

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МЯСНОГО СЫРЬЯ НА ВОЛЧКАХ С НОВЫМ РЕЖУЩИМ ИНСТРУМЕНТОМ

Груданов В.Я. д.т.н., профессор, **Бренч А.А.** к.т.н., доцент
Белорусский государственный аграрный технический университет

Согласно Программы развития мясной и молочной промышленности на 2005–2010 годы, утвержденной Постановлением Совета Министров Республики Беларусь от 15 июля 2005 г. №792, все мясокомбинаты государственной формы собственности провели масштабное техническое перевооружение. Введение в эксплуатацию нового оборудования позволило освоить производство новых видов продукции, не вырабатываемых ранее в республике, увеличить сроки годности, повысить конкурентоспособность, снизить затраты энергоресурсов, сократить импорт, улучшить потребительские свойства продукции и дизайн упаковки.

Однако приобретение импортного оборудования требует постоянных затрат на техническое обслуживание, закупку быстро изнашивающихся узлов и деталей. Вместе с тем серийно выпускаемые мясорубки и волчки в ряде случаев не отвечают технологическим требованиям по своим технико-экономическим показателям и характеризуются крайне низкой эксплуатационной надежностью, которая в свою очередь обусловлена невысокой износостойкостью режущих инструментов: вращающихся ножей и неподвижных перфорированных решеток.

Для нормальной работы каждому волчку необходимо в год из-за низкой износостойкости режущих инструментов в среднем 8–10 стандартных комплектов режущих механизмов, состоящих из трех ножевых решеток и двух вращающихся ножей, установленных между ними.

Поэтому работа, направленная на создание наукоемкой и конкурентоспособной отечественной конструкции режущего механизма для всего типоразмерного класса мясоизмельчающих машин, входит в число актуальных и имеющих важное народнохозяйственное значение, а внедрение результатов исследований обеспечит большой экономический эффект и уменьшит экономическую зависимость страны.

В результате теоретических исследований была разработана новая конструкция вращающихся ножей, основное отличие которой состоит в том, что передние грани перьев ножа выполнены наклонными, причем угол наклона передних граней перьев второго ножа больше угла наклона передних граней первого ножа, а толщина ножей увеличена с 20 до 30 мм (для волчка типа К6-ФВЗП-200). Такая конструкция ножей позволяет им выполнять одновременно и функцию винтов, проталкивающих продукт через отверстия ножевых решеток (ножи работают как витки шнека). Существенной модернизации подверглась и конструкция выходной ножевой решетки. Традиционно в выходных ножевых решетках применяется ромбическое расположение отверстий (отверстия располагаются в вершинах треугольников), в результате этого при вращении ножа на рабочей поверхности решетки образуются «мертвые зоны» и площадь проходного сечения уменьшается. Данного эффекта можно избежать, если располагать отверстия по концентрическим окружностям.

С целью снижения сопротивления при прохождении мясного сырья через отверстия предлагается уменьшить толщину перфорированной части выходной ножевой решетки. Расчеты показывают, что уменьшение толщины решетки с 14 до 8 мм снижает ее гидравлическое сопротивление почти вдвое за счет уменьшения линейных потерь.

На основе системного анализа литературных данных для определения основных конструктивных параметров ножа была получена зависимость $\Omega_{\text{ножа}} = f(l_n, \alpha, \beta)$, где $\Omega_{\text{ножа}}$ – режущая способность ножа; l_n – длина режущих кромок зуба ножа, м; α – угол скольжения, град; β – угол наклона пера, град.

Для оценки конструкции ножевой решетки предложена следующая зависимость $\Omega_{\text{реш}} = f(K, b)$, где $\Omega_{\text{реш}}$ – режущая способность ножевой решетки; K – коэффициент перфорации ножевой решетки; b – толщина ножевой решетки, м.

При этом отметим, что с увеличением длины h_n режущих кромок ножа, эффективность его работы повышается. Наличие наклона передней поверхности зуба (пера) ножа β также

Секция 2: Переработка и управление качеством сельскохозяйственной продукции

способствует более интенсивному продвижению измельчаемого сырья через ножевую решетку, а скользящее резание обуславливает более качественное измельчение продукта при минимально возможных затратах энергии за счет угла скольжения α . Коэффициент перфорации ножевой решетки K характеризует прежде всего ее пропускную способность: с увеличением K пропускная способность решетки возрастает.

Толщина ножевой решетки b отрицательно влияет на работу режущей пары нож-решетка. С учетом вышеизложенного, в качестве критерия оценки режущей способности пары нож-решетка целесообразно предложить зависимость

$$\Omega = K \cdot \frac{l_n}{b \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}, \quad (1)$$

где $K = \frac{\sum f_o}{F_p}$ – отношение суммарной площади отверстий к общей площади ножевой решетки.

Формула (1) позволяет объективно оценивать режущую способность режущей пары нож-решетка и сравнивать режущие пары между собой.

Из формулы (1) следует, что с увеличением K , l_n , $\cos \alpha$ и $\cos \beta$ и с уменьшением b критерий оценки возрастает. В разработанной (новой) конструкции режущей пары нож-решетка главные геометрические параметры K , l_n , $\cos \alpha$ и $\cos \beta$ выше, чем в серийной, а толщина новой решетки b меньше. Поэтому для новой конструкции режущей пары нож-решетка значение критерия Ω будет больше.

Критерий оценки режущей способности пары нож-решетка (Ω) рассчитывается после измерения геометрических параметров серийных ножа и решетки и новых ножа и решетки (рис. 1).

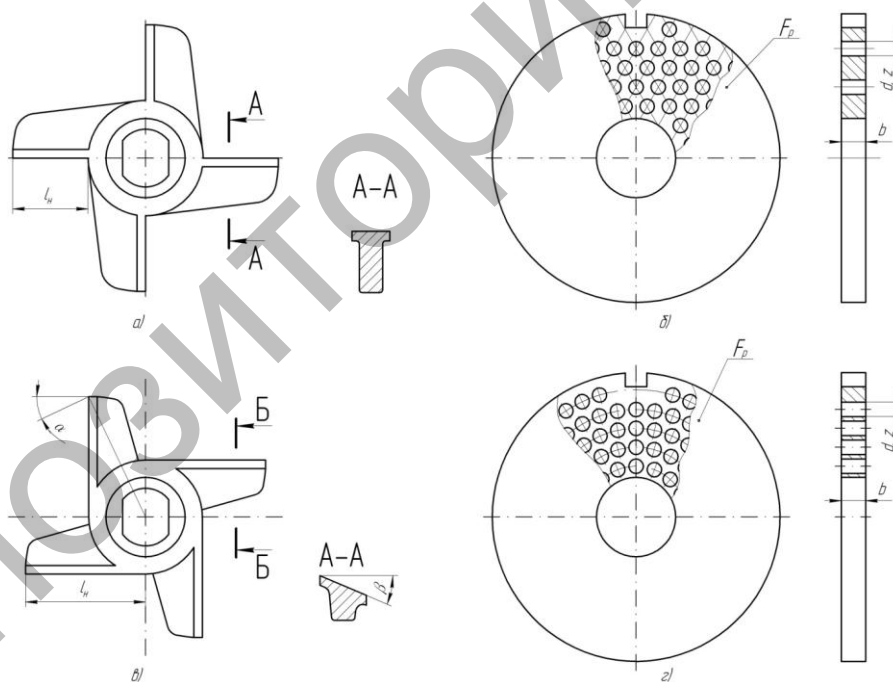


Рисунок 1 – Схемы режущих инструментов
(а – серийный нож, б – серийная решетка, в – новый нож; г – новая решетка)

Критерий оценки режущей способности пары нож-решетка (Ω_1) для серийных ножа и решетки с отверстиями, расположенными по ромбической сетке:

$$\Omega_1 = K \frac{l_n}{b \cos \alpha \cos \beta} = \frac{K_{сер.реш.} l_{сер.}}{b_{сер.реш.} \cos \alpha_{сер.} \cos \beta_{сер.}} = \frac{0,425 \cdot 0,02}{0,006 \cdot 1 \cdot 1} = 1,42$$

Критерий оценки режущей способности пары нож-решетка (Ω_2) для серийного ножа и новой решетки с отверстиями, расположенными по окружности:

$$\Omega_2 = K \frac{l_n}{b \cos \alpha \cos \beta} = \frac{K_{нов.реш.} l_{сер.}}{b_{нов.реш.} \cos \alpha_{сер.} \cos \beta_{сер.}} = \frac{0,465 \cdot 0,02}{0,0045 \cdot 1 \cdot 1} = 2,03$$

Критерий оценки режущей способности пары нож-решетка (Ω_3) для нового ножа и серийной решетки с отверстиями, расположенными по ромбической сетке:

$$\Omega_3 = K \frac{l_n}{b \cos \alpha \cos \beta} = \frac{K_{сер.реш.} l_{нов.}}{b_{сер.реш.} \cos \alpha_{нов.} \cos \beta_{нов.}} = \frac{0,425 \cdot 0,03}{0,006 \cdot 0,8 \cdot 0,9} = 2,95$$

Критерий оценки режущей способности пары нож-решетка (Ω_4) для новых ножа и решетки с отверстиями, расположенными по окружности:

$$\Omega_4 = K \frac{l_n}{b \cos \alpha \cos \beta} = \frac{K_{нов.реш.} l_{нов.}}{b_{нов.реш.} \cos \alpha_{нов.} \cos \beta_{нов.}} = \frac{0,465 \cdot 0,03}{0,0045 \cdot 0,8 \cdot 0,9} = 4,22$$

Для проведения экспериментальных исследований разработан и изготовлен, на базе промышленной мясорубки МИМ-300, стенд, который позволяет определить влияние конструктивных параметров режущего инструмента на удельную энергоёмкость процесса.

В качестве независимых управляемых переменных, характеризующих работу мясорубки, приняты: критерий оценки режущей способности инструмента (Ω); частота вращения ножа (n , c^{-1}); сила давления на продукт ($F_{пр}$, Н); усилие затяжки режущего инструмента ($P_{зат}$, Н).

На рис. 2 представлена зависимость удельной энергоёмкости мясорубки ($N_{уд}$, Вт·ч/кг), которая выбрана основным энергетическим параметром, характеризующим работу мясорубок и волчков от Ω , $n_{вр}$, $F_{пр}$, $P_{зат}$.

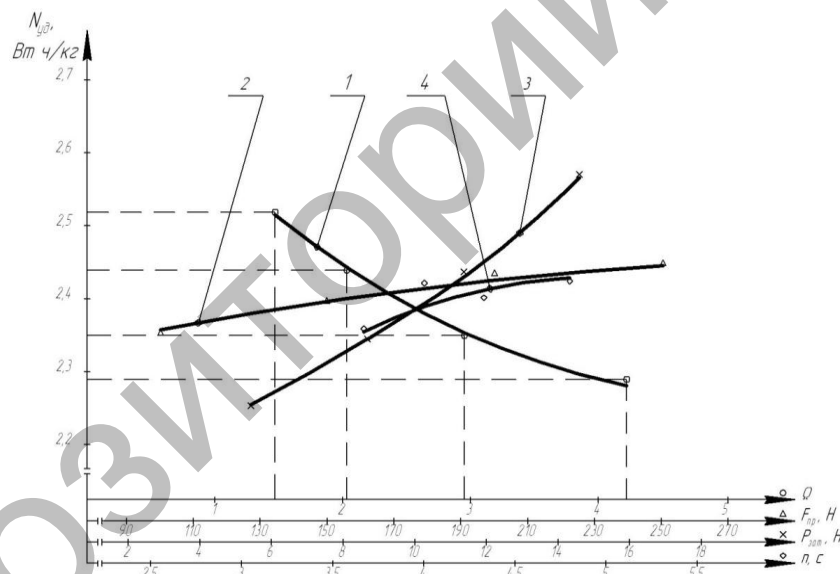


Рисунок 2 – Зависимость удельной энергоёмкости волчка от управляемых переменных:
1 – Ω ; 2 – $F_{пр}$; 3 – $P_{зат}$; 4 – $n_{вр}$.

Уравнение для определения удельной энергоёмкости процесса измельчения имеет следующий вид:

$$N_{уд} = 1,36\Omega^{-0,08} n_{вр}^{0,12} F_{пр}^{0,03} P_{зат}^{0,14}. \quad (2)$$

Как видно из полученного уравнения зависимость удельной энергоёмкости носит обратно пропорциональный характер от критерия оценки режущей способности, с увеличением значения которой наблюдается снижение энергоёмкости процесса измельчения.

Полученные экспериментальные зависимости изменения температуры сырья в процессе измельчения и производительности от режимных и конструктивных особенностей режущего механизма мясорубок и волчков также доказывают эффективность применения усовершенствованных конструкций ножей и решеток.

Литература

1. Бренч, А.А. Энергосберегающие машины для измельчения мясного сырья: монография/ А.А. Бренч. – Минск: БГАТУ, 2009. – 220 с.
2. Антипов, С.Т. Машины и аппараты пищевых производств / С.Т. Антипов, В.Я. Груданов, И.Т. Кретов, В.А. Панфилов, А.Н. Остриков, В.А. Шаршунов. – книга 1,2, 3 – Мн.: БГАТУ, 2008. – 2780 с.
3. Груданов, В. Я. Золотая пропорция в инженерных задачах: монография/ В.Я. Груданов. Могилев, 2006. –206 с.
4. Пелеев, А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности / А.И. Пелеев. – М.: Пищевая промышленность, 1971. – 519 с.

УДК 663.993.42

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ОБЖАРОЧНОМ АППАРАТЕ С БАРАБАННЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ И ИНТЕНСИВНЫМ ПЕРЕМЕШИВАНИЕМ

Груданов В.Я. д.т.н., профессор, **Э.И. Пол Дивейни**, аспирант
Белорусский государственный аграрный технический университет

В настоящее время для пивоваренной промышленности Республики Беларусь достаточно остро стоит проблема перехода на использование сырья местного производства, при этом существующее технологическое оборудование не позволяет получить высококачественный карамельный солод для производства тёмных сортов пива. При производстве карамельного солода одним из определяющих параметров является процесс обжаривания [1].

Схема теплообмена в обжарочном барабане, разработанного нами обжарочного аппарата [2], представлена на рисунке 1.

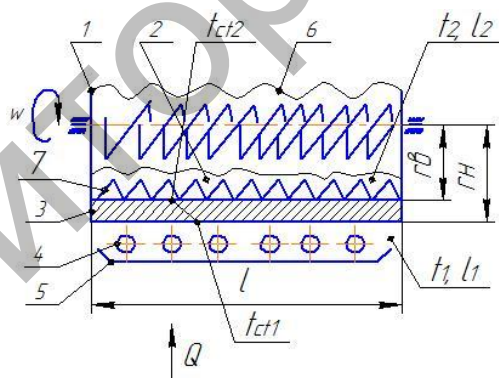


Рисунок 1 – Схема теплообмена в обжарочном барабане

L – обжарочный барабан; 2 – обрабатываемый продукт (солод – нагреваемая среда); 3 – стенка обжарочного барабана; 4 – ТЭНы воздушные (греющая среда); 5 – отражающий экран; 6 – шнек рабочий; 7 – шнек вспомогательный; L – длина барабана, м; $r_{в}$ – внешний радиус барабана, м; $r_{н}$ – внутренний радиус барабана, м; t_1 – температура греющей среды, °С; t_2 – температура нагреваемой среды, °С; t_{ct1} – температура стенки барабана со стороны греющей среды, °С; t_{ct2} – температура стенки барабана со стороны нагреваемой среды, °С; α_1 – общий коэффициент теплоотдачи от ТЭНов к стенке барабана, Вт/м² град; α_2 – коэффициент теплопередачи от стенки барабана к нагреваемой среде, Вт/м² град; ω – направление вращения барабана, м⁻¹.

Общий процесс теплообмена от греющей среды к нагреваемой в обжарочном барабане складывается из следующих частных случаев [3].

1. Передача теплоты от греющей среды к цилиндрической стенке барабана определяется по уравнению

$$Q = \alpha_1 F \tau (t_1 - t_{ct1}) = \alpha_1 2\pi r_n L (t_1 - t_{ct1}); \quad (1)$$