

Из графиков рис. 2, 3 наглядно видим, что с увеличением скорости резания стойкость фрезы снижается, и с увеличением скорости резания стойкость метчика также снижается, но с меньшей интенсивностью.

Для оптимизации требуется выбор оптимальных параметров режимов резания, которые обеспечивают минимальную себестоимость единицы продукции или максимальную производительность. Подход минимизации себестоимости учитывает не только время обработки, но и стоимость инструмента, его стойкость, затраты на наладку и переточку. При максимизации производительности основной целью является сокращение времени обработки, что достигается за счет увеличения скорости резания и подачи, но с учетом ограничений по стойкости инструмента и качеству поверхности. Часто применяют критерии, сочетающие в себе оба подхода, например, достижение минимальной себестоимости при соблюдении заданного уровня производительности.

Для определения оптимальных параметров режимов резания потребуются исходные данные по операциям (параметры инструмента, параметры самой обработки). Выбираются параметры для оптимизации и определяются ограничения. Они могут быть приняты, например, такие как ограничение на режущие возможности инструмента, по мощности электродвигателя привода оборудования, по заданной производительности оборудования, по допустимым скоростным диапазонам, по обеспечению прочности крепления инструмента и т. п. Далее требуется выполнить линеаризацию всех условий (неравенств) путем их логарифмирования. По результатам расчетов следует построить геометрическую модель оптимизации и по ней определить подходящие параметры [3].

В рамках данной работы было продемонстрировано, как формула Тейлора может быть эффективно использована для прогнозирования стойкости режущего инструмента при обработке корпусных деталей на станках с ЧПУ. Были эмпирически определены ключевые коэффициенты для инструментов, что позволило предсказывать их ресурс. Этот подход открывает дорогу к более обоснованному выбору режимов резания, что, в свою очередь, ведет к ощутимому сокращению затрат на инструментальное хозяйство и росту производительности.

Литература

1. Смирнов, В. О. Теория резания металлов : учеб. для вузов / В. О. Смирнов, А. П. Грановский. – М. : Высш. шк., 2018. – 384 с.
2. Марков, А. И. Теория и практика оптимизации режимов резания / А. И. Марков. – М. : Машиностроение, 2010. – 288 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВМЯТИЮ ЛЕЗВИЯ НОЖА ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АППАРАТА БАРАБАННОГО ТИПА

К. В. Ридкина

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель П. Е. Родзевич

Рассмотрено теоретическое определение силы сопротивления вмятию лезвия ножа измельчающего аппарата барабанного типа в растительную массу в зависимости от величины сжатого перед резанием слоя массы.

Ключевые слова: сила сопротивления вмятию, лезвие ножа, измельчающий аппарат, критическая сила резания, растительная масса, слой растительной массы.

При резании однородных, упруговязких растительных материалов всегда имеет место предварительное сжатие их лезвием, а критическая сила $F_{кр}$, при которой завершается процесс сжатия растительного материала и начинается его резание, является максимальным из всех усилий, возникающих в процессе резания (рис. 1).

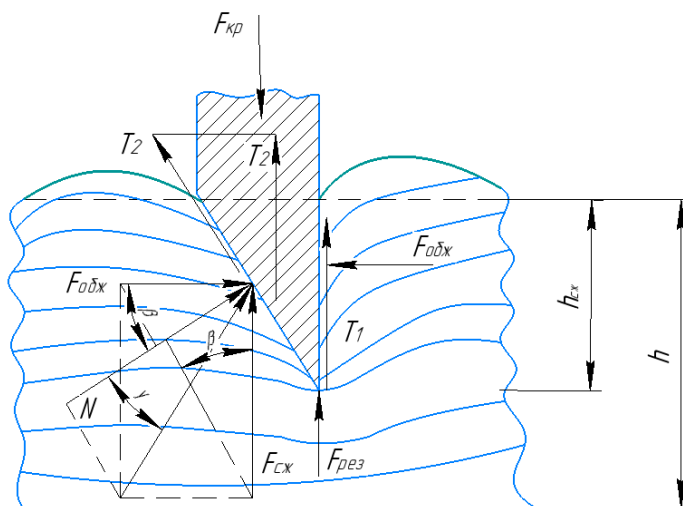


Рис. 1. Схема силового сопротивления внедрения лезвия ножа в растительную массу

Критическую силу можно представить выражением [1]:

$$F_{кр} = F_{рез} + F_{вред},$$

где $F_{рез}$ – сила резания растительной массы; $F_{вред}$ – сила сопротивления.

Силу $F_{рез}$ можно определить как произведение площади заточенной кромки лезвия A_l на разрушающее напряжение σ_p :

$$F_{рез} = A_l \sigma_p = \delta l \sigma_p,$$

где δ – толщина кромки лезвия; l – длина лезвия.

Сила сопротивления $F_{вред}$ представляет собой силу вредных сопротивлений, связанных с деформацией перерезаемого слоя и трения фасок лезвия ножа длиной l при внедрении его в слой растительной массы. Силу сопротивления согласно [1] можно записать в виде

$$F_{вред} = \frac{E}{2} \frac{h_{сж}^2}{h} [\operatorname{tg} \beta + f \sin^2 \beta + \mu (f + \cos^2 \beta)] l,$$

где E – модуль продольной упругости первого рода; $h_{сж}$ – величина слоя растительной массы, сжатой лезвием перед началом резания; h – высота слоя растительной массы перед деформированием лезвием; β – угол заточки лезвия ножа; μ – коэффициент Пуассона; f – коэффициент трения материала о лезвие ножа.

Проведены расчеты по определению силы сопротивления вмятию лезвия ножа длиной $l = 1$ м, при угле заточки $\beta = 30^\circ$, в зависимости от изменения величины сжатого слоя $h_{сж}$ от 5 до 20 мм при различной высоте h слоя растительной массы (100, 125, 150 мм). Модуль упругости принимается равным $E = 36,3 \cdot 10^6$ Па; коэффициент трения (динамический) $f = 0,47$; коэффициент Пуассона $\mu = 0,071$ [1]. Результаты расчетов представлены в таблице.

Результаты расчетов силы сопротивления вмятию

Величина сжатого слоя $h_{сж}$, м	Сила сопротивления вмятию, Н		
	$h = 100$ мм	$h = 125$ мм	$h = 150$ мм
0,005	3546	2837	2364
0,010	14180	11350	9456
0,015	31910	25530	21280
0,020	56730	45390	37820

Из таблицы результатов расчета видно, что сила сопротивления вмятию зависит от величины слоя растительной массы, подвергающейся предварительному сжатию. Так, для высоты слоя массы $h = 100$ мм сила сопротивления изменяется от 3546 Н для величины $h_{сж} = 5$ мм до 56730 Н при $h = 20$ мм, для высоты слоя $h = 125$ мм сила сопротивления изменяется от 2837 до 45390 Н, а при высоте слоя растительной массы $h = 150$ мм сила сопротивления изменяется от 2364 до 37820 Н.

На рис. 2 представлен график изменения силы сопротивления вмятию лезвия ножа при резании растительной массы от величины $h_{сж}$ предварительно сжатого слоя при различной высоте слоя h .

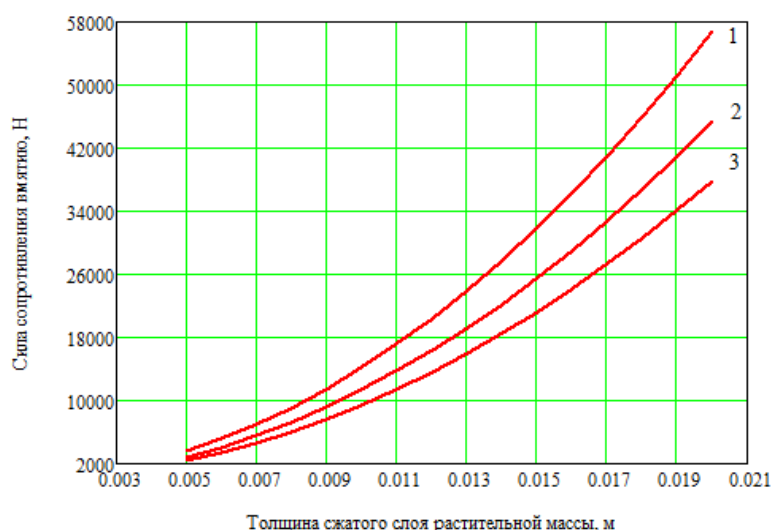


Рис. 2. График изменения силы сопротивления вмятию лезвия ножа при различной толщине сжатого слоя:
 1 – высота слоя $h = 100$ мм; 2 – высота слоя $h = 125$ мм;
 3 – высота слоя $h = 150$ мм

Таким образом, можно сказать, что сила сопротивления вмятию лезвия ножа в растительную массу значительно увеличивается при повышении толщины $h_{сж}$ сжимаемого перед резанием слоя массы. Сжатие растительной массы и подача ее к измельчающему барабану обеспечивается работой валцов питающего аппарата. Если растительный материал недостаточно сжат, наблюдается значительное увеличение силы сопротивления вмятию лезвия, что приводит к повышению затрат энергии на весь процесс измельчения растительной массы. Поэтому необходимо стремиться к уменьшению величины $h_{сж}$ сжимаемого слоя, поступающего из питающего аппарата кормоуборочного комбайна, за счет более интенсивного сжатия растительной массы валцами питающего аппарата.

Л и т е р а т у р а

1. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1980. – 375 с.
2. Влияние углов установки на напряженно-деформированное состояние ножа измельчающего барабана кормоуборочного комбайна / П. Е. Родзевич, В. В. Миренков, В. Ф. Хиженок, Е. П. Шельманова // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2016. – № 1. – С. 31–37.
3. Родзевич, П. Е. Влияние сжатого слоя растительной массы на критическую силу резания // Современные проблемы машиноведения : материалы XIII Междунар. науч.-техн. конф., Гомель, 22 окт. 2020 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ПАО «Компания» «Сухой» ОКБ «Сухого» ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель, 2020. – С. 60–63.

АНАЛИЗ ЖЕСТКОСТИ И ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ КОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНОГО РОБОТА

А. А. Закревский

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель М. И. Михайлов

*Выполнен анализ собственных колебаний стационарного робота. Установлены формы
модальных колебаний и распределение относительных амплитуд колебаний*

Ключевые слова: роботы стационарные, виброустойчивость, жесткость, собственные колебания.

Точность позиционирования промышленных роботов напрямую зависит от их конструктивной жесткости. В условиях современных производств, требующих микронной точности, деформации несущего каркаса под нагрузкой могут приводить к браку продукции. Оценка и оптимизация жесткостных характеристик на этапе проектирования является критически важной задачей.

Цель работы – провести конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) модели стационарного робота и определить собственные частоты конструкции для обеспечения виброустойчивости.

Анализ полученных результатов. В качестве объекта исследования выступает 3D-модель манипуляционной системы. Для снижения инерционности и материалоемкости в конструкцию были внесены изменения: введены полые стенки и технологические вырезы в ненагруженных сечениях.