

*В.Я. Груданов, д.т.н., профессор, А.А. Бренч, к.т.н., доцент, Л.Т. Ткачева, к.т.н., доцент
Белорусский государственный аграрный технический университет, Минск, Республика Беларусь*

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ЧИСЕЛ В КОНСТРУИРОВАНИИ РЕЖУЩИХ МЕХАНИЗМОВ МАШИН ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МЯСНОГО СЫРЬЯ

*V. Grudanov, A. Brench, L. Tkacheva
Belarusian State Agrarian Technical University, Minsk, Republic of Belarus*

APPLICATION OF THE THEORY OF NUMBERS IN DESIGNING OF CUTTING MECHANISMS OF MACHINES FOR GRINDING MEAT RAW MATERIALS

e-mail: topp128@mail.ru, abrench@mail.ru, tkachevalt@mail.ru

В статье, на основе анализа технологических особенностей и технических параметров процесса измельчения мясного сырья, представлена разработанная математическая модель перфорированной перегородки, позволяющая получить одинаковую пропускную способность по всей рабочей поверхности ножевой решетки. При этом количество отверстий и их диаметр предлагается принимать из ряда предпочтительных чисел, что позволяет получить одинаковое проходное сечение по всей длине режущего механизма при равном гидравлическом сопротивлении всех ножевых решеток в комплекте.

Ключевые слова: измельчение мясного сырья; режущий механизм; теория чисел; ножевая решетка; нож; проходное сечение; гидравлическое сопротивление.

Based on the analysis of technological features and technical parameters of the grinding process of meat raw materials the article describes a developed mathematical model of a perforated partition allowing to obtain the same throughput over the entire working surface of the knife grid. In this case the number of holes and their diameter is proposed to be taken from series of preferred numbers that allows to obtain an identical cross-section along the entire length of the cutting mechanism with equal hydraulic resistance of all knife grids.

Keywords: grinding meat raw materials; cutting mechanism; theory of numbers; knife grid; knife; cross-section; hydraulic resistance.

Введение. На мясоперерабатывающих предприятиях Республики Беларусь широко применяются машины для первичного и тонкого измельчения мясного сырья: мясорубки, промышленные волчки, куттеры, эмульсаторы и др., при этом с измельчением связано около 70% технологических операций при выпуске готовой продукции, а процессы измельчения являются наиболее трудоемкими и энергоемкими.

В Республике Беларусь данное оборудование практически не выпускается. Серийно выпускаемые машины для измельчения мясного сырья (производства Германии, Польши, Австрии, Чехии, России и др.) в ряде случаев не отвечают технологическим требованиям по своим технико-экономическим показателям. Особенно остро эта проблема стоит на мясокомбинатах при выпуске вареных и копченых колбасных изделий, где процесс измельчения является главным, определяющим качество готовой продукции и энергозатраты.

Эксплуатационная надежность, эффективность работы и качество измельчения во многом определяются также правильным выбором конструктивных форм и геометрических параметров режущих элементов, при этом важно, чтобы размеры неподвижных ножевых решеток и вращающихся многоперых ножей были взаимосвязаны между собой и унифицированы для всего класса машин.

По данным Московского государственного университета прикладной биотехнологии надежность режущих элементов, входящих в стандартный набор режущего механизма промышленного волчка, существенно различна и, согласно статистике, поток отказов этих элементов находится в соотношении

$$\lambda_1 : \lambda_2 : \lambda_3 : \lambda_4 = 1 : 0,8 : 0,6 : 0,5 \quad (1)$$

где λ_1 – показатель числа отказов ножа;
 λ_2 – показатель числа отказов подрезной ножевой решетки;
 λ_3 – показатель числа отказов приемной ножевой решетки;
 λ_4 – показатель числа отказов выходной ножевой решетки.

Из уравнения (1) следует, что показатели надежности режущих элементов отличаются вдвое и наименее надежным является вращающийся нож, а выходная ножевая решетка обладает повышенной надежностью. Таким образом, ресурс и надежность режущего механизма определяется по лимитирующему элементу (в данном случае по ресурсу ножа), в то время как ножевые решетки подвергаются преждевременному восстановлению (переточка) задолго до момента наступления их предельного износа. При создании многоэлементного режущего механизма необходимо достижение (обеспечение) равного или близкого ресурса элементов, входящих в комплект.

На основе вышеизложенного можно констатировать, что серийный режущий механизм (стандартный комплект) обладает рядом весьма существенных недостатков, к которым можно отнести следующие:

- ресурс и надежность вращающихся ножей значительно ниже ресурса и надежности работы ножевых решеток, особенно выходных;
- площадь проходного сечения выходной ножевой решетки значительно (в два раза) меньше площади проходного сечения подрезной решетки;
- гидравлическое сопротивление при движении измельчаемого сырья возрастает и достигает своего максимального значения в выходной ножевой решетке.

Перечисленные недостатки усиливаются еще и тем, что традиционно ножи к волчкам изготавливают четырехзубыми с прямыми передними гранями, которые при вращении перемещают продукт в радиальном направлении и тем самым тормозят продвижение сырья вдоль рабочей камеры.

С учетом вышеизложенного, был проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований по совершенствованию конструкций вращающихся ножей и ножевых решеток.

Цель исследований. Целью исследований является разработка на основе теоретических и экспериментальных исследований высокоэффективных режущих механизмов для качественного измельчения мясного сырья

Материалы и методы исследований. В основе теоретических исследований являлся системный анализ технологических особенностей и технических параметров процесса измельчения мясного сырья в волчках и использование теории чисел в конструировании режущих инструментов.

Результаты и их обсуждение. В результате проведенных 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 мм 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 чего при вращении ножа на рабочей поверхности решетки образуются «мертвые зоны» и площадь проходного сечения уменьшается.

Кроме того, как показывают расчеты, коэффициент перфорации выходной ножевой решетки в области ее рабочей поверхности уменьшается от центрального посадочного отверстия к периферии, что также дестабилизирует движение измельчаемого сырья и увеличивает энергозатраты. Этого можно избежать, если располагать отверстия по концентрическим окружностям.

Вместе с тем выходная ножевая перфорированная решетка обладает наибольшим гидравлическим сопротивлением при движении через отверстия диаметром 3 мм измельчаемого сырья. Расчеты показывают, что величина гидравлического сопротивления ножевых решеток находится в следующем соотношении: $\Delta P_2 : \Delta P_3 : \Delta P_4 = 1 : 2 : 8$, т.е. гидравлическое сопротивление выходной решетки в 8 раз больше сопротивления подрезной и в 4 раза – приемной, а это напрямую связано с энергозатратами и перегрузкой электродвигателя. По этой причине волчки часто останавливаются, особенно это касается машин типа МП-160 и в этом случае измельчение мясного сырья осуществляется на решетках с диаметром отверстий 5 мм (в нарушение технологических требований). Это объясняется тем, что по ходу движения измельчаемого сырья диаметры отверстий уменьшаются, а их количество увеличивается, при этом площадь проходного (живого) сечения решеток уменьшается примерно в следующем соотношении: $F_2 : F_3 : F_4 = 1,0 : 1,5 : 2,0$, т.е. площадь проходного сечения выходной ножевой решетки P_4 в два раза меньше площади проходного сечения подрезной решетки F_2 .

С целью снижения сопротивления при прохождении фарша через отверстия предлагается уменьшить толщину перфорированной части выходной ножевой решетки. Расчеты показывают, что уменьшение толщины решетки с 14 мм до 8 мм снижает ее гидравлическое сопротивление почти вдвое за счет уменьшения линейных потерь. Одновременно необходимо увеличить наружный диаметр ножевых решеток.

Для достижения постоянного значения коэффициента перфорации по всей рабочей поверхности (поверхности трения) ножевой решетки была разработана математическая модель перфорированной перегородки, основанная на теории чисел.

Проведенные исследования позволили разработать новую инженерную методику для определения геометрических и конструктивных параметров режущего механизма, при этом удачно решены вопросы унификации режущего инструмента для всего класса отечественных мясорубок и волчков. Новая методика основана на использовании теории чисел. [1,2,3]

Построение математической модели ножевой решетки. Перфорированная пластина (ножевая решетка) в качестве рабочих органов широко применяется в различных технических устройствах: в глушителях шума двигателей внутреннего сгорания; в механизмах для первичного, среднего и тонкого измельчения мясного сырья; в оросительных, распылительных, струйных и вихревых устройствах, при формировании различных макаронных изделий, в машинах для механической обвалки мяса и т.п., при этом перфорированные перегородки должны иметь одинаковую пропускную способность по всей рабочей поверхности и минимальное гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление на прокачку рабочего тела.

Для решения этой проблемы используем теорию чисел, известных в литературе под названием ряда Фибоначчи: 1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21.... Как видно из этого ряда, в нем каждое последующее число, начиная с третьего, равно сумме двух предыдущих.

В общем виде эта закономерность может быть представлена формулой (2).

$$a_n = A_{q_1}^{n-1} + B_{q_2}^{n-1}, \quad (2)$$

где $q_1 = \frac{1+\sqrt{5}}{2}$; $q_2 = \frac{1-\sqrt{5}}{2}$ А и В произвольные постоянные.

$$a_1 = a_2 = 1, \text{ то } A = \frac{1+\sqrt{5}}{2\sqrt{5}} \text{ и } B = \frac{\sqrt{5}-1}{2\sqrt{5}}.$$

Тогда

$$a_n = \frac{1}{\sqrt{5}} \left[\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^n - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^n \right] \text{ при } n \geq 1$$

По определению «золотого» сечения («золотой пропорции») имеем

$$\Phi = \lim \frac{a_{n+1}}{a_n} = \lim \frac{\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1} - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1}}{\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^n - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^n} = \frac{1+\sqrt{5}}{2} \quad (3)$$

$$\Phi = \frac{1+\sqrt{5}}{2} = 1,6180$$

$$\Phi \approx \frac{a_{n+1}}{a_n}, \quad n \geq 5R_n = \sqrt{\Phi}^n R_0, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots,$$

$$K_{i,n} = \frac{Z a_i f_0}{\pi R_n^2 - R_{n-1}^2},$$

$$K_{i+1,n+1} = \frac{Z_{n+1} f_0}{\pi R_{i+1}^2 - R_i^2},$$

$$K_{i,n} = \frac{Z_i f_0}{\pi R_n^2 - R_{n-1}^2},$$

$$\frac{Z_n f_0}{\pi R_i^2 - R_{i+1}^2} : \frac{Z_{n+1} f_0}{\pi (R_{i+1}^2 - R_i^2)} = 1$$

$$\frac{Z_{n+1}}{Z_n} \approx \frac{R_{i+1}^2 - R_i^2}{R_i^2 - R_{i-1}^2} = \frac{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_i R_0^2}{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_{i-1} R_0^2} = \Phi \sqrt{\Phi}$$

$$\Phi = \lim \frac{a_{n+1}}{a_n} = \lim \frac{\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1} - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^{n+1}}{\left(\frac{1+\sqrt{5}}{2} \right)^n - \left(\frac{1-\sqrt{5}}{2} \right)^n} = \frac{1+\sqrt{5}}{2}$$

Из (3) следует, что отношение двух соседних чисел ряда Фибоначчи в пределе составляет $\Phi = \frac{1+\sqrt{5}}{2} = 1,6180$. Легко проверить, что начиная с пятого члена ряда Фибоначчи это отношение достаточно близко к «золотому» сечению: $8/5 = 1,60000$; $13/8 = 1,62500$; $21/13 = 1,61528$; $34/21 = 1,61904$.

При этом оценка погрешности имеет вид

$$\frac{a_{n+1}}{a_n} - \Phi \leq \frac{1}{a^n a_n}$$

Из нее вытекает, что отношение $\frac{a_{n+1}}{a_n}$ монотонно и достаточно быстро сходится к

числу Φ с ростом n , так как
$$\frac{1}{a^{n+1} a_{n+1}} < \frac{1}{a^n a_n}$$

Следовательно, с достаточной точностью можно считать, что

$$\Phi \approx \frac{a_{n+1}}{a_n}, \quad n \geq 5.$$

Разобьем перегородку (рисунок 1) на условные концентрические окружности, радиусы которых определяются по формуле

$$R_n = \sqrt{\Phi}^n R_0, \quad n = 1, 2, 3, 4, \dots,$$

где R_0 – радиус центрального отверстия.

Отметим, что отверстия в кольцах располагаются на центральных радиусах каждого кольца. При этом предположении нетрудно показать, что пропускная способность любого кольца будет примерно одинаковой, если выбирать количество отверстий в каждом кольце равным соответствующим числу Фибоначчи. Действительно, пропускная способность n -го кольца с числом отверстий Z равна

$$K_{i,n} = \frac{Z_i f_0}{\pi R_n^2 - R_{n-1}^2},$$

где $f = \pi \cdot r_0^2$ – площадь отверстия.

Соответственно для $(i+1)$ -го кольца с числом отверстий $(n+1)$ имеем

$$K_{i+1,n+1} = \frac{Z_{n+1} f_0}{\pi R_{i+1}^2 - R_i^2},$$

По условию $K_{i,n} \approx K_{i+1,n+1}$, следовательно

$$\frac{Z_n f_0}{\pi R_i^2 - R_{i+1}^2} : \frac{Z_{n+1} f_0}{\pi R_{i+1}^2 - R_i^2} = 1$$

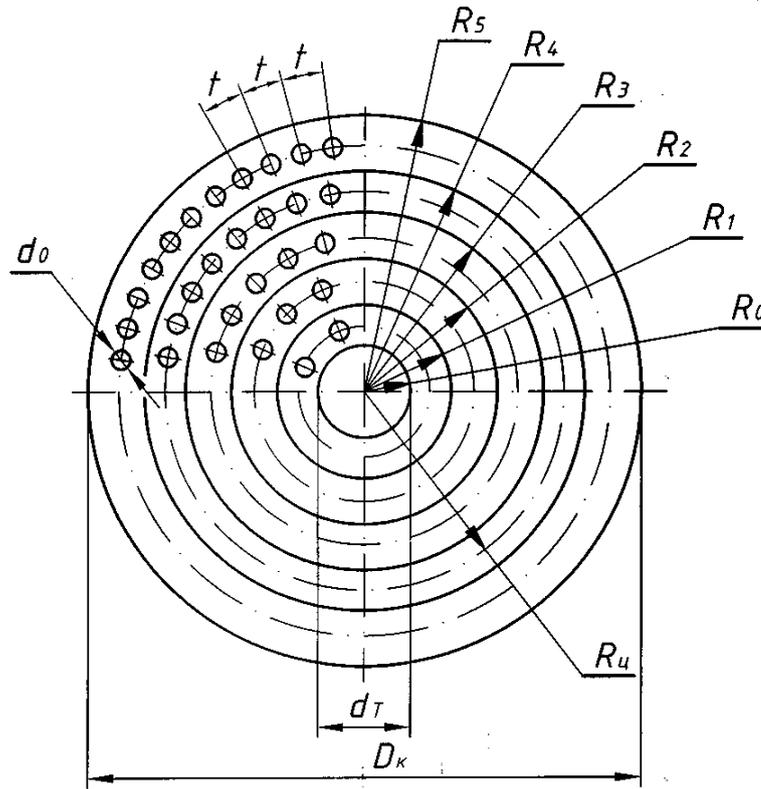


Рисунок 1 – Схема ножевой решетки, перфорация которой рассчитана на основе соотношения «золотого» сечения:

D_k – диаметр наружного корпуса перегородки; d_T – диаметр посадочного отверстия; d_0 – диаметр отверстия; R_0 – радиус посадочного отверстия; R_1 – радиус первого условного кольца; $R_{2...5}$ – радиусы второго.....пятого условных колец; R_n – центральный радиус n-го условного кольца

Отсюда получаем:

$$\frac{Z_{n+1}}{Z_n} \approx \frac{R_{i+1}^2 - R_i^2}{R_i^2 - R_{i-1}^2} = \frac{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_i R_0^2}{\alpha_{i+1} R_0^2 - \alpha_{i-1} R_0^2} = \Phi$$

Таким образом, чем больше количество отверстий Z_n в кольцах, тем точнее будет соблюдаться условие $K_{i,n} \approx K_{i+1,n+1}$ и, тем самым, будет уменьшаться аэродинамическое (гидравлическое) сопротивление перегородки.

Данная модель справедлива при любом диаметре отверстий и различных их количествах, но значения диаметров отверстий и их число должно быть принято из ряда чисел Фибоначчи. [5,6,7]

Новые технические решения. На рисунке 2 представлена принципиально-конструктивная схема нового режущего механизма волчка. [8]

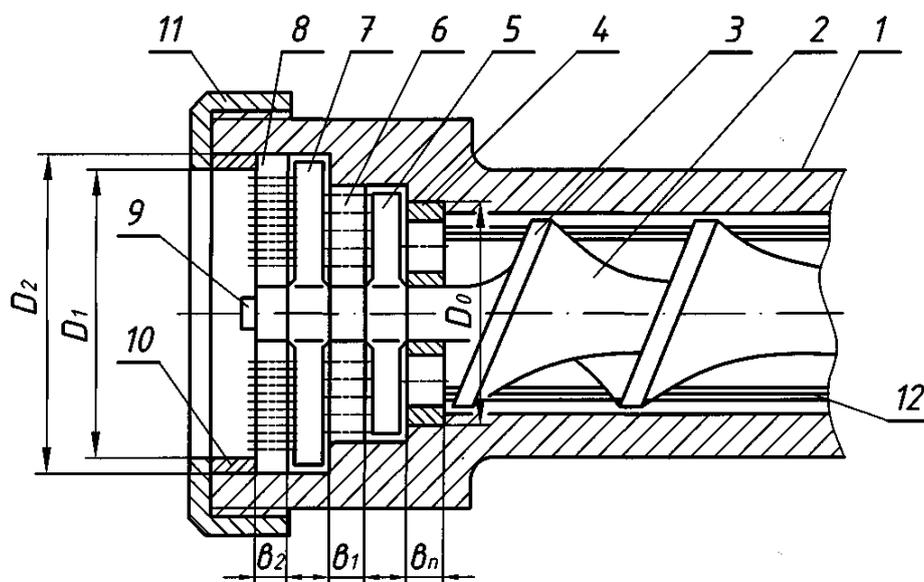


Рисунок 2 - Режущий механизм волчка по патенту на изобретение РБ № 2284

Устройство для измельчения продуктов содержит корпус 1, шнек 2 нагнетательного типа с ребрами 3, подрезную решетку 4, первый подвижный нож 5, приемную ножевую решетку 6, второй подвижный нож 7 и выходную решетку 8, при этом нож 5 установлен между подрезной 4 и приемной 6 решетками, а нож 7 – между приемной 6 и выходной 8 решетками.

Подрезная решетка 4, нож 5, приемная решетка 6, нож 7 и выходная решетка 8 установлены на стальном пальце 9 с параллельными лысками. Палец 9 ввинчен в торец шнека 2.

Снаружи ножи 5 и 7 и решетки 4, 6 и 8 плотно прижаты упорным кольцом 10 и гайкой 11. Решетки 4, 6 и 8 свободно установлены на пальце 9, но предохранены от проворачивания специальной шпонкой (не показана), закрепленной в корпусе 1. Благодаря лыскам, ножи 5 и 7 вращаются одновременно с пальцем 9, и, соответственно со шнеком 2, который через редуктор соединен с электродвигателем (не показаны).

На внутренней стенке корпуса 1 в зоне установки шнека 2 выполнены продольные ребра 12, препятствующие проворачиванию продукта.

Неподвижная подрезная решетка 4 состоит из внутреннего и наружных колец, соединенных тремя перемычками, заточенными с одной стороны и образующих три окна для прохода измельченного сырья.

Неподвижные приемная 6 и выходная 8 ножевые решетки выполнены в виде перфорированных дисков разного наружного диаметра и толщины и являются парными режущими деталями с вращающимися ножами 5 и 7.

Отверстия перфорации в ножевых решетках 6 и 8 прямые, цилиндрические. Диаметр отверстий в решетках 6 и 8 по ходу движения продукта уменьшается, а количество отверстий – увеличивается. Диаметры отверстий в приемной 6 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой соотношением:

$$d_1 = 1,618 \cdot d_2. \quad (4)$$

где d_1 – диаметр отверстий в приемной ножевой решетке;
 d_2 – диаметр отверстий в выходной ножевой решетке;
 1,618 – коэффициент пропорциональности, равный (Φ).

Количество отверстий в приемной 6 и выходной 8 ножевых решетках связаны между собой зависимостью:

$$Z_1 = \left[\frac{Z_2}{2,618} \right], \quad (5)$$

где квадратные скобки обозначают целую часть числа;

Z_1 - количество отверстий в приемной ножевой решетке 6;

Z_2 - количество отверстий в выходной ножевой решетке 8;

2,618 – коэффициент пропорциональности, равный $(\Phi)^2$.

Решетки 4, 6 и 8 имеют разную толщину:

b_n - толщина подрезной решетки 4:

b_1 - толщина приемной решетки 6;

b_2 - толщина выходной решетки 8.

При этом $b_n > b_1$ и $b_1 > b_2$.

Кроме того, толщины решеток 6 и 8 связаны между собой зависимостью:

$$b_2 = \frac{b_1}{4,236}, \quad (6)$$

где 4,236 – коэффициент пропорциональности, равный $(\Phi)^2 \cdot \Phi$.

Решетки 4, 6 и 8 имеют разные наружные диаметры: D_0 – наружный диаметр подрезной решетки 4;

D_1 – наружный диаметр приемной решетки 6;

D_2 – наружный диаметр выходной решетки 8;

Здесь: $D_0 < D_1$ и $D_1 < D_2$ или $D_1 = 1,272D_0$, $D_2 = 1,272D_1$

Параметры перфорации приемной ножевой решетки 6 связаны с параметрами отверстий подрезной решетки 4 уравнением

$$Z_1 = \left[1,272 \cdot \frac{F_0}{d_1^2} \right], \quad (7)$$

где F_0 – площадь проходного сечения подрезной решетки 4;

1,272 – коэффициент пропорциональности, равный $\sqrt{\Phi}$.

Длины лезвий ножей 5 и 7 равны, соответственно, диаметрам приемной решетки 6 и выходной решетки 8.

Расчет количества отверстий и их диаметров в решетках 6 и 8 по формулам (4), (5) и (6) обуславливает равенство площадей проходных (живых) сечений во всех трех решетках: подрезной 4, приемной 6 и выходной 8.

Одновременно это обеспечивает равенство местных сопротивлений всех трех решеток.

Уменьшение толщины решеток 4, 6 и 8 по ходу движения продукта способствует снижению линейных сопротивлений трения в отверстиях перфорации, а расчет толщины решеток 6 и 8 по формуле (6) обеспечивает достижение равного гидравлического сопротивления решеток 6 и 8 между собой по линейным потерям.

Таким образом, решетки 6 и 8 имеют одинаковое гидравлическое сопротивление.

Продукт, предварительно нарезанный кусочками массой от 50 до 200 г, подается в корпус 1, где захватывается вращающимся шнеком и транспортируется им вдоль корпуса к режущим инструментам. По мере продвижения продукт, за счет уменьшения шага витков шнека, уплотняется и подходит к рабочим инструментам в виде сплошной массы, проходит через крупные отверстия (три окна) подрезной решетки 4 и отрезает от основной массы ее режущими кромками и вращающимся ножом 5. Затем предварительно

измельченный продукт вдавливается в отверстия приемной решетки 6. При входе и выходе продукта из отверстий приемной ножевой решетки 6 происходит ее разрезание режущими кромками второго двухстороннего ножа 7 и выходными кромками отверстий приемной ножевой решетки 6. За счет постоянного подпора продукт прижимается к плоскости выходной ножевой решетки 8, где происходит дальнейшее его измельчение, аналогичное рассматриваемому.

Качество готового продукта и величина усилий резания (энергозатраты) во многом определяется гидравлическим сопротивлением режущего инструмента, основу которого составляет неподвижные приемная 6 и выходная 8 решетки.

В известных конструкциях все три решетки (подрезная, приемная и выходная) имеют одинаковую толщину. Однако при уменьшении диаметра отверстий и одновременном увеличении их количества при постоянной толщине резко возрастают линейные потери давления и, таким образом, гидравлическое сопротивление выходной решетки больше гидравлического сопротивления приемной решетки. [9,10]

Как известно, общие потери давления H_0 в канале постоянного диаметра определяются как сумма линейных и местных сопротивлений транспортируемого сырья.

$$H_0 = H_{л} + H_{м},$$

где $H_{л}$ – линейные потери давления, определяются по формуле:

$$H_{л} = \lambda \chi \frac{l \cdot W^2}{d \cdot 2} \cdot c,$$

где λ – коэффициент трения;

l – длина канала, м;

d – внутренний диаметр канала, м (диаметр отверстий);

W – скорость движения сырья, м/с;

ρ – плотность сырья, кг/м³;

$H_{м}$ – потери давления на местные сопротивления (внезапное сужение или расширение). Величина потерь напора (давления) на преодоление местных сопротивлений определяется по формуле:

$$H_{м} = \sum \xi \cdot \frac{W^2}{2} \cdot c,$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления.

Так как проходные сечения решеток 6 и 8 одинаковые, то можно принять, что местные сопротивления для решеток 6 и 8 равны между собой, т.е. $\sum H_{м(1)} = \sum H_{м(2)}$

И в этой связи рассмотрим только линейные потери давления при движении сырья через решетки 6 и 8.

$$1) \text{ для приемной } \sum H_{м(1)} = \lambda_1 \cdot \frac{l_1 \cdot W_1^2}{d_1 \cdot 2} \cdot c_1 \cdot Z_1,$$

$$2) \text{ для выходной решетки } \sum H_{м(2)} = \lambda_2 \cdot \frac{l_2 \cdot W_2^2}{d_2 \cdot 2} \cdot c_2 \cdot Z_2$$

$$\text{По условию } \sum H_{м(1)} = \sum H_{м(2)}.$$

$$\text{Принимаем, что } W_1 = W_2, c_1 = c_2, \lambda_1 = \lambda_2, \text{ тогда } \frac{l_1}{d_1} \cdot Z_1 = \frac{l_2}{d_2} \cdot Z_2.$$

Однако длина канала – это толщина решетки.

Значит $l = b$, или $\frac{b_1}{d_1} \cdot Z_1 = \frac{b_2}{d_2} \cdot Z_2$ (относительная эквивалентная длина решетки).

С другой стороны $Z_1 = \left[\frac{Z_2}{2,618} \right]$, а $d_1 = 1,618 \cdot d_2$. или

$$\frac{b_1 \cdot Z_1}{1,618 \cdot d_2 \cdot 2,618} = \frac{b_2}{d_2} \cdot Z_2.$$

Окончательно имеем $b_2 = \frac{b_1}{4,236}$.

Практическое применение. Новый режущий механизм обладает повышенной износостойкостью, позволяет на 15...20% увеличить производительность волчка при существенном улучшении качества процесса измельчения и снижении удельных энергозатрат на 10... 15%.

В новом режущем механизме основные геометрические и конструктивные параметры ножей и ножевых решеток взаимоувязаны между собой на основе теории предпочтительных чисел. Кроме того, зубья ножей и отверстия в выходных решетках выполнены наклонными, что способствует более интенсивному перемещению измельчаемого сырья в продольном направлении от шнека к выходной ножевой решетке. Общий вид режущего механизма волчка типа представлен на рис. 3.

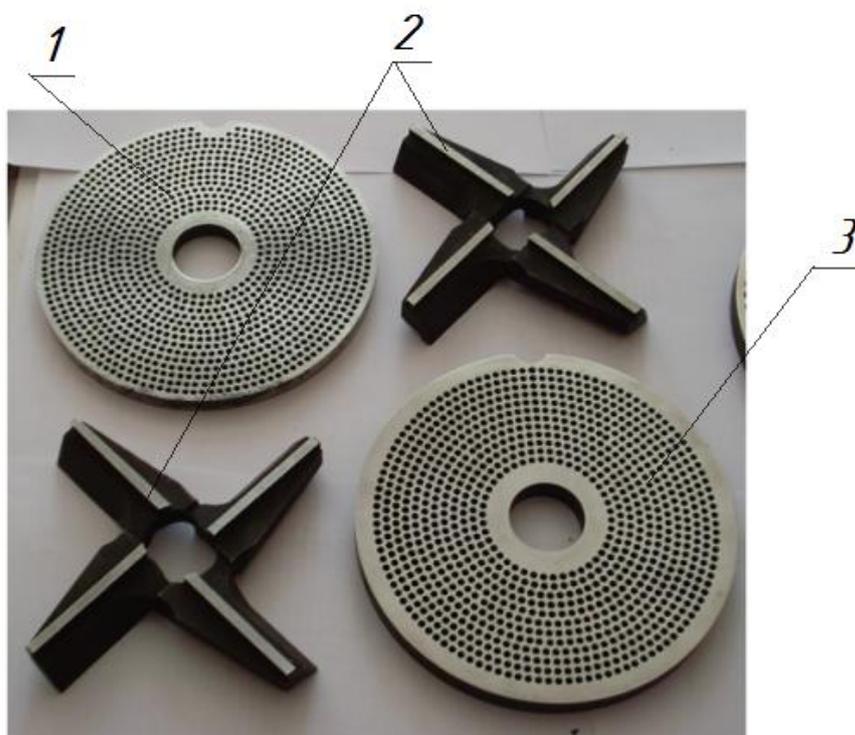


Рисунок 3 - Новый режущий механизм волчка
1 – выходная ножевая решетка; 2 – вращающийся нож; 3 – приемная ножевая решетка

В соответствии с новой методикой все основные геометрические размеры решеток и ножей взаимоувязаны между собой, при этом значения геометрических параметров определяются с точностью до третьего знака после запятой с использованием всего трех

коэффициентов: 1,272; 1,618 и 2,618 или $\sqrt{\Phi}$, Φ и $(\Phi)^2$, где $\Phi = 1,618\dots$ – значение «золотой» пропорции. В результате такого подхода режущий механизм работает слаженно, гармонично, бесшумно. [2,3]

Режущий механизм защищен патентами на изобретения Республики Беларусь № 3301, № 2283, № 1522, № 3748 и № 5964.

На ПРУП «ЗАВОД ЭПОС» (г. Логойск) налажено производство по изготовлению нового режущего инструмента для всего типоразмерного ряда волчков.

Заключение. Разработанная математическая модель перфорированной перегородки позволяет получить одинаковую пропускную способность по всей рабочей поверхности ножевой решетки, при этом количество отверстий и их диаметр необходимо принимать из ряда предпочтительных чисел.

Использование теории предпочтительных чисел позволяет получить одинаковое проходное сечение по всей длине режущего механизма при равном гидравлическом сопротивлении трех ножевых решеток между собой: подрезной, приемной и выходной.

Применение теории чисел дает возможность унифицировать режущие механизмы волчков для всего класса машин и интегрировать их в мировую систему конструирования новой техники.

Список использованных источников

1. Бухштаб, А.А. Теория чисел / А.А. Бухштаб. – М.: Просвещение, 1966. – 384 с.
Buhstab, A.A. Number theory / A.A. Buhstab.- М.: Prosveshchenie, 1966. – 384 p.
2. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел: ГОСТ 8032-84 (СТ СЭВ 3961-83). Введ. 01.07.85. – М.: Изд-во стандартов, 1987 – 19 с.
Preferred numbers and Preferred numbers sequences: State Standard 8032-84. Introduced 01.07.85. – М.: Standard publishing house, 1987 – 19 p.
3. Воробьев, Н.Н. Числа Фибоначчи / Н.Н. Воробьев.- М.М.: Наука, 1969. – 216 с.
Vorobyov, N.N. Fibonacci numbers / N.N. Vorobyov.- М.М.: Nauka, 1969. – 216 p.
4. Васютинский, Н.А. Золотая пропорция / Н.А. Васютинский.- М.: Мол. Гвардия, 1990. – 123 с.
Vasyutinskiy, N.A. Golden proportion / N.A. Vasyutinskiy.- М.: Mol. Gvardiya, 1990. – 123 p.
5. Иванус, А.И. Код да Винчи в бизнесе или гармоничный менеджмент по Фибоначчи / А.И. Иванус. – М.: Ленанд, 2005. – 104 с.
Ivanus, A.I. The Da Vince Code in business or congruous management according to Fibonacci / A.I. Ivanus. – М.: Lenand, 2005. – 104 p.
6. Фернандо, К. Золотое сечение. Математический язык красоты: пер. с англ. / К. Фернандо. – М.: Де Агостини, 2013. – 160 с.
Fernando, K. Golden section. The mathematical language if beauty: translated from English / K. Fernando. – М.: De Agostini, 2013. – 160 p.
7. Груданов, В.Я. Основы инженерного творчества / В.Я. Груданов. – Мн.: Изд. центр БГУ, 2005. – 299 с.
Grudanov, V.Y. The basis for engineering creativity / V.Y. Grudanov.- Мн.: BSU publishing centre, 2005.- 299 p.
8. Груданов, В.Я. «Золотая» пропорция в инженерных задачах / В.Я. Груданов. – Могилев, МГУ им. А.А. Кулешова, 2006. – 288 с.
Grudanov, V.Y. «Golden proportion» in engineering problems / V.Y. Grudanov.- Mogilev, Mogilev State A. Kuleshov University, 2006.- 288 p.
9. Бренч, А.А. Энергосберегающие машины для измельчения мясного сырья: монография / А.А.Бренч. – Минск: БГАТУ, 2009. – 220 с.
Brench, A.A. Energy saving machines for grinding meat raw materials / A.A. Brench. – Minsk: BSATU, 2009. – 220 p.
10. Груданов, В.Я. Применение новых режущих инструментов для измельчения мясного сырья/В.Я. Груданов, А.А.Бренч, Л.Т Ткачева, С.Н. Ходакова // Хранение и переработка сельхозсырья. Москва, 2012. – №5. – С. 66–69.
Grudanov, V.Y. Use of new cutting instruments for grinding meat raw materials / V.Y. Grudanov, A.A. Brench, L.T. Tkacheva, S.N. Khodakova // Agricultural raw materials storage and processing. Moscow, 2012. – №5. – P. 66–69.