

ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

УДК 672.718.92:631.35

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-224-6-70-78

И.Я. Федоренко

I.Ya. Fedorenko

МЕТОДИКА КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ДИНАМИЧЕСКОГО (БЕЗОПОРНОГО) РЕЗАНИЯ СТЕБЛЕЙ РАСТЕНИЙ

METHOD OF COMPUTER SIMULATION OF THE PROCESS OF DYNAMIC (UNSUPPORTED) CUTTING OF PLANT STEMS

Ключевые слова: расчетная схема стебля, демпфирование, краевая задача, метод пристрелки, критическая скорость ножа.

Рассмотрен наиболее общий случай срезания стебля, имеющего распределенную по его высоте массу. Расчетная схема стебля представлена в виде консольного гибкого стержня одинакового по высоте сечения с жесткой нижней заделкой. При этом для моделирования движений стебля при его резании использовано обыкновенное дифференциальное уравнение второго порядка с включением демпфирующего члена. Показано, что задача решения дифференциального уравнения, характеризующего резание стебля, является, по существу, краевой. При этом дифференциальное уравнение должно удовлетворяться в 2 точках. Данная задача сведена к задаче Коши, а второе граничное условие отыскивалось методом пристрелки. Численный метод этого решения продемонстрирован при помощи системы *Mathcad*, со встроенной функцией *Odesolve*, на примере резания стебля пшеницы сорта Безостая-1. На этом конкретном примере показано определение критической скорости $v_{кр}$ ножа, ниже которой резания стебля не происходит. Очевидно, что рабочая скорость ножа v_p должна быть больше $v_{кр}$. Указано, что конкретное значение v_p должно определяться из оптимизационной задачи с 2 критериями: 1) издержки от напряженного динамического режима; 2) прибыль от чистого и ровного среза стеблей. Последняя задача

имеет самостоятельное значение и в статье не рассматривается.

Keywords: stem design scheme, damping, boundary value problem, shooting method, critical knife speed.

The most common case of cutting a stem with a mass distributed over its height is considered. The design scheme of the stem was presented in the form of a cantilever flexible rod of the same height of the section with a rigid bottom termination. At the same time, an ordinary second-order differential equation with the inclusion of a damping term was used to simulate the movements of the stem during its cutting. It is shown that the problem of solving the differential equation characterizing the cutting of the stem is, in essence, a boundary value problem. In this case, the differential equation should be satisfied at two points. The second boundary condition was found by the shooting method. The numerical method of this solution is demonstrated using the *Mathcad* system with the built-in *Odesolve* function, for example, cutting a stem of wheat of the Bezostaya-1 variety. This particular example shows the determination of the critical speed of the knife below which the cutting of the stem does not occur. Obviously, the working speed of the knife should be greater than V_{cr} . It is indicated that the specific value should be determined from an optimization problem with two criteria: 1) costs from a stressed dynamic regime; 2) profit from a clean and even cut of the stems. The latter task has an independent significance and is not discussed.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Введение

Перемещение центра тяжести плоскости среза стебля под действием режущих элементов называется отгибом [1-4]. Величина отгиба имеет допустимый предел, за границей которого срез становится невозможным. В этом случае, как при безпорном резании с малыми скоростями, наблюдаются излом, разрыв или выдергивание большей части стеблей вместе с корневой системой из земли. При динамическом резании стеблей с большими скоростями ножи большие отгибы, в связи с инерционностью стеблей, не успевают развиваться, и процесс резания отвечает агротехническим требованиям.

Динамика безпорного резания стеблей является весьма сложной. Теоретические и практические аспекты этого процесса изучались многими учеными, в том числе академиками В.П. Горячкиным [5], И.Ф. Василенко [6], В.А. Желиговским [7] и А.Ю. Ишлинским [8].

К настоящему времени процесс безпорного срезания стеблей в качественном отношении хорошо изучен. На основе полученных результатов и опытно-конструкторских работ разработаны роторные косилки, которые выпускаются серийно как у нас в стране, так за рубежом.

По положению оси вращения вращающихся режущих частей по отношению к обрабатываемой поверхности режущие аппараты можно разделить на аппараты с осью вращения, перпендикулярной и параллельной ей [9]. Для пояснения данного признака на рисунке 1а схематически показан ротор косилки, имеющий ось вращения, перпендикулярную к обрабатываемой поверхности, а на рисунке 1б – параллельную обрабатываемой поверхности.

Несмотря на существенное различие этих конструкций, механика самого процесса резания стеблей является идентичной.

В основу почти всех аналитических исследований, проведенных перечисленными выше авторами, положены, как указывает профессор Н.Е. Резник [3], схемы процесса, отличающиеся значительным упрощением реальных условий.

Компьютерное исследование позволяет учесть дополнительные факторы. С применением численных методов удается решить более сложные дифференциальные уравнения процесса резания и на этой основе уточнить методы расчета рабочих органов косилок. В этом и состоит главная цель нашей статьи.

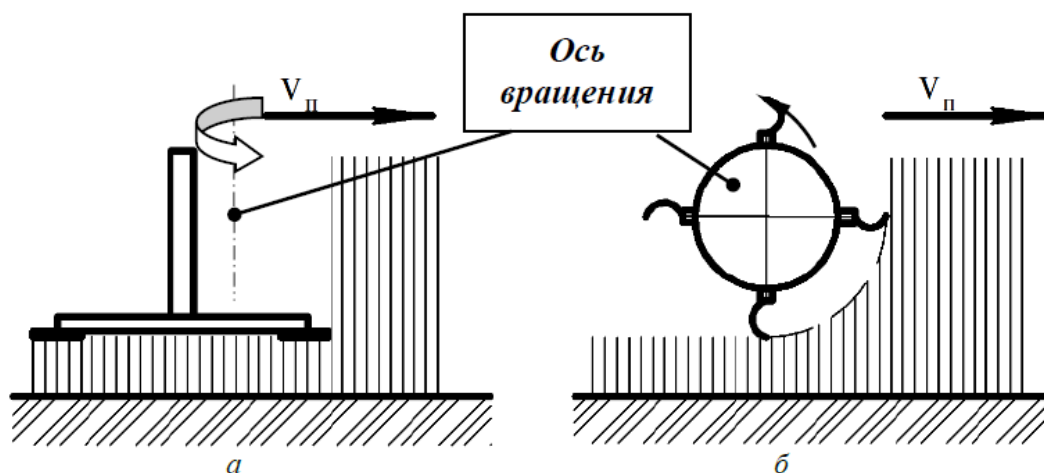


Рис. 1. Основные типы роторных режущих аппаратов:
 а – с осью вращения, перпендикулярной к обрабатываемой поверхности;
 б – с осью вращения, параллельной обрабатываемой поверхности [9]

Материалы и методы исследования

Рассмотрим наиболее общий случай срезания стебля, имеющего распределенную по его высоте массу. Расчетная схема стебля представляет собой консольный гибкий стержень одинакового по высоте сечения с жесткой нижней заделкой (рис. 2).

Высота стержня l соответствует длине стебля. Введена декартова система координат xOy , положение которой видно из рисунка 2а.

Распределенная масса стержня μ представлена в схеме, приведенной к сечению резания массой m , расположенной на высоте срезания h . Действие ножа моделируется силой P .

Во время удара ножа по стержню последний изгибается (рис. 2б), причем наибольшее отклонение стержня от своего первоначального положения наблюдается в сечении $y=h$.

Верхний конец стебля, как показывают опыты по скоростной и стробоскопической съемке [2, 3], при развитом ударе мало отклоняется в сторону.

Сила P определяется взаимодействием ножа и стебля, а также прочностными свойствами самого стебля. При резании стебля нож при векторе скорости v (рис. 3а) последовательно занимает положения 1, 2, ..., 7. В соответствии с задействованной частью лезвия сила P изменяется при резании от 0 (положение 1) до максимума P_0 (положение 4) и опять до 0 (положение 7).

График изменения этой силы во времени, поэтому можно аппроксимировать отрезком синусоиды (рис. 3б) на время t резания стебля.

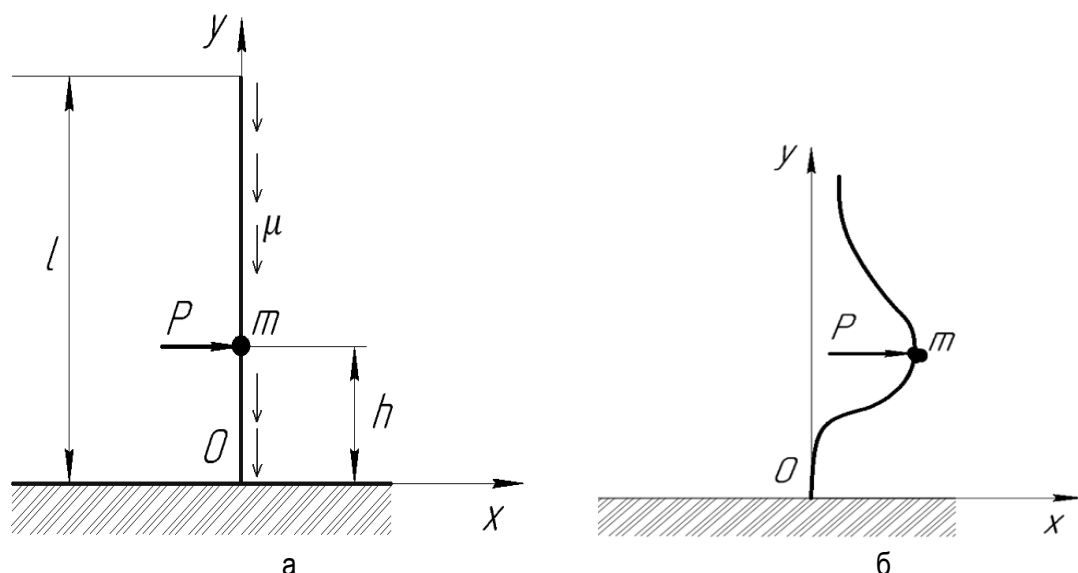


Рис. 2. Расчетная схема стебля:

а – положение перед началом резания, сила действия ножа $P=0$; б – положение во время резания $P \neq 0$

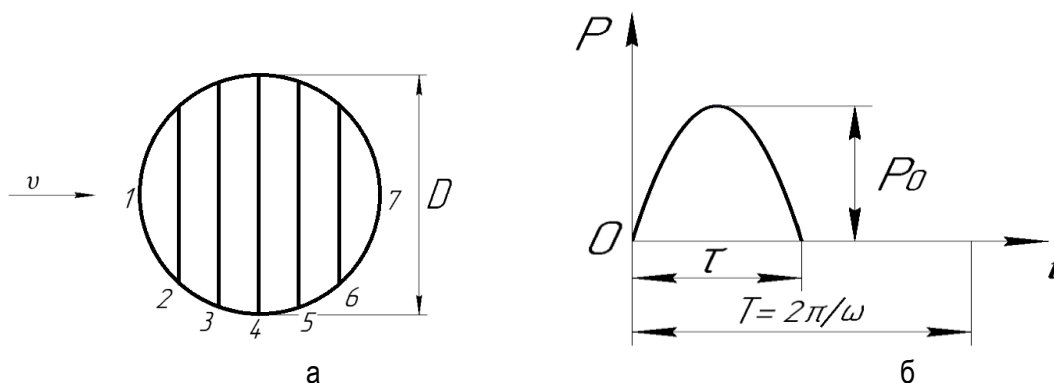


Рис. 3. Положения задействованной при резании части лезвия ножа (а) и график изменения силы P при резании стебля (б)

Аналитическое выражение для силы P можно представить в виде

$$P(t) = P_0 \sin\left(\pi \frac{t}{\tau}\right), (t \leq \tau). \quad (1a)$$

При этом форму кривой определяет функция синуса

$$p = \sin\left(\pi \frac{t}{\tau}\right). \quad (1b)$$

Полагаем, с некоторым приближением, прямолинейное движение массы m вдоль оси x на высоте $y=h$, а также постоянную $v=const$ скорость ножа. Последнее равнозначно условию $M \gg m$, где M – масса ножа.

В каждый момент времени динамического резания стебля справедливо, с учетом допущений, изложенных выше, дифференциальное уравнение движений приведенной массы m

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = P_0 \sin\left(\pi \frac{t}{\tau}\right), (t \leq \tau), \quad (2)$$

где x – координата массы m , отсчитываемая от положения прямолинейного положения стержня;

b – коэффициент сопротивления стебля;

c – коэффициент жесткости стебля, приведенный к сечению резания.

В уравнение (2) нами введено демпфирование, представляемое членом $b\dot{x}$. Оно как бы смягчает удар ножа по лезвию и обусловлено следующим:

- остротой лезвия;
- вязкими свойствами материала, из которого состоит стебель;
- наличием воздуха в теле стебля, особенно в стеблях трубчатого сечения;
- сопротивлением окружающего воздуха, поскольку современные рабочие органы косилок имеют большие линейные скорости, вплоть до 88 м/с (316 км/час). При этом во время удара ножа по стеблю часть его также развивает большую скорость, следовательно, испытывает и существенное сопротивление воздуха.

Разделив последнее уравнение на m , будем иметь

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + \omega_0^2 x = (P_0/m) \sin\left(\pi \frac{t}{\tau}\right), (t \leq \tau), \quad (3)$$

где $n = b/(2m)$ – коэффициент демпфирования;

$\omega_0 = \sqrt{c/m}$ – собственная угловая частота колебаний стержня.

Рассмотрим далее условия динамического резания. Если бы сила P прикладывалась медленно, статически, то наибольшее отклонение стебля составило бы величину

$$x_c = P_0 / c. \quad (4)$$

Величина такого отклонения является недопустимой, критической и приводит к излому стебля. Однако при динамическом приложении силы P отклонение стебля x может даже превосходить x_c . Естественно, нас интересует условие, при котором

$$x < x_c. \quad (5)$$

Конечно, встает главный вопрос об определении критической скорости ножа v , чтобы удовлетворить условию (5). Для этого картину резания стебля представим следующим образом. После удара ножа по стеблю последний начинает отгибаться за время t на величину $x(t)$. Нож при этом проходит путь vt . Чтобы резание осуществлялось, необходимо, чтобы $vt > x(t)$. К концу резания стебля имеет место равенство

$$vt - x(t) = D, \quad (6)$$

где D – диаметр стебля.

В связи с этим задача решения дифференциального уравнения (3) является, по существу, краевой. При этом дифференциальное уравнение должно удовлетворяться в двух точках:

$$1) x(0) = 0; dx/dt(0) = v; \quad (7)$$

$$2) x(\tau) = v\tau - D; dx/dt(\tau) = v\tau. \quad (8)$$

Таким образом, значение искомой функции должно быть определено на указанном отрезке $x(0) \dots x(\tau)$. Однако время τ неизвестно. Поэтому данную задачу сводим к задаче Коши, а второе граничное условие выполняем, решая графически систему двух уравнений

$$z_1 = vt - x(t); z_2 = D = const. \quad (9)$$

Время резания стебля τ определяем методом пристрелки, которым добиваемся, чтобы значение τ было одинаковым в выражениях (1b) и (6).

Хотя уравнение (3) является линейным и может интегрироваться аналитически, но численный метод решения имеет большую наглядность как раз при использовании данной краевой задачи. Численный метод требует конкретных значений параметров уравнения, которые

выберем для стебля пшеницы сорта Безостая-1 [2]:

$$P_0=7,3 \text{ Н}; m=0,0044 \text{ кг}; \\ c=25 \text{ Н/м}; D=0,0038 \text{ м}. \quad (10)$$

Величины m и c приведены к высоте резания $y=0,15 \text{ м}$ [2].

$$P_0 := 7.35 \quad m := 0.0044 \quad v := 50 \quad c := 25 \quad n := 15 \quad D := 0.0038 \quad \tau := 0.004$$

$$\omega_0 := \sqrt{\frac{c}{m}}$$

Given

$$x''(t) + 2 \cdot n \cdot x'(t) + (\omega_0)^2 \cdot x(t) = \frac{P_0}{m} \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{t}{\tau}\right)$$

$$x(0) = 0 \quad x'(0) = v$$

$$x := \text{Odesolve}(t, 1)$$

$$p(t) := \sin\left(\pi \cdot \frac{t}{\tau}\right)$$

Как видно из этой программы, дополнительно для характеристики стебля принят коэффициент n , равный $0,15 \text{ с}^{-1}$. «Пристрелочное» решение уравнения (3) будем осуществлять при $\tau=0,004$. Результаты этого решения представлены на рисунке 4.

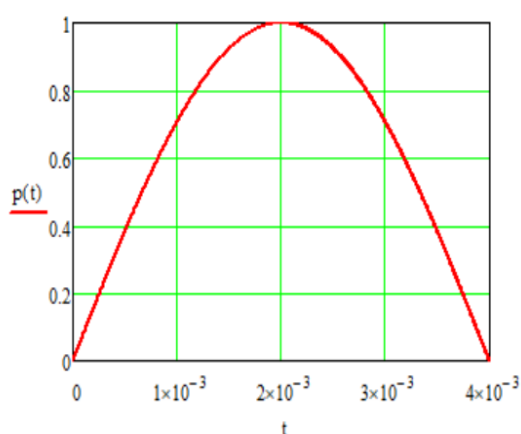
Как видно, с первого раза в цель не попали. Значение τ на правом графике составляет $3,2$;

Результаты и их обсуждение

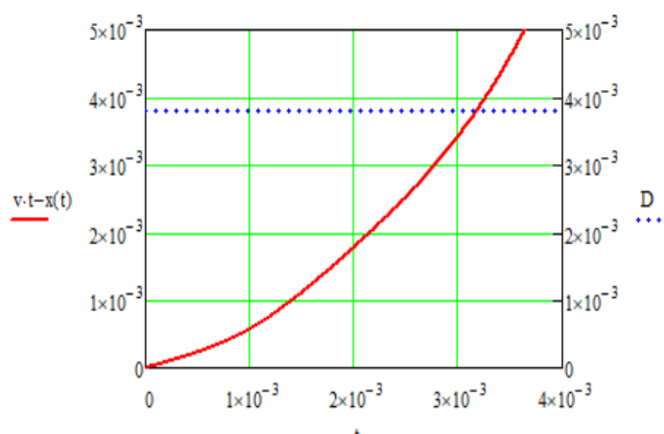
Несложная программа в системе *Mathcad*, со встроенной функцией *Odesolve* для решения дифференциального уравнения (3), имеет вид:

это не совпадает с τ на левом графике. После ряда корректировок (с помощью параметра τ) цели достигаем (рис. 5).

Видно, что мы нашли решение задачи при времени резания стебля $\tau=0,00323$, которое одинаково для левого и правого графиков. Проверим еще условие (5) (рис. 6).



а



б

Рис. 4. Результаты «пристрелочного» решения при $\tau=0,004$:

а – график изменения силы резания стебля; б – графическое решение системы уравнений (9)

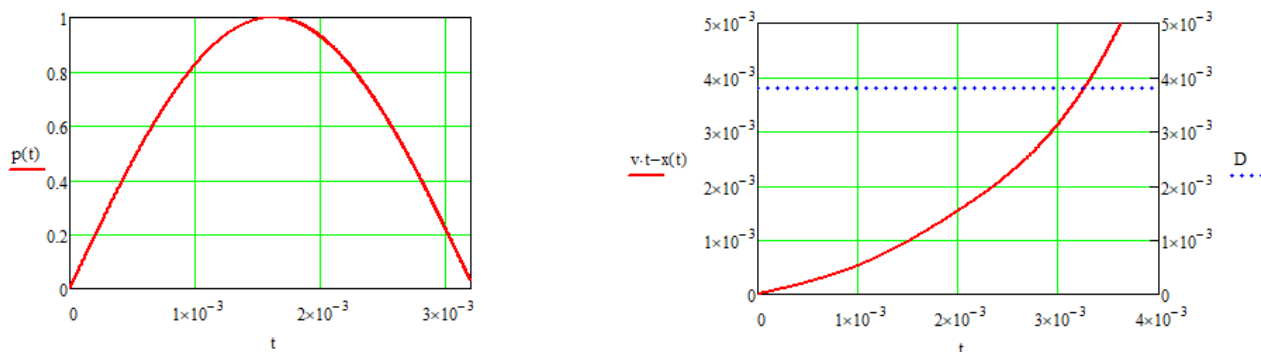


Рис. 5. Графики решения краевой задачи ($\tau=0,00323$)

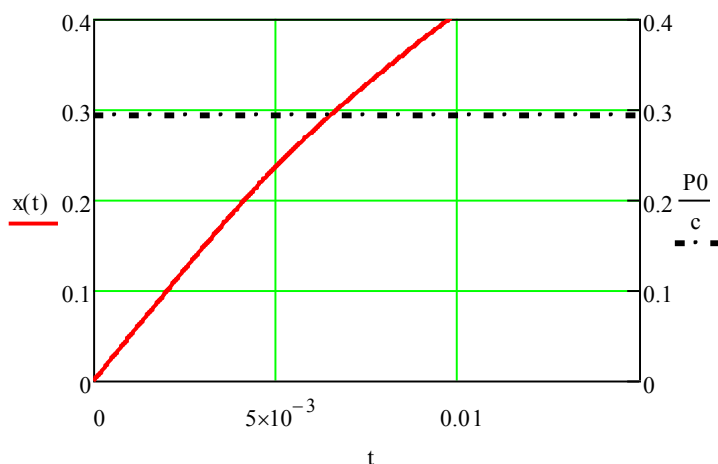


Рис. 6. Графики статического (штрихпунктирная линия) и динамического (сплошная линия) отгиба стебля

Поскольку время резания стебля при скорости ножа $v=50$ м/с составляет $\tau=0,00323$ с, то из рисунка 6 делаем вывод, что отгиб стебля не достигает критических значений $x_c=P_0/c$. Таким образом, скорость $v=50$ м/с, исходя из качества среза, нас вполне устраивает.

Можно посмотреть, как изменится процесс резания стебля, если мы не учтем его вязкое сопротивление. Для этого в программе придаем $n=0$. О результате можно судить по следующему графику (рис. 7).

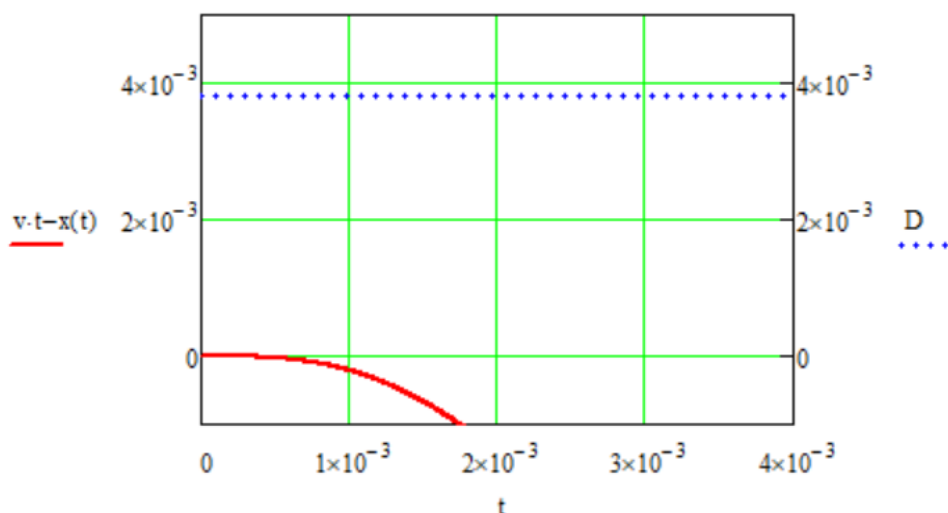


Рис. 7. Отсутствие резания стебля в решении при неучете вязкого сопротивления

Искомые кривые не пересекаются, следовательно, резания не наблюдается. Объясняется это следующим. При ударе ножом по недемпфированному стеблю (как в вакууме) стебель от удара отскакивает от ножа и перемещается впереди последнего. Резания при этом быть не может. Следовательно, при неучете вязкого трения уравнение (3) является неадекватным.

Вернемся к анализу полного уравнения резания (3). Определимся с критической скоростью ножа v_k . Казалось бы, она должна быть такой, чтобы статическое и динамическое отклонения

стебля совпадали, т. е. $x=x_c$. Однако попытка решить эту задачу в рамках используемой математической модели успеха не имели. Невозможно подобрать значение t , которое было бы одинаковым на всех трех графиках (рис. 8).

Критической минимальной скоростью ножа для данного вида стебля является скорость $v_{кр}=26,3$ м/с. Именно при этой скорости еще возможна балансировка t на первых двух графиках (рис. 8). При меньшей скорости равенство t на первом и втором графиках отыскать не удастся. При этом условие $x < x_c$ выполняется.

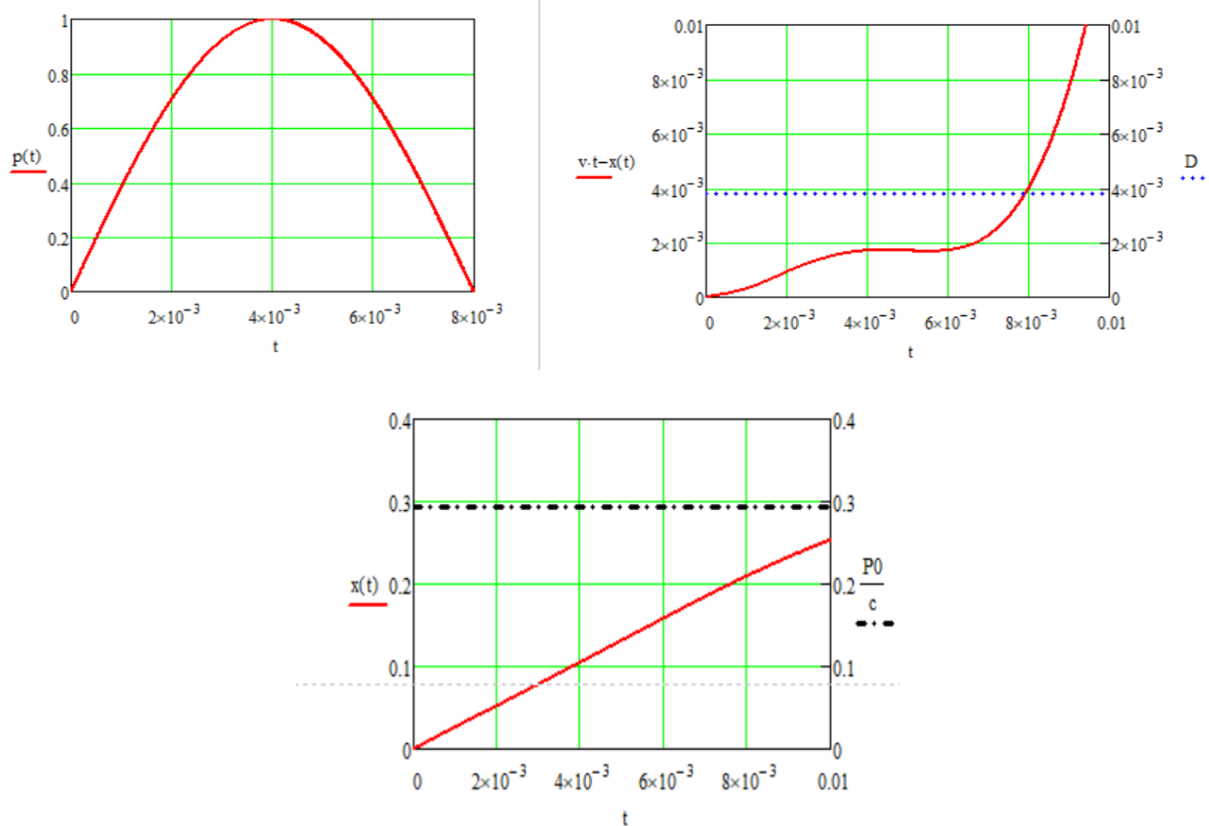


Рис. 8. К определению критической скорости ножа

Очевидно, что рабочая скорость ножа v_p должна быть больше $v_{кр}$. Однако большие скорости ножа определяют напряженный динамический режим режущего аппарата. Конкретное значение v_p должно определяться из оптимизационной задачи с двумя критериями: 1) издержки от напряженного динамического режима; 2) прибыль от чистого и ровного среза стеблей. Эта задача имеет самостоятельное значение [10] и здесь не рассматривается.

Выводы

1. Рассмотрен наиболее общий случай среза стебля, имеющего распределенную по его высоте массу. Расчетная схема стебля представлена в виде консольного гибкого стержня одинакового по высоте сечения с жесткой нижней заделкой. При этом для моделирования движений стебля при его резании использовано обыкновенное дифференциальное уравнение

второго порядка с включением демпфирующего члена.

2. Показано, что задача решения дифференциального уравнения, характеризующего резание стебля, является, по существу, краевой. При этом дифференциальное уравнение должно удовлетворяться в двух точках. Данная задача сведена к задаче Коши, а второе граничное условие удовлетворялось методом пристрелки. Численный метод этого решения продемонстрирован при помощи системы *Mathcad*, со встроенной функцией *Odesolve*, на примере резания стебля пшеницы сорта Безостая-1.

3. На этом конкретном примере показано определение критической скорости $v_{кр}$ ножа, ниже которой резания стебля не происходит. Очевидно, что рабочая скорость ножа v_p должна быть больше $v_{кр}$. Указано, что конкретное значение v_p должно определяться из оптимизационной задачи с двумя критериями: 1) издержки от напряженного динамического режима; 2) прибыль от чистого и ровного среза стеблей. Последняя задача имеет самостоятельное значение и в статье не рассматривается.

Библиографический список

1. Рустамов, С. И. Высокопроизводительные режущие аппараты сельскохозяйственных уборочных машин / С. И. Рустамов. – Киев; Донецк: Вища школа, 1985. – 92 с. – Текст: непосредственный.
2. Босой, Е. С. Режущие аппараты уборочных машин / Е. С. Босой. – Москва: Машиностроение, 1967. – 167 с. – Текст: непосредственный.
3. Резник, Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – Москва: Машиностроение, 1975. – 311 с. – Текст: непосредственный.
4. Фомин, В. И. Исследование процесса бесподпорного среза трав / В. И. Фомин. – Текст: непосредственный // Исследование новых технологических процессов и рабочих органов сеноборочных машин: сборник научных трудов – Москва: ВИСХОМ, 1962. – Вып. 39. – С. 3-56.

5. Горячкин, В. П. Собрание сочинений: в 3 томах / В. П. Горячкин. – Москва: Колос, 1968. – Т. I. – 720 с. – Текст: непосредственный.

6. Василенко, И. Ф. Теория режущих аппаратов жатвенных машин / И. Ф. Василенко. – Текст: непосредственный // Труды ВИСХОМ. – Москва, 1937. – № 5. – С. 7-14.

7. Желиговский, В. А. Экспериментальная теория резания лезвием / В. А. Желиговский. – Текст: непосредственный // Труды МИМЭСХ. – Вып. 9. – Москва, 1940. – 27 с.

8. Ишлинский, А. Ю. Задача о скорости косыбы злаков / А. Ю. Ишлинский. – Текст: непосредственный // Сельхозмашина. – 1937. – № 5. – С. 6-7.

9. Механико-технологические основы совершенствования косилок для мелиорированных земель и лугопастбищных угодий / Е. И. Мажугин [и др.]. – Горки: БГСХА, 2017. – 247 с. – Текст: непосредственный.

10. Reczulski, M. (2020). Optimization of cutting speed and clearance angle in the disc chipper. *Wood Research*. DOI:10.37763/wr.1336-4561/65.6.951962.

References

1. Rustamov S.I. Vysokoproduktivnye rezhushchie apparaty selskokhoziaistvennykh uborochnykh mashin / S.I. Rustamov. – Kiev – Donetsk, Vishcha shkola, 1985. – 92 s.
2. Bosoi E.S. Rezhushchie apparaty uborochnykh mashin / E.S. Bosoi. – Moskva: Mashinostroenie, 1967. – 167 s.
3. Reznik, N.E. Teoriia rezaniia lezviem i osnovy rascheta rezhushchikh apparatov / N.E. Reznik. – Moskva: Mashinostroenie, 1975. – 311 s.
4. Fomin, V.I. Issledovanie protsessa bespodpornogo srezha trav / V.I. Fomin // Issledovanie novykh tekhnologicheskikh protsessov i rabochikh organov senouborochnykh mashin: sb. nauch. tr. – Moskva: VISKhOM, 1962. – Vyp. 39. – S. 3–56.
5. Goriachkin V.P. Sbranie sochinenii: v 3-kh tomakh. – Moskva: Kolos, 1968. - T. I – 720 s.

6. Vasilenko, I.F. Teoriia rezhushchikh apparatov zhatvennykh mashin / I.F. Vasilenko // Trudy VISKhOM. – Moskva: 1937. – No. 5. – S. 7–14.

7. Zheligovskii, V.A. Eksperimentalnaia teoriia rezaniia lezviem / V.A. Zheligovskii // Trudy MIMESKh. – Vyp. 9. – Moskva, 1940. – 27 s.

8. Ishlinskii A.Iu. Zadacha o skorosti kosby zlakov // Selkhoz mashina. – 1937. – No. 5. – S. 6-7.

9. Mekhaniko-tekhnologicheskie osnovy sovershenstvovaniia kosilok dlia meliorirovannykh zemel i lugopastbishchnykh ugodii / E.I. Mazhugin [i dr.]. – Gorki: BGSKhA, 2017. – 247 s.

10. Reczulski, M. (2020). Optimization of cutting speed and clearance angle in the disc chipper. Wood Research. DOI:10.37763/wr.1336-4561/65.6.951962.



УДК 631.363.21

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-224-6-78-85

Р.В. Бесполденев, А.М. Левин, И.Я. Федоренко

R.V. Bepoldenov, A.M. Levin, I.Ya. Fedorenko

ВИБРОАКТИВНОСТЬ МОЛОТКОВЫХ ЗЕРНОДРОБИЛОК С ОППОЗИТНОЙ ЗАГРУЗКОЙ ИСХОДНОГО МАТЕРИАЛА

VIBRATION ACTIVITY OF HAMMER GRAIN CRUSHERS WITH OPPOSITE FEED MATERIAL LOADING

Ключевые слова: виброактивность, молотковая зернодробилка, оппозитная загрузка, парное соотношение подачи, регрессионный анализ модели.

Проведенными экспериментальными исследованиями подтверждены ранее полученные теоретические выводы о том, что виброактивность молотковых дробилок для кормового зерна может быть снижена при оппозитной загрузке измельчаемого материала через две зеркально расположенные загрузочные горловины. Было установлено, что парное взаимодействие факторов подачи сырья значительно снижает виброактивность. С увеличением подачи материала в камеру дробления с левой и правой части измельчителя параметр виброускорения на корпусе дробилки снижается до определенного уровня, когда соблюдается равенство загружаемого сырья в левое и правое отверстие. Исследование позволило выявить параметры минимального уровня вибраций для работы дробилки с оппозитной загрузкой. Виброактивность молотковых дробилок может быть снижена, в зависимости от измельчаемого материала, на 11,51-14,92% с помощью применения технологии оппозитной загрузки и равного соотношения двусторонней подачи при технологическом процессе переработки зерновых культур. При измельчении материала воздушный поток, а также материал, находящийся в камере измельчения, создают препятствие проникновению зерновых компонентов через загрузочную горловину, расположенную со стороны молотков, вращающихся вертикально вверх по восходящей ветви траектории, что приводит к несоответствию величины объема материала, поступающего на измельчение через 2 зеркально расположенные загрузочные горловины. С целью снижения виброак-

тивности молотковой дробилки авторами рекомендована молотковая дробилка для измельчения зерновых компонентов с оппозитной загрузкой исходного сырья с системой привода дозирующих шнеков, обеспечивающая возможность равномерной двухсторонней загрузки материала в камеру измельчения.

Keywords: vibration activity, hammer grain crusher, opposite loading, paired feed ratio, model regression analysis.

Experimental studies have confirmed the previously obtained theoretical conclusions that the vibration activity of hammer crushers for fodder grain may be reduced with the opposite loading of the crushed material through two mirror-positioned loading necks. It was found that the paired interaction of feed factors significantly reduced vibration activity. With increasing supply of material to the crushing chamber from the left and right sides of the shredder, the vibration acceleration parameter on the crusher body decreases to a certain level when the equality of the loaded raw materials in the left and right holes is observed. The study revealed the parameters of the minimum vibration level for the operation of the crusher with opposite loading. The vibration activity of hammer crushers may be reduced depending on the crushed material by 11.51-14.92% by using the technology of opposite loading and equal ratio of two-way feeding during the technological process of grain processing. When grinding the material, the air flow, as well as the material in the grinding chamber, create an obstacle to the penetration of grain components through the loading neck located on the side of the hammers rotating vertically upwards along the ascending branch of the trajectory; this leads to mismatching volume of the material