

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

Н.В. Кислов

МЕХАНИКА ТОРФА И ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ:
МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА ТОРФА

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию в области
горнодобывающей промышленности в качестве учебно-методического пособия
для студентов специальности 1-36 13 01 «Технология и оборудование
торфяного производства»*

Минск
БНТУ
2011

УДК 622.331.002.5

ББК 33я7

К 44

Р е ц е н з е н т ы:

Б.Ф. Зюзин, декан факультета природопользования и инженерной экологии Тверского государственного технического университета (Россия), д-р техн. наук, профессор;

А.А. Головач, доцент кафедры «Горные работы» Белорусского национального технического университета, канд. техн. наук, доцент

Кислов, Н.В.

К 44 Механика торфа и торфяной залежи: механическая переработка торфа: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» / Н.В. Кислов. – Минск: БНТУ, 2011. – 48 с.

ISBN 978-985-525-663-3.

Пособие содержит анализ существующих методов определения перерабатывающей способности различных исполнительных органов торфяных машин и механизмов переработки торфа. Излагаются способы оценки механической переработки и интенсивности перемешивания торфа и других вязкопластичных материалов, приводится методика определения степени механической переработки торфа в различных механизмах на стадии их проектирования, даются рекомендации по оптимизации процессов переработки и перемешивания с целью обеспечения заданных свойств готовой продукции из торфа.

УДК 622.331.002.5
ББК 33я7

ISBN 978-985-525-663-3

© Кислов Н.В., 2011
© БНТУ, 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

Добыча и переработка торфа связаны с механическим воздействием на торфяную залежь и торф нарушенной структуры. При этом имеют дело с механическими явлениями, происходящими в торфе и торфяной залежи: деформациями, разрушением и перемещением торфа, его формоизменением, механической переработкой и формованием.

Изучением механических процессов в различных породах занимается механика горных пород, составной частью которой является механика торфа и торфяной залежи. Эта дисциплина введена в учебный план специальности 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» с целью усиления теоретической подготовки горных инженеров в области добычи и переработки торфа и расширения познаний по механике деформируемого твердого тела, что будет способствовать углубленному изучению профилирующих дисциплин.

Пособие подготовлено в соответствии с программой УД-ФПРЭ 20-25/баз от 23.09.2010 г. по разделу «Механическая переработка торфа» дисциплины «Механика торфа и торфяной залежи» и составлено таким образом, чтобы студент мог активно усвоить основные расчетные положения по оценке деформаций и напряжений, возникающих при разрушении и переработке торфа, и научиться использовать их в решении разнообразных вопросов теории и практики торфяного производства. При этом особое внимание уделено применению системы единиц СИ, которая согласно ГОСТ 8.417–81 распространена на все виды деятельности, в том числе на учебники и учебные пособия. Последнее обусловлено тем, что литературы по торфу в последние 20 лет издавалось очень мало и в ней часто использовались единицы, не входящие в СИ, особенно в области механических измерений, где на практике до 1981 г. применялась система МКСС, в которой основной была единица силы – килограмм-сила.

Пособие предназначено для студентов специальности 1-36 13 01 «Технология и оборудование торфяного производства» и может быть полезно аспирантам и инженерно-техническим работникам, занимающимся изучением деформаций и напряжений в породах при действии внешних сил и оценкой интенсивности деформаций как перерабатывающей способности различных исполнительных механизмов торфяного оборудования.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА ТОРФА

Наряду с известными способами оценки степени механической переработки торфа по изменению его различных физико-механических свойств при переработке используется расчетный метод, предложенный проф. Ф.А. Опейко. Этот метод позволяет оценить перерабатывающую способность любого механизма еще на стадии разработки его конструктивной схемы, что не требует предварительного создания экспериментальных образцов перерабатывающих устройств и проведения их предварительных испытаний с целью определения оптимальных конструктивных и режимных параметров. Метод проф. Ф.А. Опейко обеспечивает расчет перерабатывающих и формирующих устройств торфяных машин исходя из заданной степени механической переработки торфа-сырца, является единственно возможным для оценки перерабатывающей способности различных устройств на стадии их проектирования и используется для определения интенсивности перемешивания сред в реакторах, смесителях и системах трубопроводного транспорта, а также в расчетах энергозатрат на измельчение, переработку, перемешивание, транспортирование и формование торфа-сырца, продуктов его переработки и других материалов.

В основу метода оценки степени механической переработки торфа, предложенного проф. Ф.А. Опейко, положено использование двух инвариантов симметричного тензора деформаций и напряжений. При этом торфяная масса считается однородной и изотропной. Допускается также, что объем торфа в процессе деформирования практически не изменяется, т. е. соблюдается условие неразрывности. Тогда степень механической переработки как интенсивность деформаций выражается следующим образом:

$$\lambda = \sqrt{\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2} = \sqrt{\lambda_{11}^2 + \lambda_{22}^2 + \lambda_{33}^2 + 2(\lambda_{12}^2 + \lambda_{23}^2 + \lambda_{13}^2)}, \quad (1)$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – главные деформации;

$\lambda_{11} = d l_{11}/l_{11}, \lambda_{22} = d l_{22}/l_{22}, \lambda_{33} = d l_{33}/l_{33}$ – относительные изменения длины ребер выделенного объема деформируемого (перерабатываемого) торфа (рис. 1, а) по направлениям осей системы координат $Ox_{11} Ox_{22} Ox_{33}$;

$\lambda_{12} = \frac{1}{2} d \gamma_{12}, \lambda_{23} = \frac{1}{2} d \gamma_{23}, \lambda_{13} = \frac{1}{2} d \gamma_{13}$ – половины углов сдвига вокруг осей Ox_{33}, Ox_{11} и Ox_{22} (рис. 1, б) соответственно.

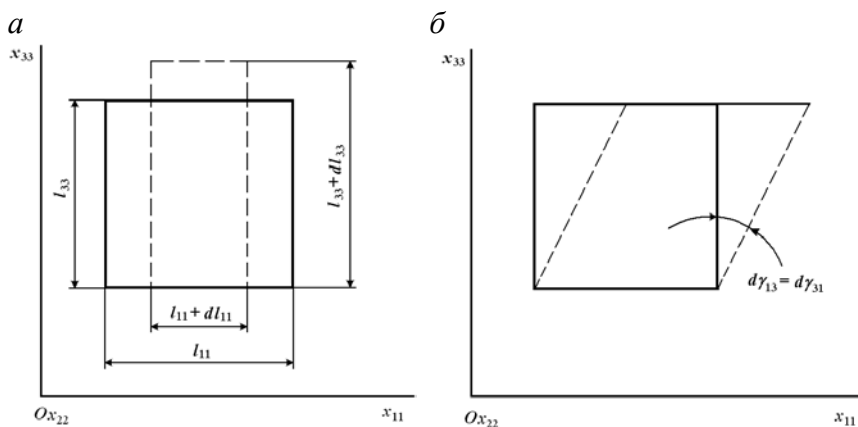


Рис. 1. Деформация выделенного из торфа прямоугольного параллелепипеда: а – растяжение-сжатие вдоль осей Ox_{11} и Ox_{33} ; б – сдвиг вокруг оси Ox_{22}

Механическая переработка при чистом сдвиге

подавляющее большинство торфоперерабатывающих механизмов работает таким образом, что в них обеспечивается чистый сдвиг, т. е. материал деформируется только вокруг одной из осей выбранной системы координат. Формула (1) для чистого сдвига (см. рис. 1, б) принимает вид

$$\lambda = \sqrt{2} \lambda_{31} = \frac{\sqrt{2}}{2} d \gamma_{31}, \quad (2)$$

так как в этом случае $\lambda_{11} = \lambda_{22} = \lambda_{33} = \lambda_{12} = \lambda_{23} = 0$. Причем для изотропного однородного тела $d\gamma_{31} = d\gamma_{13}$.

Механическая переработка в ленточном растирателе

Ленточный растиратель не используется для переработки торфа, но его работа представляет интерес с теоретической точки зрения, так как здесь наиболее наглядно проявляется чистый сдвиг.

Ленточный растиратель (рис. 2) состоит из двух подвижных лент, расположенных друг относительно друга таким образом, чтобы в пространство между ними мог поступать перерабатываемый материал. Верхняя лента перемещается со скоростью ϑ_2 , превышающей скорость ϑ_1 нижней ленты. Поэтому в пространстве между лентами имеет место чистый сдвиг вокруг оси Ox_{22} . Следовательно, для определения степени механической переработки торфа в ленточном растирателе можно воспользоваться формулой (2). Естественно, что перерабатывающая способность ленточного растирателя будет зависеть от его конструктивных и режимных параметров, т. е. от зазора h между лентами, их рабочей ширины b и длины l , соотношения между скоростями ϑ_2 и ϑ_1 лент, а также от проскальзывания торфа по рабочим поверхностям ленточного растирателя.

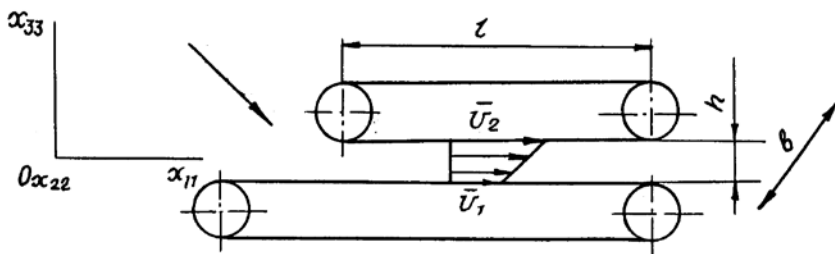


Рис. 2. Схема ленточного растирателя

Суммарный угол γ_{31} сдвига слоев торфа за время t его пребывания в рабочем пространстве растирателя (проскальзывание торфа относительно лент не учитываем)

$$\gamma_{31} = \omega t = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{h} t,$$

где ω – угловая скорость сдвига.

Время пребывания торфа в рабочем пространстве растирателя $t = l/\vartheta_c$, где ϑ_c – средняя скорость материала в пространстве между лентами. При заданной производительности Q средняя скорость $\vartheta_c = Q/bh$. Тогда время

$$t = \frac{bhl}{Q}.$$

Подставив равенства для γ_{31} и t в формулу (2), получим

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{Q} b l. \quad (3)$$

В общем случае производительность

$$Q = F \vartheta_c \cong b h \frac{\vartheta_2 + \vartheta_1}{2}.$$

Тогда степень механической переработки в ленточном растирателе

$$\lambda = \sqrt{2} \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{\vartheta_2 + \vartheta_1} \frac{l}{h}. \quad (4)$$

Формулу (4) можно также преобразовать следующим образом:

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{h} \cdot \frac{b l h}{Q} = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\omega}{Q} S, \quad (5)$$

где

$$S = F_p h = b l h$$

– статический момент площади поверхности $F_p = b l$ соприкосновения с торфом верхней ленты растирателя относительно нижней ленты.

При проскальзывании верхней ленты относительно торфа его механическая переработка уменьшается. Скольжение возникает из-за того, что предельное напряжение сдвига внутри торфа больше внешнего предельного напряжения сдвига. При этом торф отстает от верхней ленты и опережает нижнюю, так как $\vartheta_2 > \vartheta_1$. Пусть скорость проскальзывания будет $\vartheta_{ск}$. Тогда коэффициент скольжения

$$\varepsilon = \frac{2 \vartheta_{ск}}{\vartheta_2 - \vartheta_1}.$$

Эта формула показывает, что при определенных свойствах торфа с увеличением разности скоростей лент коэффициент скольжения уменьшается.

В случае наличия опорных роликов зазор между лентами может меняться. Изменение величины зазора h по мере перемещения торфа в рабочем пространстве растирателя приводит к появлению составляющих λ_{11} и λ_{33} , но они настолько малы по сравнению с λ_{31} , что ими можно пренебречь.

Окончательно степень механической переработки торфа в ленточном растирателе (при чистом сдвиге)

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{Q} b l = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} S. \quad (6)$$

Профессор Ф.А. Опейко показал, что средняя по элементарному объему степень механической переработки торфа не зависит от закона распределения скорости по поперечному сечению слоя торфа. Аналогичный вывод можно сделать из анализа формулы (6). При заданной производительности Q величина зазора h и закон распределения скорости по поперечному сечению потока не оказывают влияния на величину средней по объему степени механической переработки торфа в ленточном растирателе. Поэтому, меняя h , всегда можно обеспечить требуемую λ при заданной Q .

Формула (6) положена проф. Ф.А. Опейко в основу расчетных зависимостей для оценки степени механической переработки торфа в различных устройствах.

Механическая переработка торфа фрезой

Определение степени механической переработки торфа фрезой выполним по формуле, полученной для ленточного растирателя. При фрезеровании торфяной залежи цилиндрической фрезой в качестве подвижной ленты примем поверхность соприкосновения рабочих элементов фрезы с торфом, а в качестве неподвижной – фрезеруемую поверхность торфяной залежи. Переработка торфа осуществляется также и при ее измельчении. Тогда формула (6) для фрезы примет вид

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 = (1 - \varepsilon) \left[\frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\omega}{Q_x} (S_1 + S_2) + \frac{2}{\sqrt{\delta}} \right], \quad (9)$$

где ω – угловая скорость фрезы, c^{-1} ;

$Q_x = B h \vartheta_{\text{п}}$ – производительность фрезы по ходу машины, m^3/c ;

B – ширина захвата фрезы, м;

h – глубина фрезерования, м;

ϑ_{Π} – поступательная скорость фрезы, м/с;

$S_1 = h b D \frac{z_0 \alpha}{360}$ – статический момент площади поверхности

соприкосновения штифтов с торфом относительно оси вращения фрезы, м³;

b – средняя по глубине фрезерования толщина штифта, м;

D – диаметр фрезы, м;

z_0 – суммарное число штифтов фрезы;

α – центральный угол дуги касания фрезы с залежью, градус;

$S_2 = \frac{1}{2} b l D \frac{z_0 \alpha}{360}$ – статический момент площади поверхности

соприкосновения экскавируемого штифтами торфа с залежью, м³;

l – длина фигуры волочения (длина стружки), м;

$\delta = \frac{4\pi}{z} \frac{\vartheta_{\Pi}}{\omega} \sqrt{\frac{h}{D}} = 2\delta_c$ – наибольшая толщина стружки при

поверхностно-послойном фрезеровании залежи в случае $h \ll D$, м;

δ_c – средняя толщина стружки, м.

$z = b z_0 / B$ – число ножей в плоскости резания.

Известно, что для устойчивой работы фрезы должно соблюдаться условие $Q_{\text{ф}} \geq Q_x$, где $Q_{\text{ф}}$ – производительность по фрезе, м³/с. Исходя из равенства $Q_{\text{ф}} = Q_x$ длина тела волочения

$l \cong \sqrt{D h}$. После преобразований формула (7) принимает вид

$$\lambda = (1 - \varepsilon) \left[\frac{\sqrt{2}}{4} \frac{\alpha}{360} D \left(1 + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{h}} \right) \sqrt{\frac{z \omega}{\pi \vartheta_{\Pi}}} + \sqrt{\frac{D}{4}} \right] \sqrt{\frac{z \omega}{\pi \vartheta_{\Pi}}}. \quad (8)$$

Торфодобывающая фреза представляет собой разновидность дробилки, степень механической переработки торфа в которой

на основании формулы (6) в общем случае определится следующим образом:

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} \iint_F \rho \, dF = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} S,$$

где S – статический момент площади F соприкосновения торфа с ротором относительно его оси;

ρ – расстояние элементарных площадок соприкосновения ротора с торфом от оси ротора.

Механическая переработка торфа в однозаходном напорном шнеке

Напорные шнеки нашли широкое применение для обеспечения интенсивной переработки торфа. Практически с помощью шнека можно обеспечить любую заданную степень механической переработки.

Профессор Ф.А. Опейко рекомендует для шнека следующую формулу:

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} S_{\text{к}} + \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} \frac{S_{\text{ш}}}{S_{\text{т}}}, \quad (9)$$

где $S_{\text{к}} = 2\pi \int_0^l R^2 \, dl = 2\pi R^2 l$ – статический момент внутренней

поверхности кожуха шнека относительно его оси;

$S_{\text{ш}}$ – то же площади меридионального сечения винта шнека относительно его оси;

$S_{\text{т}}$ – то же площади меридионального сечения торфа в шнеке относительно его оси.

В связи с тем, что отношение $S_{\text{ш}}/S_{\text{т}}$ мало, вторым слагаемым в формуле (9) можно пренебречь. Тогда для шнека

$$\lambda \cong \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} S_{\text{к}}. \quad (10)$$

Определим производительность Q однозаходного напорного шнека. Рассмотрим его меридиональное сечение (рис. 3).

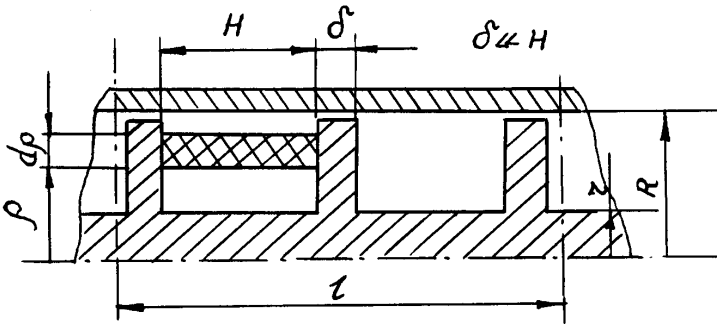


Рис. 3. Схема меридионального сечения шнека

Выделим в меридиональном сечении одного витка шнека слой торфа толщиной $d\rho$ на расстоянии ρ от оси вращения. Тогда элементарная производительность через выбранное сечение

$$dQ = \vartheta \cdot dF = \omega_{\text{т}} \rho H d\rho,$$

где ϑ – скорость торфа через элементарное сечение dF ;

$\omega_{\text{т}} = \varphi \omega$ – угловая скорость торфа относительно оси шнека;

ω – угловая скорость винта шнека;

φ – коэффициент, учитывающий наличие вращения породы вместе со шнеком;

H – шаг шнека.

Коэффициент $\varphi < 1$ и зависит от противодействия. При достаточном противодействии, которое создается кожухом, мундштуками и другими устройствами, пространство между витками всегда полностью заполнено торфом. Для нагнетательных шнеков $\varphi = 0,2-0,3$; для винтовых фрез $\varphi \leq 0,5$. Для торфа наибольшее расчетное значение φ составляет 0,77.

Полная производительность шнека

$$Q = \int_r^R \omega_T \rho H dr = \varphi \omega \int_r^R H r dr = \varphi \omega S_M, \quad (11)$$

где S_M – статический момент площади витка торфа в меридиональном сечении шнека относительно его оси.

Найдем S_M

$$S_M = \int_r^R H r dr = \frac{1}{2} H (R^2 - r^2) = \frac{1}{2} H R^2 \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) = \frac{1}{2} H R^2 (1 - k^2),$$

где $R = D/2$ – радиус внутренней поверхности кожуха шнека;
 r – радиус вала шнека.

Профессор Ф.А. Опейко показал, что шнек развивает наибольший напор, когда соблюдается соотношение

$$\frac{R}{H} = \frac{3}{4}.$$

Тогда производительность шнека

$$Q = \frac{2}{3} \varphi (1 - k^2) \omega R^3. \quad (12)$$

Подставив выражения для S_k и Q в формулу (10), окончательно получим

$$\lambda = 3\sqrt{2} \pi \frac{1-\varepsilon}{\varphi(1-k^2)} \frac{l}{D}. \quad (13)$$

Таким образом, на величину степени механической переработки торфа шнеком влияют его длина l и диаметр D . При этом должно соблюдаться условие, что $R/H = 3/4$.

Известны и другие способы выражения производительности шнека. Формула (12) была получена из условия, что торф перемещается в направлении, перпендикулярном меридиональному сечению витка шнека.

Рассмотрим теперь движение торфа через сечение шнека, перпендикулярное его оси. Если при этом торф перемещается относительно вращающегося винта шнека, то производительность

$$Q = \varphi \frac{V}{t} = \varphi FH \frac{\omega}{2\pi}, \quad (14)$$

где $V = FH$ – объем торфа в одном витке шнека;

$F = \pi(R^2 - r^2)$ – площадь поперечного сечения торфа в шнеке;

$t = 2\pi/\omega$ – время перемещения витка на один шаг.

Выразим шаг H через угол α_2 подъема наружной винтовой линии шнека:

$$H = 2\pi R \operatorname{tg} \alpha_2.$$

Подставив выражения для F и H в формулу (14), после преобразования получим

$$Q = \pi \varphi (1 - k^2) \omega R^3 \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (15)$$

Приравняв правые части выражений (12) и (15), находим, что оптимальный с точки зрения наибольшего развиваемого давления угол подъема наружной винтовой линии шнека

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}(2/3\pi).$$

Если рассматривать движение торфа относительно неподвижного кожуха шнека, то его производительность

$$Q = FH_{\kappa} \frac{\omega - \omega_{\Gamma}}{2\pi} = FH_{\kappa} \frac{\omega}{2\pi} \left(1 - \frac{\omega_{\Gamma}}{\omega}\right) = \frac{1 - \varphi}{2\pi} \omega FH_{\kappa}, \quad (16)$$

где $H_{\kappa} = 2\pi R \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}$ – шаг винтовой линии, описываемой частицами торфа на внутренней поверхности кожуха шнека;

α_{κ} – угол подъема этой винтовой линии.

С учетом выражений для F и H_{κ} формула (16) принимает вид

$$Q = \pi(1 - \varphi)(1 - k^2)\omega R^3 \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}. \quad (17)$$

Из формул (14)–(17) имеем:

$$H_{\kappa} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} H;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\kappa} = \frac{\varphi}{1 - \varphi} \frac{H}{2\pi R}.$$

Формулы (11) и (14) позволяют определить площадь поперечного сечения материала в плоскости, перпендикулярной его оси, если шнек имеет произвольный профиль,

$$F = 2\pi S_{\text{M}}/H.$$

В общем случае

$$S_M = \int_r^R H \rho dr,$$

тогда

$$F = 2\pi \int_r^R \rho dr.$$

Формула (13) может быть использована для определения размеров шнекового перерабатывающего устройства по заданной степени механической переработки.

Механическая переработка торфа в круглой трубе

Цилиндрические трубы широко применяются в качестве мунштуков и питателей в различных устройствах для переработки, формования и транспортирования торфа. Движение торфа в трубе может происходить как с практически постоянной, так и с переменной скоростью. Средняя по объему степень механической переработки торфа в круглой трубе будет зависеть от характера распределения скорости потока материала. Если торф движется с постоянной скоростью, то сдвиг происходит в тонком слое непосредственно у внутренней поверхности трубы. Тогда средняя по производительности Q степень механической переработки торфа в цилиндрической трубе (рис. 4)

$$\lambda = \frac{\lambda_1 Q_1 + \lambda_2 Q_2}{Q},$$

где λ_1 – степень механической переработки в пристенном слое толщиной h ;

λ_2 – то же в ядре потока;

Q_1 – производительность через поперечное сечение пристенного слоя, где происходит переработка;

Q_2 – производительность через поперечное сечение ядра потока, где торф движется с постоянной скоростью ϑ .

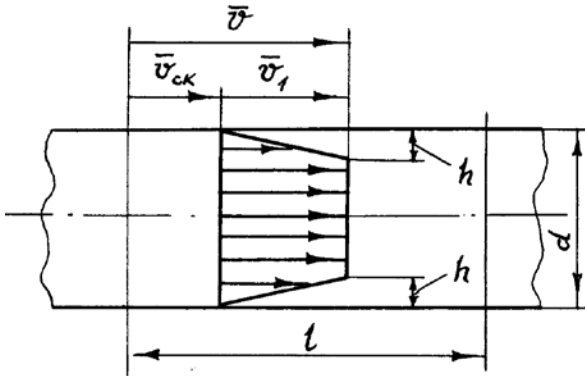


Рис. 4. Переработка торфа в круглой трубе

В ядре потока при $\vartheta = \text{const}$ $\lambda_2 = 0$. Тогда средняя по производительности переработка

$$\lambda = \lambda_1 \frac{Q_1}{Q}. \quad (18)$$

Из формулы (3) для ленточного растирателя применительно к круглой трубе диаметром d и длиной l имеем

$$\lambda_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\vartheta - \vartheta_{ск}}{Q_1} \pi d l,$$

где $\vartheta_{ск}$ – скорость скольжения торфа у внутренней поверхности трубы.

Производительность

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \vartheta.$$

Подставив выражения для λ_1 и Q в (18), получим

$$\lambda_1 = 2\sqrt{2} \frac{\vartheta - \vartheta_{\text{ск}}}{\vartheta} \frac{l}{d} = 2\sqrt{2} (1 - \varepsilon) \frac{l}{d},$$

где $\varepsilon = \vartheta_{\text{ск}}/\vartheta$ – коэффициент скольжения.

Изменение скорости потока по поперечному сечению круглой трубы в общем случае описывается закономерностью

$$\vartheta = \left[1 - (1 - \varepsilon_0) \frac{\rho^n}{r^n} \right] \vartheta_0,$$

где $\varepsilon_0 = \vartheta_{\text{ск}}/\vartheta$ – наибольшее значение коэффициента скольжения;

ρ – текущее значение радиуса;

r – радиус трубы;

n – показатель степени, характеризующий изменение скорости потока по сечению трубы ($n = 2 - \infty$);

ϑ_0 – осевая скорость потока.

Тогда степень механической переработки торфа в круглой трубе

$$\lambda = 2\sqrt{2} (1 - \varepsilon_c) \frac{n+2}{n+1} \frac{l}{d},$$

где $\varepsilon_c = \vartheta_{\text{ск}}/\vartheta_c$ – среднее значение коэффициента скольжения;

ϑ_c – скорость потока.

Степень механической переработки торфа в формующих и перерабатывающих устройствах

Пусть скорость потока по поперечному сечению прямоугольной трубы одинакова. Тогда согласно формуле (3) степень механической переработки в пристенном слое

$$\lambda_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\vartheta - \vartheta_{\text{ск}}}{Q_1} (2a + 2b)l,$$

где a и b – размеры сечения прямоугольной трубы (рис. 5).

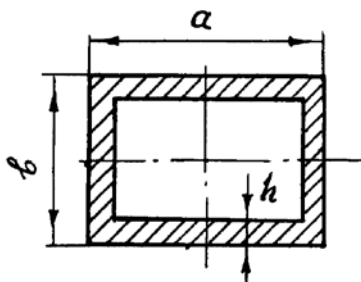


Рис. 5. Сечение прямоугольной трубы

Согласно (18) средняя по производительности $Q = ab\vartheta$ переработка в прямоугольной трубе

$$\lambda = \sqrt{2} (1 - \varepsilon) \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) l.$$

Профессор Ф.А. Опейко распространил свой метод оценки на различные элементы перерабатывающих устройств и перерабатывающие механизмы торфяных машин. В результате были получены следующие формулы:

1. Для конической насадки круглого сечения

$$\lambda = 2\sqrt{2}(1-\varepsilon) \frac{l}{d} + \sqrt{6} \frac{D-d}{d},$$

где D , d – диаметры входного и выходного сечений ($D > d$);
 l – длина насадки.

2. Для клиновидной и пирамидальной насадки прямоугольного сечения (рис. 6)

$$\lambda \cong \sqrt{2}(1-\varepsilon) \frac{a_2 + b_2}{a_2 b_2} + 4\sqrt{6} \frac{\text{tg}\gamma}{a_2 + b_2},$$

где $\text{tg}\gamma \cong \frac{1}{2}(\text{tg}\alpha + \text{tg}\beta)$;

a_2 и b_2 – размеры сторон поперечного сечения насадки у выхода.

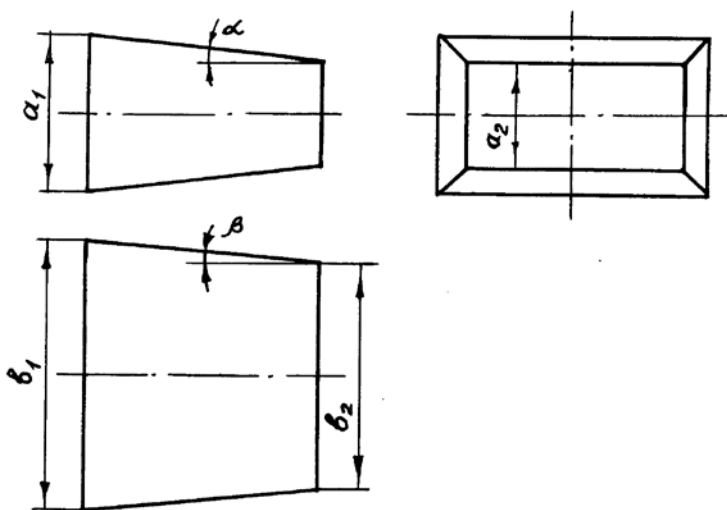


Рис. 6. Пирамидальная насадка

3. Для поршневого нагнетателя и решетки с отверстиями для формования гранул

$$\lambda = 2\sqrt{2} (1 - \varepsilon) \left(\frac{l_K}{d_K} + \frac{l_H}{d_H} \right) + \frac{1 + 2\sqrt{3}}{2} \ln \frac{1}{\sqrt{i_M}} \cdot \frac{d_K}{d_H},$$

где l_K , d_K , l_H , d_H – соответственно длины и внутренние диаметры поршневой камеры и насадок;

i_M – количество насадок.

4. Для конусного растирателя

$$\lambda = k_p \frac{\sqrt{2}}{3} (1 - \varepsilon) \frac{\pi}{\sin \alpha} (r_2^3 - r_1^3) \frac{\omega}{Q},$$

где $k_p = 1,1$ – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительную переработку торфа помимо чистого сдвига;

α – половина угла между крайними образующими вращающегося конуса растирателя;

r_1 и r_2 – радиусы вращающегося конуса у входа в растиратель и его выхода соответственно;

ω – угловая скорость внутреннего конуса;

Q – производительность.

5. При переработке раздавливанием между двумя параллельными пластинами

$$\lambda = \sqrt{\frac{3}{2}} \ln \frac{h_1}{h_2}, \quad h_1 > h_2,$$

где h_1 – первоначальная толщина слоя;

h_2 – его конечная толщина.

6. Для пресса Рогова И.А. при половинном заполнении пространства между ножами и полном заполнении шнека

$$\lambda \cong \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \left[\frac{\omega}{Q} (S_H + S_K) + 2 \frac{a_2 + b_2}{a_2 b_2} l \right].$$

где S_H – статический момент площади поверхности соприкосновения с торфом подвижных ножей относительно оси вала пресса;

S_K – то же внутренней поверхности кожуха шнека;

a_2 и b_2 – размеры поперечного сечения насадки у выхода;

l – общая длина горловины и насадки.

С учетом конкретных конструктивных размеров пресса Рогова А.И.

$$\lambda = 17 + 0,17 \frac{\omega}{Q},$$

где ω – в с^{-1} и Q – в $\text{м}^3/\text{с}$.

7. Для перерабатывающего шнека с крестовиной и цилиндрической насадкой

$$\lambda \cong \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \left[\frac{\omega}{Q} (S_{кр} + S_K) + 4 \frac{l}{d} \right],$$

где $S_{кр}$ – статический момент крестовины относительно оси шнека.

8. *Зубчатые вальцы.*

В зубчатых или рифленых вальцах некоторое количество торфа образует вокруг валков постоянно обновляющийся слой. Остальной торф после прохода через зазор между валками поступает в приемную часть другого перерабатывающего устройства. Налипший на валки торф перерабатывается более интенсивно. Средняя по объему степень механической переработки торфа в зубчатых вальцах

$$\lambda = \left(a_b + b_b \frac{\omega}{Q} \right) \frac{\omega}{Q},$$

где a_b и b_b – параметры формулы, величина которых определяется конструктивными размерами зубчатых вальцов, режимом их работы, типом и влажностью перерабатываемого торфа.

9. Дискový пресс.

В этом прессе торфяная масса, предварительно переработанная экскавирующим устройством (фрезой) машины, поступает в открытую часть кожуха, захватывается дисками вращающегося ротора и выдавливается через насадки. Для обеспечения работы дискового пресса необходима развитая поверхность контакта между дисками и торфом, что обеспечивается большим числом дисков с отверстиями.

Степень механической переработки торфа в дисковом прессе

$$\begin{aligned} \lambda &= (1 - \varepsilon) \left[\frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varphi) \frac{\omega}{Q} (S_d + S_{ст}) + \frac{\sqrt{2}}{2} \varphi \frac{\omega}{Q} S_k \right] = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{2} (1 - \varepsilon) \left(\frac{1 - \varphi}{\varphi} \frac{S_d + S_{ст}}{S_M} + \frac{S_k}{S_M} \right), \end{aligned}$$

где $\varepsilon = 0,2-0,3$ – коэффициент скольжения торфа по кожуху;

$\varphi = 0,1-0,2$ – коэффициент, учитывающий заполнение пространства между дисками торфом и наличие его скольжения по дискам;

$S_d = \frac{2}{3} (1 - k^2) \alpha z R^3$ – статический момент площади поверхности дисков относительно оси вращения ротора;

$k = r/R$ – отношение радиуса r ступицы ротора к радиусу R внутренней поверхности кожуха;

α – угол захвата торфа;

z – число промежутков между дисками;

$S_{ст} = \alpha k^2 z b R^2$ – статический момент площади поверхности ступицы ротора относительно его оси;

b – расстояние между внутренними торцовыми поверхностями дисков;

$S_{к} = \alpha z b R^2$ – статический момент площади внутренней поверхности кожуха относительно оси ротора;

$S_{м} = \frac{1}{2} (1 - k^2) z b R^2$ – статический момент площади входного сечения насадки относительно оси ротора.

ω – угловая скорость ротора;

$Q = \frac{1}{2} \varphi (1 - k^2) \omega z b R^2$ – производительность прессы.

Удельная работа деформации сдвига

При деформации различных материалов затрачивается энергия. Так как механическая переработка торфа в подавляющем большинстве случаев осуществляется за счет чистого сдвига, то определим удельную работу деформации сдвига. При чистом сдвиге составляющие симметричного тензора деформаций $d\lambda_{11} = d\lambda_{22} = d\lambda_{33} = 0$; $d\lambda_{12} = d\lambda_{23} = 0$; $d\lambda_{31} = d\lambda_{13} = \frac{1}{2} d\gamma_{31}$ (см. рис. 1, б). Соответственно составляющие тензора напряжений

$$\sigma_{11} = \sigma_{22} = \sigma_{33} = 0;$$

$$\tau_{12} = \tau_{23} = 0; \tau_{31} = \tau_{13} = \tau,$$

где σ_i и τ_i – нормальные и тангенциальные напряжения соответственно по направлениям и вокруг осей системы координат $O x_{11} x_{22} x_{33}$. Чистый сдвиг происходит под действием

силы $T_{31} = T$, приложенной на верхней грани выделенного из торфа прямоугольного параллелепипеда (рис. 7). В результате на этой грани возникает тангенциальное напряжение

$$\tau = T/dF_{12} = T/(l_{11}l_{22}),$$

где $dF_{12} = l_{11}l_{22}$ – площадь верхней грани параллелепипеда.

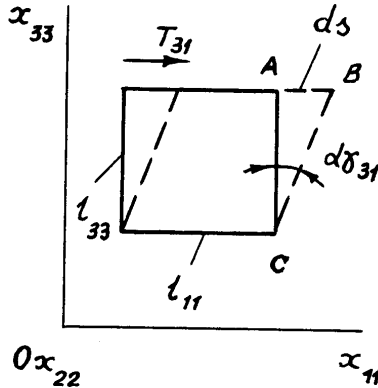


Рис. 7. Деформация параллелепипеда при чистом сдвиге

Работа dA силы T на пути $ds = AB = l_{33}d\gamma_{31}$:

$$dA = Tds = \tau l_{11}l_{22}l_{33}d\gamma_{31}.$$

Удельная работа dp деформации чистого сдвига представляет собой работу dA , отнесенную к единице деформируемого объема dV , т. е.

$$dp = \frac{dA}{dV} = \tau d\gamma_{31}.$$

Из формулы (2) следует, что

$$d\gamma_{31} = \sqrt{2}d\lambda,$$

где $d\lambda$ – элементарная степень механической переработки торфа при чистом сдвиге.

Тогда удельная работа деформации сдвига или удельная затрата энергии во время механической переработки торфа

$$dp = \sqrt{2}\tau d\lambda .$$

При $\tau = \text{const}$ удельная затрата энергии на переработку породы

$$p = \sqrt{2}\tau \int_0^{\lambda} d\lambda = \sqrt{2}\tau\lambda . \quad (19)$$

Внутреннее напряжение сдвига τ зависит от нормального давления σ и определяется по формуле

$$\tau = \tau_0 + f\sigma ,$$

где τ_0 – напряжение сдвига слоев торфа при атмосферном давлении (сцепление), Па;

f – коэффициент внутреннего трения.

Известно, что сцепление и коэффициент внутреннего трения зависят от скорости деформации, а также от общетехнических и физико-механических свойств торфа. В расчетах степени механической переработки торфа значения τ_0 и f можно принимать постоянными, если при этом иметь в виду их средние значения для заданного диапазона свойств торфа и скорости деформации. Эта рекомендация проф. Опейко Ф.А. существенно упрощает расчеты при оценке перерабатывающей способности различных механизмов на стадии их проектирования. Во время переработки торфа в дробилках, прессах и других механизмах всегда имеются полости, заполненные воздухом. Это уменьшает площадь соприкосновения торфа с

элементами перерабатывающего устройства и снижает тангенциальные усилия в местах, где происходит сдвиг слоев. Поэтому действительные напряжения сдвига всегда будут меньше расчетных. Учитывая это, а также незначительные величины коэффициентов трения f для хорошо переработанного торфа при его влажности $\omega \geq 82\%$ (табл. 1), в расчетах вместо τ можно принимать τ_0 .

Таблица 1

Значения τ_0 , кПа (числитель), и f (знаменатель)
при влажности ω , %, и степени механической
переработки торфа λ

Торф верховой, степень разложения $R = 20\%$					
ω , %	$\lambda = 0$	$\lambda = 245$	$\lambda = 490$	$\lambda = 735$	$\lambda = 980$
75,2	17	15	14	14	13
	0,47	0,25	0,18	0,12	0,11
80,9	15	11	11	11	10
	0,20	0,15	0,10	0,08	0,05
82,8	13	10	9,5	9	8,5
	0,16	0,09	0,07	0,05	0,35
86,1	12	9	8,6	8,2	8,8
	0,11	0,04	0,02	0,01	0,01
Торф низинный, степень разложения $R = 45\%$					
ω , %	$\lambda = 0$	$\lambda = 163$	$\lambda = 236$	$\lambda = 570$	$\lambda = 814$
76,0	18	17	16	16	15
	0,25	0,19	0,13	0,09	0,07
78,3	15	13	13	12	12
	0,17	0,07	0,04	0,02	0,02
82,3	12	10	8,7	8	7,4
	0,07	0,03	0	0	0
86,1	9	8,2	7,8	6,8	6

	0,04	0,01	0	0	0
--	------	------	---	---	---

Мощность, необходимая для работы перерабатывающих и формующих устройств

При переработке и формовании торфа энергия расходуется на его деформирование и на бесполезное проскальзывание относительно неподвижных и вращающихся поверхностей перерабатывающего устройства. Тогда в общем случае мощность, затрачиваемая непосредственно на механическую переработку торфа:

$$N_1 = \frac{pQ}{1000}, \text{ кВт}, \quad (20)$$

где $p = \sqrt{2}\tau\lambda$ – удельная затрата энергии на переработку, Па;
 Q – производительность перерабатывающего устройства, м³/с.

Мощность на проскальзывание породы в перерабатывающем устройстве

$$N_2 = \frac{T_{\text{ск}} \cdot \vartheta_{\text{ск}}}{1000}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

где $T_{\text{ск}}$ – усилие, возникающее при проскальзывании торфа, Н;
 $\vartheta_{\text{ск}}$ – скорость скольжения, м/с.

Суммарные затраты мощности при переработке торфа

$$N = N_1 + N_2.$$

Определим мощность, необходимую для переработки торфа в ленточном растирателе. Согласно формуле (20) с учетом того, что интенсивность механической переработки λ определяется в соответствии с (6), имеем

$$N_1 = \frac{\sqrt{2}\tau\lambda Q}{1000} = \frac{(1-\varepsilon)\tau(\vartheta_2 - \vartheta_1)bl}{1000}.$$

Торф в ленточном растирателе проскальзывает относительно верхней и нижней лент. Поэтому усилие скольжения $T = 2bl\tau$. Если скорости $\vartheta_{ск}$ скольжения торфа у верхней и нижней ленты одинаковые и отличаются только знаком, то коэффициент скольжения $\varepsilon = 2\vartheta_{ск}/(\vartheta_2 - \vartheta_1)$.

Тогда скорость скольжения

$$\vartheta_{ск} = \frac{\varepsilon(\vartheta_2 - \vartheta_1)}{2}.$$

Подставив выражения для $T_{ск}$ и $\vartheta_{ск}$ в формулу (21), получим

$$N_2 = \frac{\varepsilon\tau(\vartheta_2 - \vartheta_1)bl}{1000}.$$

Окончательно суммарные затраты мощности на переработку торфа в ленточном растирателе

$$N = N_1 + N_2 = \frac{\tau(\vartheta_2 - \vartheta_1)bl}{1000}, \text{ кВт.}$$

Из анализа этой зависимости вытекает, что мощность, потребляемая при переработке торфа, не зависит от коэффициента скольжения ε , а следовательно и от скорости $\vartheta_{ск}$ скольжения. Вместе с тем при увеличении ε уменьшается степень механической переработки λ . Разделив N_1 на N , получим коэффициент полезного действия растирателя как перерабатывающего устройства:

$$\eta_\lambda = \frac{N_1}{N} = 1 - \varepsilon.$$

Таким образом, КПД переработки уменьшается при увеличении скорости $\vartheta_{\text{ск}}$ скольжения материала относительно рабочих поверхностей перерабатывающего устройства. При этом потребляемая мощность не зависит от величины $\vartheta_{\text{ск}}$. Поэтому в расчетах затрат мощности на работу различных перерабатывающих устройств следует пользоваться формулой

$$N = \frac{\sqrt{2}\tau\lambda Q}{1000}, \text{ кВт}, \quad (22)$$

в которой степень механической переработки λ вычисляется по приведенным ранее формулам без учета скольжения, т. е. множитель $1-\varepsilon$ исключается. Руководствуясь этим выводом, определим мощность, необходимую для работы шнека или другого перерабатывающего устройства, имеющего ротор. В этом случае степень механической переработки без учета скольжения согласно формуле (5)

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{\omega}{Q} S, \quad (23)$$

где ω – угловая скорость винта шнека или ротора, с^{-1} ;

Q – производительность, $\text{м}^3/\text{с}$;

S – статический момент площади внутренней поверхности кожуха шнека или площади поверхности рабочих поверхностей дробилки с ротором относительно оси вращения, м^3 .

Подставив зависимость (23) в формулу (22), получим

$$N = \frac{\tau\omega S}{1000}, \text{ кВт}. \quad (24)$$

Определим мощность, потребляемую при формировании торфа в цилиндрическом мундштуке. Ранее было показано, что для цилиндрической насадки без учета скольжения $\lambda = 2\sqrt{2l/d}$. При этом производительность $Q = \pi d^2 g/4$. Тогда согласно (22) затраты мощности

$$N = \frac{\pi}{1000} \tau l d g.$$

Аналогичным образом могут быть получены формулы для определения мощности, затрачиваемой на формирование торфа в других устройствах.

Для расчета формирующих устройств необходимо знать возникающее в них противодействие. Рассмотрим определение противодействия на примере цилиндрического мундштука (рис. 8).

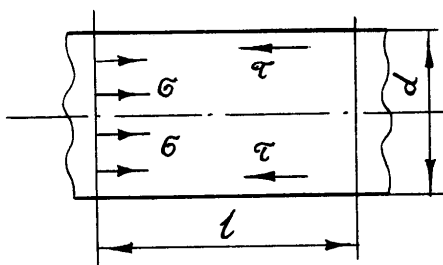


Рис. 8. К определению давления в цилиндрическом мундштуке

Пусть σ – нормальное давление в сечении мундштука, а τ – тангенциальное напряжение на его внутренней поверхности. Тогда для состояния равновесия

$$\sigma \frac{\pi d^2}{4} = \pi d l \tau.$$

Отсюда

$$\sigma = 4\tau \frac{l}{d}.$$

Известно, что для цилиндрического мундштука

$$\lambda = 2\sqrt{2}l/d.$$

Подставив это выражение для λ в формулу (19), получим, что удельная затрата энергии на переработку торфа

$$p = \sqrt{2}\tau\lambda = 4\tau\frac{l}{d}.$$

Следовательно, противодействие σ в мундштуке равно по величине удельной затрате энергии p на переработку торфа. Последнее справедливо для формующих мундштуков любой формы.

Противодействие в формующих устройствах преодолевается за счет давления, развиваемого нагнетающими устройствами. Определим наибольшее давление, которое развивается однозаходным перерабатывающим шнеком. Согласно формуле проф. Ф.А. Опейко давление, развиваемое шнеком:

$$\sigma = 4\pi\frac{l}{H}\left(1 + \frac{2}{3}\frac{R}{H}\right)\tau, \text{ Па}, \quad (25)$$

где l – длина шнека, м;

H – шаг витков шнека, м;

$l/H = i$ – число витков шнека;

R – наружный радиус шнека, м;

τ – тангенциальное напряжение на внутренней поверхности кожуха шнека, Па.

Для того чтобы шнек при заданной длине развивал наибольшее давление, необходимо установить оптимальное соотношение между его размерами R и H . Определим это соотношение из условия $d\sigma/dH = 0$. Производная

$$\frac{d\sigma}{dH} = 4\pi\tau \frac{l}{H^2} \left(\frac{4R}{3H} - 1 \right).$$

Приравняв ее нулю, получим

$$\frac{H}{R} = \frac{4}{3}. \quad (26)$$

Функция (25) действительно имеет максимум при $H/R = 4/3$, так как $\frac{d^2\sigma}{dH^2} < 0$. Тогда наибольшее давление, развиваемое перерабатывающим шнеком:

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{2} \pi \tau \frac{l}{R} = 2\pi\tau \frac{l}{H} = 2\pi\tau i. \quad (27)$$

Расчет размеров перерабатывающего шнека

Для определения основных размеров однозаходного шнека, предназначенного для механической переработки торфа, необходимы следующие исходные данные:

1. Заданная производительность Q , м³/с.
2. Требуемая степень механической переработки торфа λ .
3. Среднее тангенциальное напряжение сдвига слоев перерабатываемого торфа τ , Па.
4. Поправочный коэффициент φ .
5. Отношение $k = r/R$, где r – радиус вала винта шнека; R – внутренний радиус кожуха шнека.
6. КПД привода шнека η .
7. Коэффициент скольжения ε .

Расчетом устанавливаются основные размеры шнека и мощность, необходимая для его работы.

Последовательность расчета

1. Из формулы (13) находят отношение длины l рабочей части шнека к его диаметру $D = 2R$.

$$\frac{l}{D} = \frac{\lambda \varphi (1 - k^2)}{3\sqrt{2} \pi (1 - \varepsilon)}.$$

2. Определяют число i витков шнека. Так как $i = l/H$, а наибольший напор развивается шнеком, если $H = 4R/3 = 2D/3$, то

$$i = \frac{3l}{2D}. \quad (28)$$

3. Основываясь на зависимости (12) для производительности шнека, вычисляют произведение $\omega R^3 = A$:

$$\omega R^3 = \frac{3Q}{2\varphi(1 - k^2)} = A. \quad (29)$$

4. Получаются два уравнения (28) и (29) с тремя неизвестными l , D и ω . Если по конструктивным соображениям можно принять длину l шнека, то его наружный радиус вычисляется по формуле (28):

$$R = \frac{D}{2} = \frac{3l}{4i}. \quad (29)$$

5. Угловая скорость винта шнека согласно (29)

$$\omega = \frac{A}{R^3}.$$

6. Шаг шнека на основании (26)

$$H = \frac{4}{3} R.$$

7. В соответствии с (27) наибольшее давление, развиваемое однозаходным напорным шнеком:

$$\sigma_{\max} = 3\pi\tau \frac{l}{D}.$$

8. Удельную затрату энергии на переработку торфа определяют по формуле (19):

$$p = \sqrt{2}\tau\lambda.$$

9. Мощность, потребляемая шнеком при переработке торфа, вычисляется по формуле (24) с учетом КПД привода:

$$N = \frac{\tau\omega S_k}{1000\eta}, \text{ кВт},$$

где $S_k = 2\pi R^2 l$ – статический момент площади внутренней поверхности кожуха шнека относительно его оси, м³.

Возможны другие варианты расчета перерабатывающего шнека в зависимости от того, какие заданы исходные данные. Например, если заданы Q , λ , τ и σ , то расчетом определяются φ , l/R , $\omega R^3 = A$, R , ω , p и N . Для переработки торфа применяются и многозаходные шнеки. В этом случае при

определении произведения ωR^3 в формулу (12) для производительности Q вводится сомножителем число заходов z винта шнека. Длина шнека может быть не ограничена. Тогда ее находят по принятому диаметру шнека D и вычисленному числу i витков шнека.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ШНЕКА

В результате расчетов определению подлежат: конструктивные и кинематические параметры шнека; наибольшее давление, развиваемое шнеком; предельная и полезная мощности, затрачиваемые на работу шнека; коэффициент полезного действия (КПД) шнека; давление, степень механической переработки торфа и КПД для выбранных длины и диаметра шнека при переменном шаге витков в случае:

- а) постоянной угловой скорости шнека;
- б) постоянной производительности.

По результатам расчетов необходимо построить графические зависимости давления, степени механической переработки и КПД от отношения шага витков к радиусу шнека. Установить влияние этого отношения на производительность при постоянной угловой скорости (вариант А) и на угловую скорость при постоянной производительности (вариант Б).

Исходные данные

Наименование	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Степень механической переработки торфа	λ_0		320
Коэффициент запаса степени механической переработки	s		1,1
Коэффициент, учитывающий вращение торфа с винтом шнека	φ		0,2
Отношение радиусов винта шнека	$k = r/R$		0,5

Число заходов шнека	z		1
Коэффициент проскальзывания	ε		0,2
Производительность	Q	м ³ /с	0,025
Тангенциальное напряжение	τ	Па	4000
КПД привода шнека	η_M		0,8

Последовательность расчета

1. Расчетная степень механической переработки торфа

$$\lambda = s \lambda_0 = 1,1 \cdot 320 = 352 \approx 350.$$

2. Отношение длины l шнека к его диаметру D

$$\frac{l}{D} = \frac{\lambda \varphi (1 - k^2) z}{3\sqrt{2} \pi (1 - \varepsilon)} = \frac{350 \cdot 0,2 (1 - 0,5^2) \cdot 1}{3\sqrt{2} \pi (1 - 0,2)} = 4,94.$$

3. Число витков шнека

$$i = \frac{3 l}{2 D} = \frac{3 \cdot 4,92}{2} = 7,38.$$

Принимаем $i = 8$. Тогда расчетное отношение l/D будет

$$\frac{l}{D} = \frac{2i}{3} = \frac{2 \cdot 8}{3} = 5,33.$$

4. Пусть длина шнека $l = 2$ м. Тогда радиус шнека

$$R = \frac{3l}{4i} = \frac{3 \cdot 2}{4 \cdot 8} = 0,1875 \text{ м.}$$

Диаметр шнека $D = 2R = 2 \cdot 0,1875 = 0,375$ м.

5. Параметр производительности

$$A = \omega R^3 = \frac{3Q}{2\varphi(1-k^2)z} = \frac{3 \cdot 0,025}{2 \cdot 0,2(1-0,5^2) \cdot 1} = 0,25 \text{ м}^3/\text{с}.$$

6. Шаг витков шнека

$$H = \frac{4}{3}R = \frac{4 \cdot 0,1875}{3} = 0,25 \text{ м}.$$

7. Угловая скорость шнека

$$\omega = \frac{A}{R^3} = \frac{0,25}{0,1875^3} = 37,926 \text{ с}^{-1}.$$

8. Частота вращения шнека

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 37,925}{3,14} = 362,2 \text{ мин}^{-1}.$$

9. Действительная степень механической переработки торфа

$$\lambda_d = \frac{\sqrt{2}}{2}(1-\varepsilon) \frac{\omega}{Q} S_k = \frac{\sqrt{2}}{2}(1-0,2) \frac{37,926}{0,025} 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1875^2 \cdot 2 = 379,$$

где $S_k = 2\pi R^2 l$ – статический момент площади внутренней поверхности кожуха шнека относительно его оси.

10. Наибольшее давление, развиваемое шнеком:

$$\sigma_{\max} = 3\pi\tau \frac{l}{D} = 3 \cdot 3,14 \cdot 4000 \cdot 5,33 = 200936 \text{ Па} = 201 \text{ кПа}.$$

11. Удельная затрата энергии при переработке торфа (предельная)

$$p = \sqrt{2} \tau \lambda_d = \sqrt{2} \cdot 4000 \cdot 379 = 2143945 \text{ Па} = 2144 \text{ кПа.}$$

12. Предельная мощность для переработки торфа

$$N = \frac{pQ}{1000 \eta_M} = \frac{2144 \cdot 1000 \cdot 0,025}{1000 \cdot 0,8} = 67 \text{ кВт.}$$

13. Полезная мощность при наибольшем давлении

$$N_\sigma = \frac{\sigma_{\max} Q}{1000 \eta_M} = \frac{201 \cdot 1000 \cdot 0,025}{1000 \cdot 0,8} = 6,28 \text{ кВт.}$$

14. Коэффициент полезного действия перерабатывающего шнека как винтового насоса

$$\eta = \frac{N_\sigma}{N} = \frac{6,28}{67} = 0,094.$$

Вычисленные конструктивные и кинематические параметры являются оптимальными, так как в рассмотренном случае $H/R = 4/3$.

Вариант А. Расчет для $\omega = \text{const}$

15. Пусть $l = 2 \text{ м} = \text{const}$, $D = 0,375 \text{ м} = \text{const}$, а H меняется с шагом $\Delta H = H - R = 0,25 - 0,1875 = 0,0625 \text{ м}$ в большую и меньшую стороны от оптимального значения $H = 0,25 \text{ м}$, при

котором давление σ наибольшее. Тогда расчетные значения шага витков шнека будут

$$H_i = H + i\Delta H \quad \text{и} \quad H_j = H - j\Delta H.$$

Расчеты по этим формулам после ранжирования дают следующие значения витков шнека, сведенные в табл. 2.

Таблица 2

Расчетные данные для шнека с $l = 2$ м и $D = 0,375$ м
при $\omega = 37,926 \text{ с}^{-1}$ ($n = 362,2 \text{ мин}^{-1}$)

R , м	H , м	$\frac{H}{R}$	σ , кПа	Q , м ³ /с	λ	p , кПа	N , кВт	N_σ , кВт	η_σ
0,1875	0,1875	1,00	178,7	0,0188	504	2851	67	4,20	0,063
	0,2500	1,33	201,1	0,0250	379	2144	67	6,28	0,094
	0,3125	1,67	193,4	0,0312	304	1720	67	7,54	0,112
	0,3750	2,00	178,7	0,0375	253	1431	67	8,38	0,125
	0,4375	2,33	164,1	0,0438	216	1222	67	8,98	0,134
	0,5000	2,67	150,8	0,0500	190	1075	67	9,42	0,140

16. Давления, развиваемые шнеком при разных значениях шага витков, определяются по формуле

$$\sigma = 4\pi\tau \left(1 - \frac{2}{3} \frac{R}{H} \right).$$

Расчеты выполнены при условии, что $(3/2) \cdot (R/H) < 1$. Полученные результаты сведены в табл. 2.

17. Производительность шнека при заданных значениях шага витков

$$Q = \frac{1}{2} \varphi z (1 - k^2) \omega R^2 H.$$

Для расчетных значений H полученные производительности представлены в табл. 2.

18. Степень механической переработки торфа при заданных значениях шага витков шнека $\lambda = \sqrt{2} (1 - \varepsilon) \omega \pi R^2 l / Q$ изменяется в пределах 190–504 единиц (см. табл. 2).

19. Численные значения удельной затраты энергии (предельной) при переработке породы шнеком для разных величин шага витков, вычисленные по формуле $p_i = \sqrt{2} \tau \lambda_i$, сведены в табл. 2.

20. Предельная мощность для переработки породы при различных значениях p и $\omega = \text{const}$ в соответствии с формулой

$$N = \frac{pQ}{1000 \eta_m}$$

остаётся постоянной и составляет 67 кВт.

21. Полезная мощность $N_\sigma = \sigma Q / 1000 \eta_m$ с увеличением шага H и $\omega = \text{const}$ возрастает (см. табл. 2).

22. Коэффициент полезного действия шнека как винтового насоса $\eta_\sigma = N_\sigma / N$ возрастает по мере увеличения шага витков (см. табл. 2).

23. Полученные данные (см. табл. 2) служат основой для построения графических зависимостей производительности, степени механической переработки, давления и КПД шнека от его конструктивного параметра H/R (рис. 9).

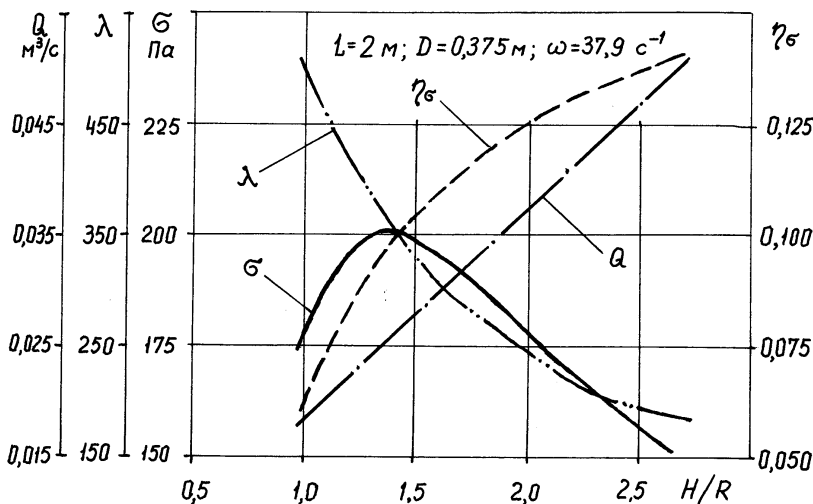


Рис. 9. Зависимости производительности Q , степени механической переработки λ , давления σ и КПД η_σ шнека от его конструктивного параметра H/R

Вариант Б. Расчет для $Q = \text{const}$

24. Принимаем производительность постоянной. В соответствии с исходными данными $Q = 0,025$ м³/с. Тогда угловая скорость шнека для разных значений его шага может быть вычислена по формуле

$$\omega = \frac{3Q}{\varphi z (1 - k^2) R^2 H}$$

Полученные значения ω и все последующие результаты расчетов сведены в табл. 3 и использованы для построения графиков (рис. 10).

Таблица 3

Расчетные данные для шнека с $l = 2$ м и $D = 0,375$ м
при $Q = 0,025$ м³/с

R , м	H , м	$\frac{H}{R}$	ω , 1/с	σ , кПа	λ	p , кПа	N , кВт	N_{σ} , кВт	η_{σ}
0,1875	0,1875	1,00	50,60	178,7	504	2851	89,1	5,58	0,063
	0,2500	1,33	37,93	201,1	379	2144	67,0	6,28	0,094
	0,3125	1,67	30,34	193,4	304	1720	53,8	6,04	0,112
	0,3750	2,00	25,28	178,7	253	1431	44,7	5,58	0,125
	0,4375	2,33	21,67	164,1	216	1222	38,2	5,13	0,134
	0,5000	2,67	19,00	150,8	150,8	1075	33,6	4,71	0,140

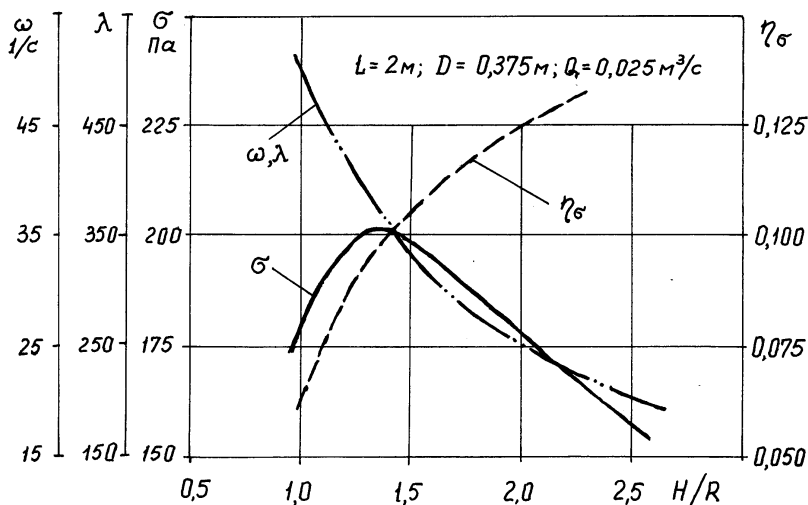


Рис. 10. Зависимости угловой скорости ω , степени механической переработки λ , давления σ и КПД (η_{σ}) шнека от его конструктивного параметра H/R

25. Степень механической переработки при $Q = 0,025 \text{ м}^3/\text{с}$ и $H \neq \text{const}$, вычисленная по формуле

$$\lambda = \frac{\sqrt{2}}{2}(1 - \varepsilon) \frac{\omega}{Q} 2\pi R^2 l,$$

соответствует данным, полученным при $\omega = \text{const}$.

26. Удельная затрата энергии (предельная) при переработки торфа шнеком для $H_i \neq \text{const}$, $\omega_i \neq \text{const}$ и $Q = \text{const}$ также соответствует значениям p для $\omega = \text{const}$.

27. Предельная мощность для переработки при $Q = \text{const}$, вычисленная по формуле $N = pQ/1000\eta_m$ по мере возрастания H уменьшается.

28. Полезная мощность $N_\sigma = \sigma Q/1000 \eta_m$ при $Q = \text{const}$ имеет максимум в случае оптимального значения $H/R = 4/3$.

29. КПД шнекового пресса $\eta_\sigma = N_\sigma/N$ как винтового насоса с увеличением H/R возрастает, если $Q = \text{const}$. Коэффициенты η_σ в случае $Q = \text{const}$ получились такими же, как и для $\omega = \text{const}$, хотя предельная и полезная мощности разнятся. Так, если при $\omega = \text{const}$ $N = \text{const}$, а η_σ по мере увеличения H/R возрастает, то в случае $Q = \text{const}$ N уменьшается, а η_σ имеет максимум.

ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ТОРФА ФРЕЗОЙ

Внедрение комплексной механизации операций добычи, сушки и уборки фрезерного торфа обеспечило увеличение производительности труда и снижение себестоимости готовой продукции. Однако применяемая технология получения фрезерного торфа наряду с преимуществами имеет ряд недостатков.

К ним прежде всего относится малая степень диспергирования торфяной массы при фрезеровании торфяной залежи, что особенно отрицательно сказывается на качестве торфа при его добыче на верховых залежах малой степени разложения.

Получение торфяного сырья, отвечающего современным направлениям комплексного использования, достигается за счет интенсивной механической переработки торфа при фрезеровании и формовании сфрезерованной массы в частицы произвольной формы и определенных размеров. Полученный таким образом измельченный торф имеет значительно большую плотность, благодаря чему увеличиваются сборы с единицы площади залежи и возрастает производительность торфяных машин.

Для оценки перерабатывающей способности различных исполнительных органов торфяных машин на стадии проектирования наиболее приемлем, как уже отмечалось, метод проф. Опейко Ф.А., в основу которого положено использование двух инвариантов симметричного тензора напряжений (деформаций). Расчетная формула (8) для определения степени механической переработки торфа в случае $\varepsilon = 0$ приводится к виду

$$\lambda = \sqrt{2} \frac{\vartheta}{\vartheta_{\text{п}}} \frac{\alpha}{2\pi} z \left(1 + \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{h}} \right) + \sqrt{\frac{2z}{\pi}} \sqrt{\frac{\vartheta}{\vartheta_{\text{п}}}} \frac{1}{\sqrt[4]{Dh}}, \quad (30)$$

где ϑ – окружная скорость, м/с;

$\vartheta_{\text{п}}$ – поступательная скорость, м/с;

α – угол контакта фрезы с залежью, рад;

z – число ножей в плоскости резания;

h – глубина фрезерования, м.

Взаимосвязь между α , h и D характеризуется зависимостью

$$\alpha = \arccos \left(1 - \frac{h}{D} \right).$$

Варьируя в (30) конструктивными и кинематическими параметрами фрезерного барабана можно уже на стадии проектирования обеспечить получение таких исходных данных для конструирования устройства, при которых получается заданная степень механической переработки.

В результате использования данных табл. 4 и расчетов по формуле (30) получены результаты, сведенные в табл. 5.

Таблица 4

Исходные данные

ϑ , м/с	5	10	15	20	25
ϑ_{II} , м/с	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
z , шт.	1	2	3	4	5
D , м	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
h , м	0,005	0,010	0,015	0,020	0,025

Таблица 5

Результаты расчета

ϑ , м/с	ϑ_{II} , м/с	z , шт.	D , м	h , м	λ
5	1,0	1	0,15	0,005	11,87
10	1,5	2	0,20	0,010	16,86
15	2,0	3	0,25	0,015	20,65
20	2,5	4	0,30	0,020	23,97
25	3,0	5	0,35	0,025	27,06

Расчет степени механической переработки торфа фрезой позволяет еще на стадии разработки ее конструктивной схемы определить те кинематические параметры, при которых обеспечивается заданная переработка сырья.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амарян, Л.С. Прочность и деформируемость торфяных грунтов / Л.С. Амарян. – М.: Недра, 1969. – 192 с.
2. Кислов, Н.В. Деформации и напряжения в горных породах / Н.В. Кислов. – Минск: БНТУ, 2006. – 48 с.
3. Опейко, Ф.А. Торфяные машины / Ф.А. Опейко. – Минск: Вышэйшая школа, 1968. – 408 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.	3
МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА ТОРФА.	4
Механическая переработка при чистом сдвиге.	5
Механическая переработка в ленточном растирателе.	6
Механическая переработка торфа фрезой.	9
Механическая переработка торфа в однозаходном напорном шнеке.	11
Механическая переработка торфа в круглой трубе.	16
Степень механической переработки торфа в формующих и перерабатывающих устройствах.	19
Удельная работа деформации сдвига.	24
Мощность, необходимая для работы перерабатывающих и формующих устройств.	28
Расчет размеров перерабатывающего шнека.	33
ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ШНЕКА.	36
ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕРАБОТКИ ТОРФА ФРЕЗОЙ.	44
Литература.	47

Учебное издание

КИСЛОВ Николай Владимирович

МЕХАНИКА ТОРФА И ТОРФЯНОЙ ЗАЛЕЖИ:
МЕХАНИЧЕСКАЯ ПЕРЕРАБОТКА ТОРФА

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности
1-36 13 01 «Технология и оборудование
торфяного производства»

Редактор Т.Н. Микулик
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 16.05.2011.

Формат 60×84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,85. Уч.-изд. л. 2,23. Тираж 100. Заказ 420.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.