиков

На неровном рельефе поля пальцы плохо копируют рельеф поля, вследствие чего убираемая масса засоряется почвой. Такие подборщики лучше, чем барабанные с пружинными пальцами, работают на валках, в которых растения переплетены. Их применяют на подборе льняной тресты и зерновых культур.

ПОДБОРЩИК ЦЕПОЧНО-ПАЛЬЦЕВОЙ
Цепочно-пальцевой подборщик пальцами 14 (рис. 2, 3) подбирает и транспортирует массу. Пальцы шарнирно соединены с цепью 12 и снабжены кривошипными роликами 13, перемещающимися по направляющей дорожке 15. Кривизна последней подобрана так, чтобы создать необходимое положение пальцев при захвате, подъёме массы и выходе из нее с уходом под кожу барабана.

Цепочно-пальцевые подборщики чаще всего применяют на прессах и копнителях.

РАСЧЁТ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМА РАБОТЫ ПОДБОРЩИКА С

~~Капелюжиными и подборщиками~~
ценят чистоту подбора валка, непрерывностью и равномерностью подачи массы на последующие рабочие органы, свободным выходом пальцев из слоя массы без затаскивания под барабан.

Чистота подбора валка зависит от параметров и режимов работы подборщика, которые определяют взаимодействие пальцев со слоем валка.

Рассмотрим движение пальцев барабанного подборщика с пружинными пальцами.

Валок поднимается и транспортируется при прохождении пальца $///$ и $//$ квадрантов (рис. 3). При этом палец участвует в переносном движении машины, имея скорость v , и в относительном $v_{\text{отн}}$ — равномерно вращаясь вокруг точки O вала подборщика с угловой скоростью ω

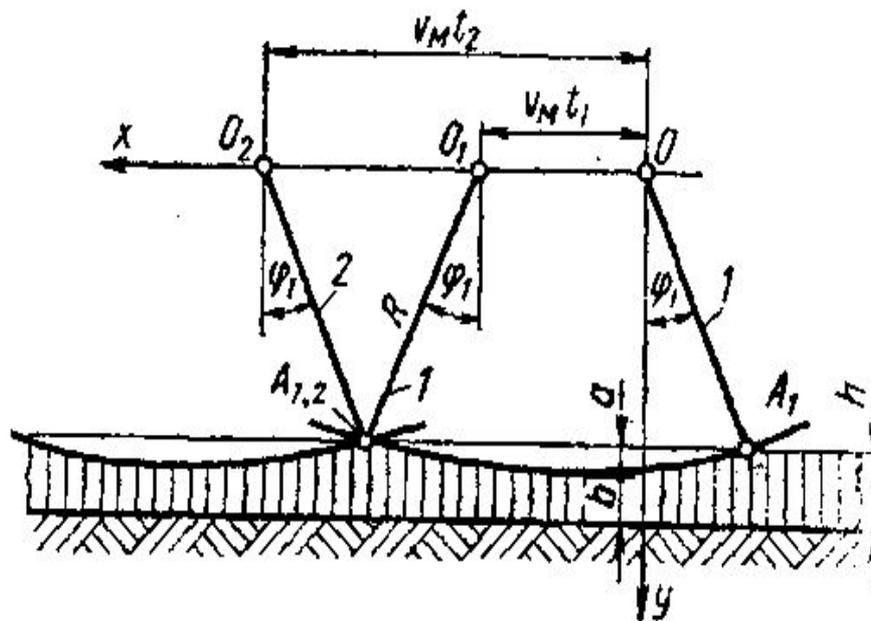
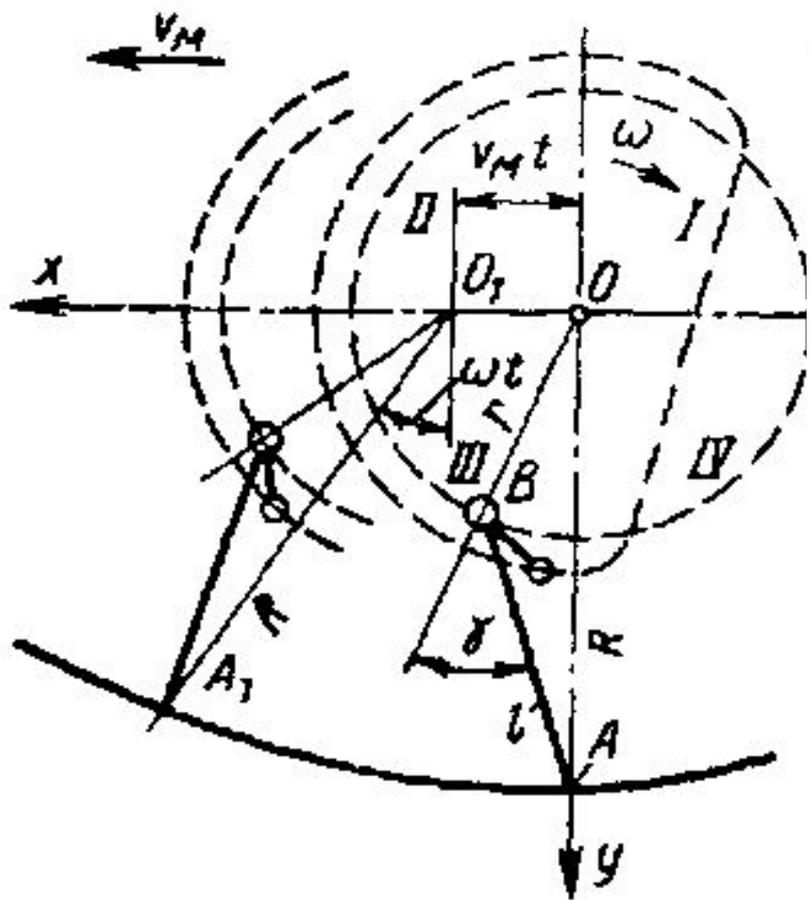


Схема движения пальцев подборщика и траектория концов пальцев в нижнем положении

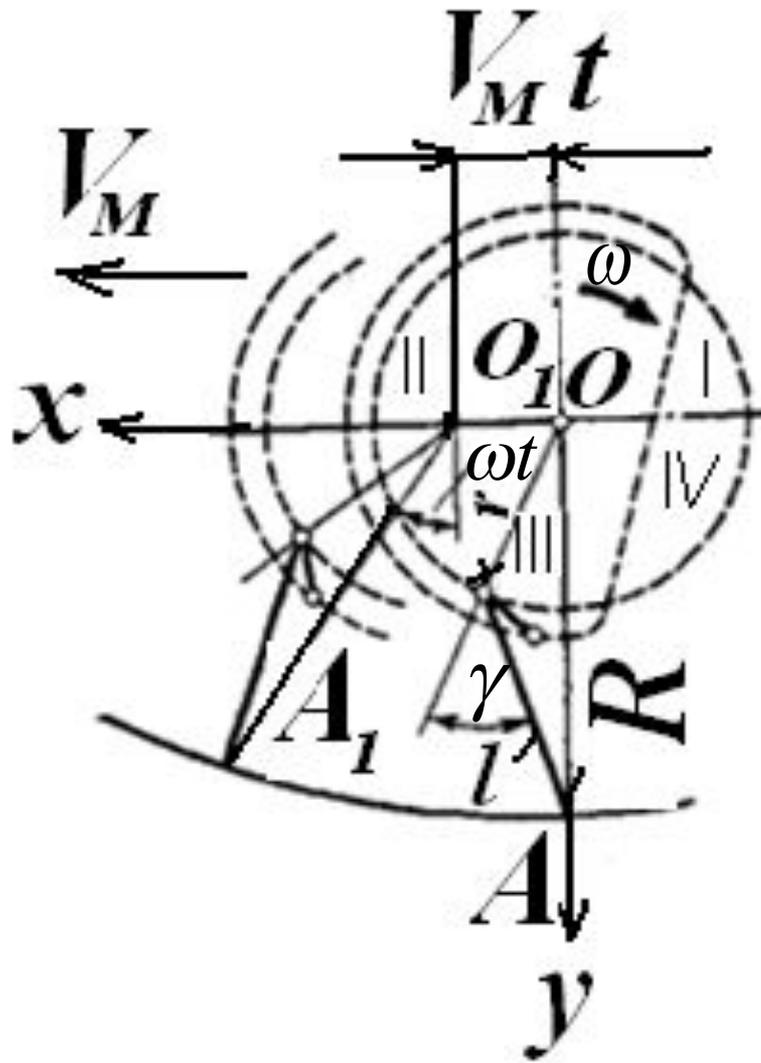


Схема движения пальцев подборщика

Введем обозначения:
 $AO = R$ — расстояние от центра вращения вала до конца пальца;
 $BO = r$ — расстояние от центра вращения вала до оси штанги;
 $AB = l$ — длина пальца;
 α — угол отклонения пальца от радиального положения.

Начало координат поместим в точку O . Оси X и Y направим, как показано на рисунке. За начало отсчета времени примем момент, когда радиус-вектор R занимает вертикальное нижнее положение и ролик кривошипа штанги катится по дуге окружности.

УРАВНЕНИЯ ЦИКЛОИДЫ И СКОРОСТЬ КОНЦА ПАЛЬЦА ПОДБОРЩИКА

За время t центр вала подборщика переместится в направлении оси X на расстояние $V_M t$. Радиус-вектор R повернется на угол ωt , а конец пальца займет положение A_1 .

Траектория конца пальца подборщика представляет собой циклоиду, описываемую уравнениями

$$x = V_M t + R \sin \omega t; \quad y = R \cos \omega t \quad (1)$$

Скорость конца пальца

$$V_A = \sqrt{V_M^2 + 2R\omega V_M \cos \omega t + R^2 \omega^2} \quad (2)$$

Из треугольника ABO находим расстояние от центра вращения вала до конца пальца R

$$R = \sqrt{r^2 + l^2 + 2rl \cos \gamma} \quad (3)$$

Для подбора валка без потерь необходимо, чтобы в точку выхода конца пальца первой штанги 1 (рис. 3) из стерни высотой h входил в стерню конец пальца второй штанги 2. В этом случае все стебли, которые находятся на стерне, будут подобраны. Но еще для качества подбора без потерь, чтобы точка пересечения траекторий концов пальцев двух соседних штанг была ниже высоты стерни, то есть

$$a + b < h \quad (4)$$

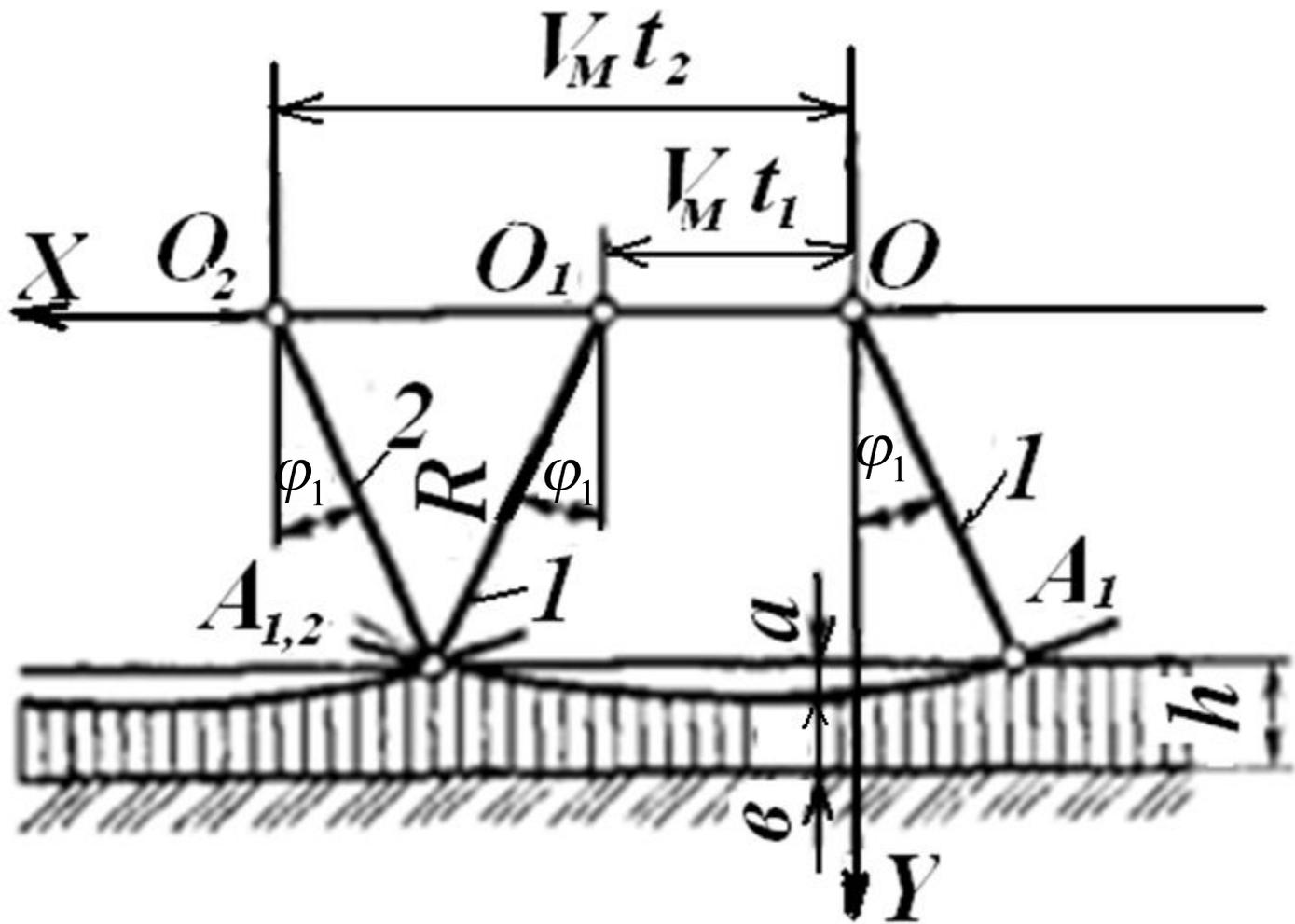


Рис.3.- Траектория движения концов пальцев в нижнем положении

Задавая значение b находим a из (5) выражения $a = R(1 - \cos \varphi_1)$

Из рисунка видно, что расстояние $O_1O_2 = V_M(t_2 - t_1)$, а также $O_1O_2 = 2R \sin \varphi_1$. Следовательно

$$2R \sin \varphi_1 = V_M(t_2 - t_1) \quad (6)$$

Определим время t_1 и t_2 . Поворот радиуса R на угол $2\varphi_1$ произойдет за время t . Обозначим через z число штанг (граблин) подборщика. При этом угол между штангами $\frac{2\pi}{z}$. На этот угол повернется вторая штанга, когда конец ее пальца займет положение A_2 .

Время поворота второй штанги будет $t_2 = 2\pi / (z\omega)$

Подставим значения t_1 и t_2 в выражение (6)

получим

$$2R \sin \varphi_1 = \frac{2V_M}{\omega} \left(\frac{\pi}{z} - \varphi_1 \right) \quad (7)$$

Выделим соотношение, обозначив $\lambda = \omega R / V_M$

Тогда выражение (7) примет вид

$$\lambda = \omega R / V_M = \left(\frac{\pi}{z} - \varphi_1 \right) / \sin \varphi_1 \quad (8)$$

Выражение (8) связывает с конструктивными параметрами подборщика и расположением конца пальца относительно нижней поверхности валка. С увеличением радиуса r , следовательно, и r можно достигнуть необходимую чистоту подбора при меньших значениях λ . Чем ниже расположен валок, тем больше должно быть λ . Однако при очень большом значении он может разорваться.

Валок при подборе не разрывается, если абсолютная скорость середины пальца подборщика в вертикальном верхнем положении будет равна нулю, т. е.

$$V_x = \frac{dx}{dt} = V_M + \omega R \cos \omega t = 0 \quad (9)$$

Учитывая, что $\cos \omega t = \cos 180^\circ = -1$, необходимая угловая скорость вала подборщика должна быть $\omega = V_M / R_1$, (10)

где R_1 — расстояние от центра вала до середины пальца.

По аналогии с предыдущим выразим
через геометрические параметры
подборщика

 R_1

$$R_1 = \sqrt{r^2 + \frac{l^2}{4} + rl \cos \gamma} \quad (11)$$

Тогда угловая скорость подборщика

$$\omega = \frac{V_M}{R_1} = \frac{V_M}{\sqrt{r^2 + \frac{l^2}{4} + rl \cos \gamma}} \quad (12)$$

С учетом полученных данных формула (8) для λ примет вид

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_M} = \frac{R}{R_1} = \frac{\sqrt{r^2 + l^2 + 2rl \cos \gamma}}{\sqrt{r^2 + l^2 / 4 + rl \cos \gamma}}, \quad (13)$$

так как $\omega / V_M = 1 / R_1$. (14)

Таким образом, λ должна быть больше единицы. Практически $1 < \lambda < 2$

Увеличение показателя λ за счет частоты вращения вала способствует улучшению чистоты подбора растительной массы. Однако с ростом повышается число ударов пальцев на колосья и потери растут, при подборе трав, валки разрываются. При малом значении валок сгруживается.

Провяленную траву убирают при $\lambda = 1,2 \dots 2,0$. Когда масса 1 м длины валка меньше 3 кг, влажность сена меньше 15 %, предпочтительнее меньшее значение.

На валках большой влажности
35...40% следует увеличить показатель
. С увеличением скорости машины λ
снижают.

Важное значение на работу
подборщика оказывает **подача**
растительной массы на одну
штангу.

Подачей называется путь, проходимый подборщиком за время входа или выхода из стерни пальцев двух соседних штанг, т.е.

$$h = V_M t_1 \quad (15)$$

Если подборщик имеет z штанг, то $t_1 = \frac{60}{nz}$

и подача

$$h = \frac{60V_M}{nz} \quad (16)$$

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ПОДБОРЩИКА

Частоту вращения вала подборщика определяют из соотношения

$$n = \frac{60V_M}{h z},$$

где h – высота стерни, м. $h \leq 0,28$ м

Например, при скорости агрегата 7,2 км/ч или 2 м/с и $z=4$ получим частоту вращения вала $n=107$ мин⁻¹