

CALCULATION OF PERFORMANCE FOR MECHANICAL DEBONING SCREW PRESSES CONSIDERING COUNTERPRESSURE

РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШНЕКОВЫХ ПРЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБВАЛКИ С УЧЕТОМ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ

Ostroukh A.S., Abaldova V.A.

All-Russian Scientific Research Institute of Poultry Processing Industry – Branch of the Federal Scientific Center

«All-Russian Research and Technological Poultry Institute» of Russian Academy of Sciences

Ключевые слова: шнек, пресс, механическая обвалка мяса, эмпирическая формула, давление, противодействие.

Keywords: screw, press, mechanical deboning meat, empirical formula, pressure, counterpressure.

Аннотация

В статье представлен анализ и формализация существующих методов расчета производительности различных видов оборудования, для механической обработки сырья со шнековым рабочим органом (волчки, мешалки, насосы). Отмечается, что данные методы не учитывают наличия противодействия на выходе, где наблюдается обратный поток обрабатываемого сырья, поэтому расчет производительности, например, волчков и насосов производят упрощенно за счет использования одного эмпирического коэффициента, связывающего конструктивные параметры, структурно-механические характеристики сырья и величину противодействия с производительностью.

Показано, что существующие методики расчетов производительности разрабатывались для гомогенной среды, с использованием ньютоновской изотермической модели и их согласование с экспериментальными данными производилось путем введения соответствующих эмпирических коэффициентов. Эти рекомендации широко используются, однако они не позволяют производить расчет производительности с учетом противодействия.

Исследование проведено математическим путем на базе методики, в которой за основу принят прием «развертывания винтового канала» в виде прямоугольника, накрытого пластиной (стенкой камеры рабочего цилиндра) и движущегося с постоянной скоростью. Главное внимание обращается на принятое условие, что канал шнека выполнен в виде прямоугольника, одна из сторон которого равна глубине нарезки, а вторая сторона равна шагу нарезки.

Разработано уравнение, связывающее объемную производительность с геометрическими параметрами шнека, формула определения объемной производительности обратного движения массы и уравнение, связывающее фактическую производительность шнека с его геометрическими параметрами, частотой вращения, противодействием и реологическими характеристиками подаваемого сырья. Рассчитана величина потери производительности шнекового пресса при обратном потоке мяса через щель. Впервые разработан метод расчета производительности шнековых прессов механической обвалки, позволяющий учитывать влияние зазоров между гребнем шнека и корпусом, а также зазоров «гильза-шнек» на величину потерь производительности оборудования.

Abstract

The article presents an analysis and formalization of existing methods for calculating the performance of different equipment for mechanical processing of raw materials with screw working body (grinders, mixers, pumps). It is noted that these methods do not consider the presence of counterpressure at the exit, where the reverse flow of the processed raw material is observed. Thus, the calculation of performance (e.g. grinders and pumps) is carried out more simply through the use of single empirical coefficient linking the design parameters, structural and mechanical properties of raw materials and the value of counterpressure with performance.

It is shown that the existing calculation methods are developed for a homogeneous medium using Newtonian isothermal models and that their adjustment to experimental data was carried out by introducing the relevant empirical coefficients. These recommendations are widely used, but they do not allow the calculation of performance based on the counterpressure.

The study was conducted mathematically by the method based on the technique of «deployment of the screw channel» in the form of a rectangle covered by plate (wall of the working cylinder) and moving at a constant speed. The main attention is drawn to the assumption that the screw channel has the form of a rectangle, one side of which is equal to the depth of thread and the second side is equal to the pitch of thread.

The equation linking volumetric performance with the geometric parameters of the screw, the formula for determining the volumetric performance of the reverse flow and the equation linking the actual performance of the screw with its geometrical parameters, rotation speed, counterpressure and the rheological characteristics of raw materials are developed. The value of performance loss for the screw press is calculated considering reverse flow of meat through the gap. For the first time, a method for calculating the performance of mechanical deboning screw presses is developed allowing to consider the effect of the gaps between the tip of the screw and the chamber, as well as the effect of «sleeve-screw» gaps on the value of the performance loss.

Введение

Механическую обвалку мяса птицы на птицеперерабатывающих предприятиях проводят с использованием различных типов оборудования: гидравлических установок, барабана с гибкой лентой, шнековых прессов [1]. Наибольшее распространение получили установки для обвалки, основным рабочим органом которых является шнек, выполненный в виде единого блока, состоящего из двух зон: питающей (подающей) и сепарирующей. Питающая зона шнека обеспечивает захват, транспортировку и подпрессовку сырья, сепарирующая часть — обеспечивает создание высокого давления, благодаря чему происходит выделение мясной массы через отверстия гильзы (втулки).

Оставшаяся после сепарирования костная масса с остатками кожи и мышечной ткани удаляется через кольцевую щель между коническими поверхностями хвостовика шнека и клапана (конусной втулки). Перемещением клапана вдоль оси шнека регулируется величина давления прессования, обеспечивая требуемый уровень выхода мяса механической обвалки.

При эксплуатации шнековых прессов для обвалки мяса птицы существует проблема обратного хода сырья, что с экономической точки зрения не эффективно. Поэтому особого внимания заслуживает разработка методики расчета производительности шнековых шнековых установок с учетом противодействия

Анализ методов расчета производительности шнековых устройств различных видов оборудования механической обработки сырья (волчки, мешалки, насосы) показал, что они не учитывают наличия противодействия на выходе, где наблюдается обратный поток продукции, снижающий производительность оборудования. Поэтому при существующей практике расчет производительности шнековых устройств таких, как волчки и насосы, производится весьма упрощенно за счет использования эмпирического коэффициента ϕ , связывающего конструктивные параметры шнека, скорость его вращения, величину зазора между гребнем шнека и поверхностью рабочего цилиндра, структурно-механические характеристики сырья и величину противодействия с производительностью. Например, значение этого коэффициента для волчков составляет $0,25 \div 0,35$ [2], что свидетельствует о существенном влиянии противодействия на величину производительности.

Проблема обратного хода сырья в шнековых прессах существует и в разных отраслях промышленности: нефтяной (при добыче и переработке вязких сред) [3], в пищевой промышленности (например, при обезвоживании маниоки) [4, 5], при экструзии полимерных материалов [6]. Так, в статье [4] авторы изучали характер изменения давления вдоль оси шнека при обезвоживании маниоки. Полученный результат представлен распределением давления по

Introduction

Mechanical deboning at poultry processing plants is carried out using various types of equipment: hydraulic equipment, drum with a flexible tape, and screw presses [1]. The most widely used equipment for deboning has a screw as the main working body, which is designed as a single unit consisting of two areas: feeding zone and separating zone. The feeding part of screw enables capture, transport and prepressing of raw material and separating part generates high pressure, so the meat mass come out through the sleeve opening.

After separation, the remaining part of bone, skin, and muscle tissue is removed through the ring-shaped gap between the conical surfaces of the screw and the conical sleeve. Compaction pressure is adjusted by moving the sleeve along the axis of the screw providing the required level of output rate for mechanically deboned meat.

When using screw presses for poultry deboning, there is a problem of raw material reverse flow that is effective from economic point of view. Therefore, special attention should be paid to develop methodology for calculating performance of screw equipment considering counterpressure.

The analysis of methods for calculating the performance of various types of screw equipment designed for mechanical processing of raw materials (grinders, mixers, pumps) has shown that these methods do not consider the presence of the counterpressure at the output, where reverse flow of product is observed reducing the performance of equipment. Therefore, under the current practice, the calculation of performance of screw equipment such as grinders and pumps, is carried out in a very simplified manner through the use of empirical coefficient ϕ linking the design parameters of the screw, speed of rotation, the gap between the tip of the screw and the surface of the working cylinder, structural and mechanical characteristics of raw materials, and counterpressure value with the performance. For example, the value of this coefficient for grinders is 0.25 to 0.35 [2], which indicates a significant impact of counterpressure value on the performance.

The problem of reverse flow of raw materials in screw presses exists in different sectors: in oil industry (mining and processing of viscous media) [3], in food industry (for example, dehydration of cassava) [4, 5], in the extrusion of polymer materials [6]. Thus, in [4] the authors studied the nature of pressure variability along the screw axis in dehydration of cassava. The result obtained is shown by the pressure distribution along the screw axis and by the

оси шнека и значениями параметров для проектирования оборудования. В последующих статьях авторы исследовали влияние скорости вращения шнека от 20 об/мин до 100 об/мин и давления на производительность. Величина противодействия установлена экспериментально [5].

В монографии [6] представлены методы расчета, приведены алгоритмы и программное обеспечение, позволяющее производить автоматизированное проектирование шнекового оборудования. Разработанные авторами методики базируются на теоретических и экспериментальных исследованиях процесса экструзии полимерных материалов в одношнековых машинах и смешение и диспергирование высоковязких полимерных композиций в двухшнековых экструдерах.

Расчеты шнековых устройств технологического оборудования мясной промышленности представлены в монографиях [7, 8, 9]. Пелеев А.И. [7] приводит математические модели расчета производительности любых одновинтовых и одношнековых устройств со свободным отводом продукта и шнековых и винтовых устройств, работающих с противодействием. Последняя определена по формуле Шенкеля, включающей три слагаемых: максимально возможную, производительность шнека, потерю производительности в результате обратного движения массы вдоль канавки шнека и потерю производительности вследствие возврата массы через щели.

Приведенные литературные данные [3–9] позволяют сделать вывод о том, что в настоящее время отсутствует общая математическая теория течения не-ньютоновских жидкостей в шнековом канале, что не дает возможности теоретически достоверно рассчитывать производительность питающей части шнекового пресса и приводит к необходимости разработки математических моделей, использование которых возможно с необходимой дополнительной экспериментальной корректировкой расчетных зависимостей. Дополнительным аргументом в пользу разработки упрощенной модели расчета производительности питающей части шнековых прессов механической обвалки является фактор неоднородности сырья, имеющего различные прочностные характеристики при сжатии.

Цель работы: разработать математическую модель расчета производительности шнекового пресса механической обвалки с учетом противодействия.

Объекты и методы исследований

Объекты исследования:

- шнековый пресс механической обвалки мяса птицы Уникон, производительностью 1000 кг/ч;
- мясокостное сырье (кости мяса птицы с прирезами мякотных тканей 40% — неоднородная масса, состоящая из мышечной, жировой, соединительной и костной ткани с различными прочностными характеристиками).

parameters for the equipment engineering. In subsequent articles authors investigated the effect of screw speed (20 to 100 rpm) and pressure on the performance. The value of counterpressure is experimentally determined [5].

In [6], methods of calculation, algorithms and software that allows to make computer-aided design of screw equipment are presented. The methods developed by the authors are based on theoretical and experimental studies of polymer materials extrusion process in single-screw machines and mixing and dispersion of high viscosity polymer compositions in double-screw extruders.

Calculations of screw equipment in meat industry are presented in [7, 8, 9]. Peleev A.I. [7] discusses the mathematical models for calculating the performance of any single-screw equipment with a free product output and screw machines operating with counterpressure. The latter model is defined by Schenkel formula consisting of three components: the highest possible screw performance, the loss of performance as a result of the product reverse flow along the groove of the screw, and the loss of performance due to return of the product through the gaps.

These literature data [3–9] allow to conclude that, currently, there is no general mathematical theory of non-Newtonian fluids flow in the screw channel, which makes it impossible to reliably calculate the theoretical performance of the feeding part of screw press. Thus, there is need to develop the mathematical models that can be used with the required additional experimental adjustment of calculated dependences. An additional argument in favor of the development of a simplified model for calculating the performance of the feeding part of mechanical deboning screw press is the fact of raw material heterogeneity resulting in different strength characteristics at compression.

The objective was to develop the mathematical model for calculating the performance of mechanical deboning screw press considering counterpressure.

Objects and methods

Objects of research:

- Unicon screw press for mechanical deboning of poultry meat with performance of 1000 kg/h;
- Meat and bone materials (poultry bones with remaining muscle tissue 40% — non-homogeneous mass consisting of muscle, fat, connective, and bone tissue with different strength characteristics);

— мясо механической обвалки (однородная тонкоизмельченная гомогенная масса, обладающая структурно-механическими свойствами, отличными от исходного сырья).

Метод исследования — математический.

Результаты и их обсуждение

Принцип работы шнековых прессов серии Уникон и процесс мехобвалки мяса птицы с их использованием достаточно подробно рассмотрены в работах [9, 10, 11, 12], где показано, что их производительность определяется как конструктивными параметрами шнека (величиной наружного диаметра, глубиной и шагом нарезки, скоростью его вращения), так и прочностными характеристиками перерабатываемого сырья (тушки, части тушек, шеи, каркасы).

Принцип работы указанных прессов заключается в обработке сырья давлением, связанным с объемным его сжатием и по классификации технологического оборудования мясной промышленности они могут быть отнесены к классу специальных прессов [7]. Этот тип оборудования характеризуется воздействием высокого давления на сырье с разрушением его структуры и выделением из нее мягкой фракции, при этом для обеспечения обвалки мяса требуется давление не менее 300×10^5 Па.

С другой стороны, по принципу измельчения сырья путем резания, шнековые presses могут быть отнесены к классу мясо резательных машин. Этот тип оборудования также предполагает наличие давления прессования, необходимого для вдавливания материала в отверстие решетки, однако его величина значительно меньше. В связи с этим для обоснования методики расчета основных технических характеристик прессов серии Уникон целесообразно предварительно ознакомиться с конструкцией и принципом работы наиболее представительных образцов указанных классов: пресс непрерывного действия для обработки шквары и отжима из нее жира МП-4А и волчок МП-82. Шнек пресса МП-4А выполнен с переменным шагом (как и в шнеке пресса типа Уникон) передняя часть которого имеет подающие витки, обеспечивающие захват шквары и подачу ее к прессующим виткам более крутой нарезки. Прессующая часть шнека помещена в зерном (рабочем) цилиндре, состоящем из набора стальных пластин с канавками, выполненными таким образом, что при их сборке образуются продольные щели для вытекания жира при прессовании. Давление прессования и степень отжатия шквары в зерном цилиндре регулируется перемещением конуса (а в шнековом прессе — перемещением кольцевого клапана) установленного на выходе из цилиндра и образующего кольцевую щель, величина которой изменяется с помощью червячного механизма. Таким образом, принцип работы шнека с зерным механизмом сходен с принципом работы сепарирующего пресса, а основ-

— Mechanically deboned meat (finely cut homogeneous mass, which has the structural and mechanical properties different from the original raw material).

The research method is mathematical.

Results and discussion

The operation principle of Unicon screw presses and the process of mechanical deboning of poultry meat using these presses is detailed in [9, 10, 11, 12]. These works show that the performance of these presses is defined both by design parameters of the screw (the size of the outer diameter, depth and pitch of thread, speed of its rotation) and the strength characteristics of the processed raw materials (carcasses, carcass parts, necks, etc.).

The operation principle of these presses is the processing of raw materials using pressure related to volumetric compression. According to classification of technological equipment in meat industry, these presses can be classified as special presses [7]. This type of equipment is also characterized by the action of high pressure on raw materials with the destruction of its structure and separation of soft fraction. Meat deboning requires pressure of at least 300×10^5 Pa.

On the other hand, in view of the principle of raw material grinding by cutting, screw presses may be classified as meat cutting machines. This type of equipment also requires a compaction pressure to force the material into the hole of lattice, but its value is much less. In this connection, to support the method of calculating the basic characteristics of Unicon presses it is advisable to study the construction and the operation principle of most representative equipment in these classes: continuous action press for processing of greaves and fat pressing-out, model MP-4A, and grinder, model MP-82. The screw of MP-4A press is produced with variable pitch (as in the Unicon screw press), the front part of which has feeding turns providing greaves capture and feeding it to pressing turns. The pressing part of screw placed in pressing (working) cylinder consisting of a set of steel plates with grooves made so that when they are assembled they form longitudinal gaps for fat leakage during pressing. Compaction pressure and degree of greaves squeezing in pressing cylinder is adjusted by moving the cone (and in screw press, by moving the annular sleeve) installed at the outlet of the cylinder and forming an annular gap, which size is changed by the worm gear. Thus, the operation principle of the screw with

ное различие в том, что в шнековых прессах серии Уникон шнек выполняет дополнительно и функцию режущего элемента при сепарации.

В этой связи для анализа процесса резания мяса целесообразно рассмотреть принцип работы и конструкцию волчка МП-82, являющегося представительным образцом класса мясо резательных машин. Основными узлами волчка МП-82 являются приемно-подающий и режущий механизмы. Производительность волчка определяется пропускной способностью режущего механизма. Подающий механизм имеет два шнека, расположенных на одном валу, но имеющих разные скорости вращения. Диаметр первого шнека (нагнетающего) значительно больше диаметра второго, благодаря чему обеспечивается равномерная загрузка волчка с подпрессовыванием материала при его подаче в режущий механизм. Режущий механизм отделен от рабочей зоны шнека и состоит из приемной решетки, ножа, промежуточной решетки, второго крестового ножа и выходной решетки с отверстиями диаметром 3 мм. Тип волчка выбран одновинтовым без устройства для принудительной подачи сырья из загрузочного бункера, сходным с шнековым прессом, а его диаметр решетки (82 мм) и скорость вращения шнека наиболее близки к диаметру шнека У-1000 (95,1 мм) и скорости его вращения 180 об/мин. Износ ребер цилиндра и наружной кромки шнека снижает производительность пресса, так как увеличивается щель, через которую под давлением в рабочей части вытесняется обратно «текучая» фракция мяса. Уменьшение производительности при этом прямо пропорционально величине щели, возведенной в куб и величине давления, создаваемого в рабочей части волчка [7]. Из анализа принципа работы и конструкции волчка МП-4А и пресса МП-82 можно сделать вывод, что методика расчета основных параметров технологического оборудования шнековых прессов серии Уникон может быть построена на использовании методик расчета двух типов технологического оборудования: специальных прессов и мясо резательных машин.

Первый тип оборудования характеризуется воздействием очень высокого давления, второй тип также предполагает наличие давления, однако его величина значительно меньше. Кроме того, для обеспечения процесса резания в мясо резательных машинах предусмотрено наличие режущего механизма. Поэтому за основу методики расчета производительности шнекового пресса Уникон может быть принята методика расчета производительности волчков (как наиболее близкая), но с учетом специфики обвалки мяса.

Производительность волчка определяется по производительности режущего механизма. Применительно к решению настоящей задачи целесообразно остановиться на расчете режущего механизма волчка, порядок проведения которого изложен в работе Пелева А.И. [7]. За основу при расчете принято предполо-

жение, что прессующий механизм подобен по принципу действия механизму разделяющего пресса, и основное различие в том, что в Уникон шнековых прессах шнек имеет дополнительную функцию нарезания во время сепарации.

В этой связи, для анализа процесса резания мяса полезно рассмотреть принцип работы и конструкцию МП-82 волчка, который является представительным примером мясо резательных машин. Основные компоненты МП-82 волчка – приемно-подающий и режущий механизмы. МП-82 волчок определяется по пропускной способности режущего механизма. Подающий механизм состоит из двух шнеков, расположенных на одном валу, но имеющих разные скорости вращения. Диаметр первого шнека (нагнетающего) значительно больше диаметра второго, благодаря чему обеспечивается равномерная загрузка волчка с подпрессовыванием материала при его подаче в режущий механизм. Режущий механизм отделен от рабочей зоны шнека и состоит из приемной решетки, ножа, промежуточной решетки, второго крестового ножа и выходной решетки с отверстиями диаметром 3 мм. Тип волчка выбран одновинтовым без устройства для принудительной подачи сырья из загрузочного бункера, сходным с шнековым прессом, а его диаметр решетки (82 мм) и скорость вращения шнека наиболее близки к диаметру шнека У-1000 (95,1 мм) и скорости его вращения 180 об/мин. Износ ребер цилиндра и наружной кромки шнека снижает производительность пресса, так как увеличивается щель, через которую под давлением в рабочей части вытесняется обратно «текучая» фракция мяса. Уменьшение производительности при этом прямо пропорционально величине щели, возведенной в куб и величине давления, создаваемого в рабочей части волчка [7]. Из анализа принципа работы и конструкции волчка МП-4А и пресса МП-82 можно сделать вывод, что методика расчета основных параметров технологического оборудования шнековых прессов серии Уникон может быть построена на использовании методик расчета двух типов технологического оборудования: специальных прессов и мясо резательных машин.

Первый тип оборудования характеризуется воздействием очень высокого давления, второй тип также предполагает наличие давления, однако его величина значительно меньше. Кроме того, для обеспечения процесса резания в мясо резательных машинах предусмотрено наличие режущего механизма. Поэтому за основу методики расчета производительности шнекового пресса Уникон может быть принята методика расчета производительности волчков (как наиболее близкая), но с учетом специфики обвалки мяса.

Производительность волчка определяется по производительности режущего механизма. Применительно к решению настоящей задачи целесообразно остановиться на расчете режущего механизма волчка, порядок проведения которого изложен в работе Пелева А.И. [7]. За основу при расчете принято предполо-

жение, что сила давления, необходимого для прохода продукции через решетку, компенсируется сопротивлением среза по периметру кромки отверстия сепарирующей втулки (то есть сопротивление среза на единицу длины) $0,3 \div 4 \times 10^3$ Н/м.

Наиболее просто формализуются расчеты производительности шнековых устройств в случае свободного отвода продукции

Обычно при проведении таких расчетов рассматриваются три случая перемещения продукции:

- вдоль оси шнека без проворачивания по направляющим подобно движению гайки при вращении винта;
- по наклонной плоскости шнека без направляющих и без учета трения о рабочую поверхность;
- по наклонной плоскости шнека без направляющих и при наличии трения продукции о рабочую поверхность шнека.

В первом случае скорость осевого смещения сырья (продукции) будет равна:

$$v_0 = v \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (1)$$

где: v — окружная скорость точки, находящейся на рабочей поверхности и равная

$$v = \omega \cdot r; \quad (2)$$

где: ω — угловая скорость вращения шнека, сек^{-1} ;

r — наружный радиус шнека, м;

α — угол наклона развертки гребня шнека.

Во втором случае скорость смещения продукции вдоль наклонной плоскости шнека будет равна:

$$v_0 = v \cdot \cos \alpha; \quad (3)$$

и, соответственно, составит вдоль оси шнека

$$v_0 = v \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha; \quad (4)$$

В третьем случае скорость движения продукции по плоскости шнека (по теореме синусов) будет равна:

$$v_1 = v \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha); \quad (5)$$

и, соответственно, составит вдоль оси шнека

$$v_1 = v \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha); \quad (5)$$

где: μ — коэффициент трения.

С учетом различных значений осевой скорости v_0 объемная производительность одновиткового шнекового устройства при свободном отводе продукции будет равна:

$$M_0 = \varphi_0 \cdot v_0^{\text{cp}} \cdot f; \quad (7)$$

где: v_0^{cp} — средняя скорость поступательного движения продукции вдоль оси шнека, м/сек;

f — площадь свободного сечения желоба шнека, м^2 ;

φ_0 — коэффициент заполнения желоба шнека.

При этом v_0^{cp} для рассматриваемых случаев перемещения продукции определяется по формулам:

$$v_0^{\text{cp}} = \omega \cdot r_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_c \text{ (первый случай);} \quad (8)$$

The basis of the calculation is the assumption that pressure value required to pass through the lattice is balanced out by shear strength along the perimeter of the edge of separating sleeve opening (i.e., shear strength per length unit) 0.3 to 4×10^3 N/m.

It is the simplest to formalize the calculation of screw equipment performance in the case of free removal of product.

Usually, during such calculations, three cases of product moving are considered:

- along the screw axis without turning, like the movement of the nut while rotating the screw;
- along the inclined plane of the screw without guides and not considering the friction on the working surface;
- along the inclined plane of the screw without guides in the presence of product friction on the working surface of the screw.

In the first case, the speed of axial displacement of raw material (product) will be equal to:

$$v_0 = v \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (1)$$

where: v — the circumferential speed of a point on the working surface will be equal to:

$$v = \omega \cdot r; \quad (2)$$

where: ω — the angular speed of the screw, sec^{-1} ;

r — the outer radius of the screw, м;

α — inclination angle of the screw tip.

In the second case, the speed of product displacement along the inclined plane of the screw will be equal to:

$$v_0 = v \cdot \cos \alpha; \quad (3)$$

and, accordingly, will be along the screw axis

$$v_0 = v \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha; \quad (4)$$

In the third case, the speed of product movement along the screw plane (according to the law of sines) will be equal to:

$$v_1 = v \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha); \quad (5)$$

and, accordingly, will be along the screw axis

$$v_1 = v \cdot (\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha); \quad (5)$$

where: μ — the friction coefficient.

Taking into account the different axial speed v_0 , the volumetric performance single-turn screw equipment with free output of the product will be equal to:

$$M_0 = \varphi_0 \cdot v_0^{\text{cp}} \cdot f; \quad (7)$$

where: v_0^{cp} — average speed of onward movement of the product along the screw axis, м/сек;

f — the area of free cross section of the screw conveyer box, м^2 ;

φ_0 — screw conveyer box filling factor.

At the same time, v_0^{cp} for the discussed cases of the product movement is determined by the formulas:

$$v_0^{\text{cp}} = \omega \cdot r_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_c \text{ (the first case);} \quad (8)$$

$$v_0^{\text{cp}} = \omega \cdot r_c \cdot \sin \alpha_c \cdot \cos \alpha_c \text{ (второй случай); (9)}$$

$$v_0^{\text{cp}} = \omega \cdot r_c \cdot \sin \alpha_c \cdot (\cos \alpha_c - \mu \cdot \sin \alpha_c) \text{ (третий случай); (10)}$$

где: r_c — среднеквадратичное значение радиуса шнека, равное

$$r_c = 0,71 \sqrt{r_a^2 - r_1^2} \quad (11)$$

где: r_a и r_1 — наружный и внутренний радиусы шнека;

α_c — значение угла развертки шнека при r_c , определяемое из формулы:

$$\operatorname{tg} \alpha_c = \frac{r_a - r_1}{2\pi \cdot r_c}; \quad (12)$$

В свою очередь площадь свободного сечения желоба определяется по формуле:

$$f = \pi \cdot (r_a^2 - r_1^2) - \frac{b \cdot (r_a - r_1)}{\cos \alpha_c} \text{ м}^2; \quad (13)$$

где: b — толщина гребня шнека, м.

Ранее [10] были обоснованы и рассчитаны величины нижнего и верхнего давления прессования, при которых осуществляется процесс резания не разрушенной мышечной ткани сырья кромками сепарирующих отверстий при его вдавливании в отверстия с последующим отсечением фрагментов мяса гребнем вращающегося шнека. Наличие костной ткани в прессуемой массе облегчает процесс отделения мышечной ткани, так как прессуемое сырье кроме поступательного движения вдоль оси желоба шнека совершает и вращательное движение относительно оси желоба, перемешиваясь и перетираясь по мере продвижения к кольцевой щели клапана.

Нижнее давление прессования соответствует началу процесса прессования и обеспечивается питающей (подающей) частью шнека, верхнее — соответствует концу прессования и обеспечивается конструкцией сепарирующей зоны шнека. Величины давлений (нижнего и верхнего) определены исходя из сопротивления резанию не разрушенной структуры мяса птицы. Давление, при котором не разрушенная мышечная ткань начинает выдавливаться (истекать) из круглого отверстия, может быть определено по эмпирической формуле [9, 10, 11, 12, 13]

$$p = \frac{4\Theta}{d}, \text{ Па} \quad (14)$$

где: Θ — напряжение начала сдвига на единицу длины (сопротивление резанию), Н/м;

d — диаметр отверстия, м.

В частности принято, что для обеспечения начала процесса сепарации величина нижнего уровня давления прессования, определяемого значением предельного напряжения разрыва мышечной ткани от растяжения, (давление подпрессовки сырья перед сепарацией) должно составлять $3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (для отверстий диаметром 1,2 мм), величина верхнего, определяемого

$$v_0^{\text{cp}} = \omega \cdot r_c \cdot \sin \alpha_c \cdot \cos \alpha_c \text{ (the second case); (9)}$$

$$v_0^{\text{cp}} = \omega \cdot r_c \cdot \sin \alpha_c \cdot (\cos \alpha_c - \mu \cdot \sin \alpha_c) \text{ (the third case); (10)}$$

where: r_c — root-mean-square value of the screw radius equal to

$$r_c = 0,71 \sqrt{r_a^2 - r_1^2} \quad (11)$$

where: r_a and r_1 — the outer and inner radii of the screw;

α_c — the value of the screw sweep angle at r_c determined from the formula:

$$\operatorname{tg} \alpha_c = \frac{r_a - r_1}{2\pi \cdot r_c}; \quad (12)$$

In turn, the area of free cross section of screw conveyer box is determined by the formula:

$$f = \pi \cdot (r_a^2 - r_1^2) - \frac{b \cdot (r_a - r_1)}{\cos \alpha_c} \text{ м}^2; \quad (13)$$

where: b — the thickness of the screw tip, m.

Previously [10], the values of upper and lower compaction pressure were justified and calculated, at which the cutting process of undamaged muscle tissue of raw material is performed by the edges of separating holes when raw material is pressed into holes followed by cutting off the pieces of meat with the tip of rotating screw. The presence of bone tissue in the pressed mass facilitates separation of muscle tissue, since the pressed raw material, in addition to translational movement along the axis of screw conveyer box, performs rotational movement around the axis of screw conveyer box while raw material is mixed up and grinded as it passes to the ring-shaped gap of sleeve.

Lower compaction pressure corresponds to the beginning of the pressing process and is provided by the feeding part of the screw. Upper compaction pressure corresponds to the end of pressing process and is provided by the design of separating part of the screw. The pressure values (lower and upper) are defined on the basis of shear strength of undamaged poultry meat structure. The pressure, at which undamaged muscle tissue begins to extrude (flow out) of the circular hole, can be determined by the empirical formula [9, 10, 11, 12, 13]

$$p = \frac{4\Theta}{d}, \text{ Па} \quad (14)$$

where: Θ — start shear stress per length unit (shear strength), N/m;

d — diameter of the hole, m.

In particular, it is assumed that for the beginning of separating, the value of the lower level of compacting pressure determined by the value of the muscle tensile stress (prepressing pressure of raw material before separation) should be $3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ (for holes with diameter of 1.2 mm) and the value of the upper level of compacting pressure determined by the value of the maximum tensile stress of connective tissue should be $70 \cdot 10^5 \text{ Па}$ [7].

значением предельного напряжения разрыва соединительной ткани, — $70 \cdot 10^5$ Па [7].

Учитывая отсутствие данных по мясу птицы для расчета нижнего и верхнего давления прессования использованы результаты исследований Пелеева В.И. [7], определившие значение сопротивления резания тканей: парного мяса $5 \div 8 \cdot 10^3$ Н/м, поверхностного жира — $4,2 \cdot 10^3$ Р/м, различных мускулов $1,3 \div 8,8 \cdot 10^3$ Н/м, эластичных волокон $27,5 \cdot 10^3$ Н/м, коллагеновых волокон — $41 \cdot 10^3$ Н/м. Для расчета верхнего давления прессования в расчетах принято сопротивление резанию на единицу длины лезвия ножа — $3,6 \div 6 \cdot 10^3$ Н/м.

Экспериментальными исследованиями Лимонова Г.Е., установлено, что при диаметре отверстий от 0,65 до 4,0 мм для охлажденного говяжьего мяса напряжение начала сдвига изменяется в пределах $\Theta = 0,3 \div 5 \cdot 10^3$ Па [16]. На основании этих данных могут быть рассчитаны минимальные значения давления прессования, при которых происходит процесс истечения (сдвиг) не разрушенной структуры мяса через сепарирующее отверстие. Нижний уровень давления прессования для отверстий диаметром 4 мм составляет $0,3 \cdot 10^5$ Па, а верхний — $5 \cdot 10^5$ Па. Для отверстий диаметром 1,2 и 1,5 мм величины нижнего уровня давления прессования (давление подпрессовки), должны составлять $8 \div 10 \cdot 10^5$ Па, верхнего — $80 \div 100 \cdot 10^5$ Па. Однако, эти величины могут быть подвергнуты корректировке при уменьшении диаметра сепарирующих отверстий или использовании подмороженного сырья.

Полученные данные хорошо согласуются с результатами экспериментальных измерений давления при объемном сжатии мяса в шнековом прессе, выполненных Г.Е. Лимоновым [16], которым установлено, что при механической обвалке отрубов говяжьих туш среднее значение давления на конечном участке зеерного механизма составило $p_s = 10 \div 12$ МПа а величина максимального давления достигала $p_s^{\max} = 20$ МПа.

Таким образом, для обеспечения начала процесса сепарации мяса птицы в шнековом прессе (диаметр отверстия 1,2 мм) давление прессования должно быть не ниже $0,3 \cdot 10^5$ Па. Однако, давление, создаваемое питающей частью шнека, действует в двух взаимно противоположных направлениях: по направлению движения в зону сепарации и обратно направлению движения (в сторону загрузки сырья).

Если предположить, что течение сырья по шнековому каналу происходит в виде прямого потока в сепарирующую зону, то это же давление создает и обратный поток в сторону загрузочной зоны. Обратное движение происходит как вдоль оси шнекового канала (желоба), так и через кольцевую щель между гребнем шнека и внутренней поверхностью рабочего цилиндра (корпуса). В действительности нельзя рассматривать процесс течения сырья как два отдельных

Taking into account the lack of data on poultry meat for the calculation of lower and upper compaction pressure, the results of studies by Peleev V. I. [7] were used where the values of tissue shear strength were determined: i.e. fresh meat 5 to $8 \cdot 10^3$ N/m, surface fat — $4.2 \cdot 10^3$ N/m, different muscles 1.3 to $8.8 \cdot 10^3$ N/m, elastic fibers $27.5 \cdot 10^3$ N/m, collagen fibers — $41 \cdot 10^3$ N/m. To calculate the upper compaction pressure, shear strength per length unit of the blade in calculations is 3.6 to $6 \cdot 10^3$ N/m.

Experimental studies by Limonov G. E. found that with a diameter of holes from 0.65 to 4.0 mm start shear stress for chilled beef $\Theta = 0,3$ to $5 \cdot 10^3$ Pa [16]. On the basis of these data, minimum values of compaction pressure can be calculated, at which the process of flowing out (shear) of undamaged meat structure takes place through the separating hole. For the holes of 4 mm in diameter, the lower level of compaction pressure is $0.3 \cdot 10^5$ Pa and the upper one is $5 \cdot 10^5$ Pa. For the holes of 1.2 and 1.5 mm in diameter, the lower level of compaction pressure (prepressing) must be 8 to $10 \cdot 10^5$ Pa and the upper one must be 80 to $100 \cdot 10^5$ Pa. However, these values may be subject to adjustment by reducing the diameter of the separating holes or using the surface-frozen raw material.

The data received are in good agreement with the experimental measurements of pressure at a volumetric compression of meat in screw press carried out by Limonov G.E. [16] who found that during the mechanical deboning of beef cuts the average value of the pressure on the end of pressing mechanism was 10 to 12 MPa and the maximum pressure reached 20 MPa.

Thus, for the beginning of poultry meat separation in a screw press (hole diameter is 1.2 mm) compaction pressure should not be lower than $0.3 \cdot 10^5$ Pa. However, the pressure generated by the feeding part of the screw is directed in two opposite directions: in the direction of movement to the separation zone and backwards (to the side of the raw material loading).

Assuming that the raw material within the screw channel moves in a direct flow to the separating zone, the same pressure creates a flow in the opposite direction to the loading zone. The reverse movement takes place both along the axis of the screw channel (screw conveyer box) and through the annular gap between the tip of the screw and the inner surface of the working cylinder (chamber). In fact, the process of raw material flow cannot be considered as two separate processes as they are superimposed on each other forming a flow that determines the performance of the feeding part of screw press.

процесса, так как они накладываются друг на друга, формируя поток, определяющий производительность подающей части шнекового пресса.

Изучая существующие методы расчета производительности шнековых устройств, выявлено, что применительно к мясо резательным машинам (волчкам) Пелеев А.И. [8] дает практические рекомендации по параметрам шнека (длине и числу витков) с учетом давления в зоне подпрессовки. Длина шнека заметно влияет на производительность волчка: при незначительной его длине и малом количестве витков возрастает обратный поток сырья, при шнеках с 5–6 витками обратный поток уменьшается, производительность увеличивается; при дальнейшем увеличении длины червяка производительность стабилизируется, но возрастает удельный расход энергии. Это объясняется тем, что при наличии 5–6 витков в зоне подпрессовки наблюдается наибольший эффект шлюзования и влияние противодействия компенсируется лабиринтными устройствами шнека.

Аналогично решается вопрос проектирования шнековых устройств в волчках зарубежных фирм. Так, в универсальных волчках фирмы Wolfking (Дания) в зависимости от вида перерабатываемого сырья устанавливается соответствующая комбинация шнека и рабочего цилиндра, различающихся длиной, числом и шагом витков. Однако у всех шнеков число витков их закрытой части составляет 3–4 или 6. По такой же схеме сконструированы шнековые устройства в волчках фирмы Weiler (США).

Предложенные выше рекомендации могут быть использованы при разработке шнековых прессов механической обвалки мяса птицы, однако они не позволяют производить расчет производительности с учетом величины противодействия. Такие методики расчетов широко используются в пищевой промышленности для расчета производительности шнековых нагнетателей при переработке таких пищевых масс как тесто, кондитерские массы, пасты, фарши и др. [17] Однако, следует учитывать, что эти методики расчетов разрабатывались для гомогенной среды с использованием ньютоновской изотермической модели и их согласование с экспериментальными данными производилось путем введения соответствующих эмпирических коэффициентов.

При разработке этих методик за основу принят прием «развертывания винтового канала» в виде прямоугольника, накрытого пластиной (стенкой камеры рабочего цилиндра) и движущегося с постоянной скоростью v (1)

$$v = n \cdot \pi \cdot D \cdot \cos \alpha; \quad (15)$$

где: n — частота вращения шнека, об/сек;
 D — наружный диаметр шнека, м;
 α — угол нарезки гребня шнека, град.

При наличии противодействия объемная производительность шнекового нагнетателя для однородной среды определяется по методу Шенкеля [9]:

During the studies of existing methods for calculating the performance of screw equipment, it is revealed that, for the meat cutting machines (grinders), Peleev A. I. [8] provides practical guidance on the screw parameters (length and number of turns) taking into account the pressure in the prepressing zone. Screw length considerably influences the performance of grinder: with insufficient length and small number of turns, the reverse flow of raw material increases; with screw having 5–6 turns the reverse flow is reduced and the performance is increased; with further increase in screw length, the performance is stabilized but specific consumption of energy increases. This is due to the fact that, with 5–6 turns, there is the greatest locking effect in the prepressing zone and the influence of counterpressure is compensated by screw labyrinths.

Foreign companies solve the problem of designing the screw devices in grinders similarly. Thus, in all-purpose grinders by Wolfking (Denmark), depending on the type of raw material being processed, appropriate combination of screw and working cylinder is set differing in length, number and pitch of turns. However, the number of turns in the closed part of all screws is 3–4 or 6. The same design is implemented in the screws of grinders by Weiler (USA).

The proposed recommendations can be used for development of mechanical deboning screw presses for poultry meat but they do not provide the calculation of the performance considering the value of counterpressure. Such calculation methods are widely used in the food industry for the calculation of the performance of screw feeders in the processing of such food products like dough, confectionery masses, pastes, minced meat etc. [17]. However, it should be understood that these calculation methods were developed for homogeneous materials using Newtonian isothermal model and their adjustment to experimental data was carried out by introducing the relevant empirical coefficients.

The development of these methods was carried out based on the technique of “deployment of the screw channel” in the form of a rectangle covered by plate (wall of the working cylinder) and moving at a constant speed v (1).

$$v = n \cdot \pi \cdot D \cdot \cos \alpha; \quad (15)$$

where: n — frequency of screw rotation, rps;
 D — outer diameter of the screw, m;
 α — angle off the thread of the screw tip, deg.

In the presence of counterpressure, the volumetric performance of screw feeder for a homogeneous material is determined by the Schenkel method [9]:

$$M_d = M_0 - M_n; \quad (16)$$

where: M_0 — the performance of the device operating with the free passage of the product;
 M_n — the loss of the performance due to the reverse flow of product.

$$M_d = M_0 - M_n; \quad (16)$$

где: M_0 — производительность устройства, работающего со свободным проходом продукции;

M_n — потеря производительности вследствие обратного потока продукции.

Если принять условно канал шнека (рис. 1) выполненным в виде прямоугольника, одна из сторон которого равна глубине нарезки (H , м) а вторая сторона равна шагу нарезки W , м ($W = \pi \cdot D \cdot \sin \alpha$), то уравнение, связывающее объемную производительность с геометрическими параметрами шнека, будет иметь вид:

$$M_0 = \frac{\pi^2 D^2 \cdot n \cdot H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2}; \quad (17)$$

Скорость обратного потока гомогенной среды (теста, фарш, пасты) ($v_{обр.}$) определяется по уравнению Пуазейля [7]

$$v_{обр.} = \frac{\Delta p \cdot H^2}{12 \cdot \mu_{ж} \cdot l}; \quad (18)$$

где: Δp — потеря давления, Па;

H — глубина нарезки шнека, м;

$\mu_{ж}$ — коэффициент вязкости транспортируемой по желобу массы;

l — длина пути движения массы, м.

Если умножить $v_{обр.}$ на площадь свободного сечения желоба шнека f (формула 7), ($f = H \cdot t = h \cdot D \cdot \sin \alpha$) и учесть, что

$$l = \frac{L}{\sin \alpha},$$

Где: t — шаг шнека, м;

h — зазор «шнек-рабочий цилиндр» и «шнек-гильза», м, то получим формулу определения объемной производительности обратного движения массы:

$$M_n = \frac{\Delta p \cdot H^3 \cdot \pi \cdot D \cdot \sin^2 \alpha}{12 \cdot \mu_{ж} \cdot L}; \quad (19)$$

где: L — длина рабочего цилиндра (корпуса) пресса, м.

Тогда уравнение, связывающее фактическую производительность шнека (M_{ϕ}) с его геометрическими параметрами, частотой вращения, противодавлением и реологическими характеристиками подаваемого сырья (с учетом эмпирических коэффициентов) будет иметь вид

$$M_{\phi} = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n \cdot H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2} \cdot F_c \cdot \psi - \frac{\pi \cdot D^3 \cdot H \cdot \sin^2 \alpha}{12 \cdot \mu_{ж} \cdot L} \cdot \Delta p \cdot F_q; \quad (20)$$

где: F_c и F_q — эмпирические коэффициенты формы нарезки шнека, соответственно, для свободного потока и потока под давлением;

ψ — поправочный коэффициент, учитывающий неньютоновское течение массы;

Δp — потеря давления, Па;

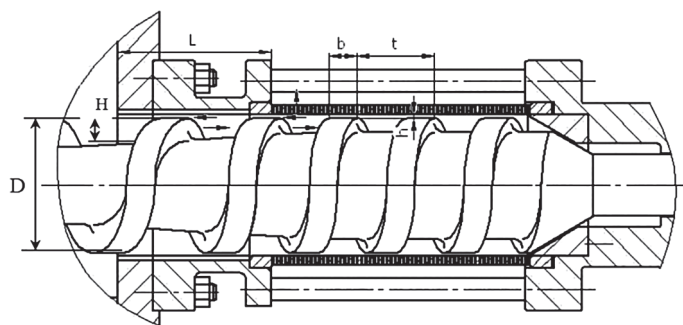


Figure 1. Schematic diagram of the working body of deboning press
Рис. 1. Принципиальная схема рабочего органа обвалочного пресса

Assuming that the screw channel (Figure 1) has the form of a rectangle, one side of which is equal to the depth of thread (H , м) and the second side is equal to the pitch of thread W , м ($W = \pi \cdot D \cdot \sin \alpha$), the equation linking the volumetric performance with geometric screw parameters will be:

$$M_0 = \frac{\pi^2 D^2 \cdot n \cdot H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2}; \quad (17)$$

Reverse flow speed of the homogeneous material (dough, minced meat, pasta) ($v_{обр.}$) is determined by the Poiseuille equation [7]

$$v_{обр.} = \frac{\Delta p \cdot H^2}{12 \cdot \mu_{ж} \cdot l}; \quad (18)$$

where: Δp — pressure loss Pa;

H — depth of screw thread, м;

$\mu_{ж}$ — viscosity of material conveyed by the screw conveyor box;

l — length of material path, м.

If we multiply $v_{обр.}$ by the area of free cross section of the screw conveyor box f (Formula 7), ($f = H \cdot t = h \cdot D \cdot \sin \alpha$) and take into account that

$$l = \frac{L}{\sin \alpha},$$

Where: t — pitch of the screw, м;

h — gap between the screw and the working cylinder and between the screw and sleeve, м,

then we will obtain the formula for determining the volumetric performance of reverse product flow:

$$M_n = \frac{\Delta p \cdot H^3 \cdot \pi \cdot D \cdot \sin^2 \alpha}{12 \cdot \mu_{ж} \cdot L}; \quad (19)$$

where: L — length of the working cylinder (chamber) of the press, м.

Thus, the equation linking the actual the performance of the screw (M_{ϕ}) with its geometrical parameters, speed of rotation, counterpressure and rheological characteristics of raw material (considering empirical coefficients) will be:

$$M_{\phi} = \frac{\pi^2 \cdot D^2 \cdot n \cdot H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2} \cdot F_c \cdot \psi - \frac{\pi \cdot D^3 \cdot H \cdot \sin^2 \alpha}{12 \cdot \mu_{ж} \cdot L} \cdot \Delta p \cdot F_q; \quad (20)$$

where: F_c and F_q — empirical coefficients for the shape of thread of the screw for the free flow and pressurized flow respectively;

В данной формуле коэффициенты формы F_c и F_q всегда будут меньше единицы, так как площадь сечения желоба шнека меньше площади прямоугольника. Коэффициент вязкости $\mu_{ж}$ также может считаться эмпирическим коэффициентом, так как произвести его расчет для кускового мяса птицы с костями не представляется возможным. Коэффициент ψ также меньше единицы и его величина зависит от соотношения глубины и шага нарезки и, в первом приближении, может быть принята 0,7. Полученная формула не учитывает утечек мясной массы через зазор между гребнем шнека и внутренней поверхностью рабочего цилиндра.

Скорость движения текучей массы через щель также можно определить по классическому уравнению Пуазейля [7], а именно:

$$v_{щ} = \frac{\Delta p \cdot h^2}{12 \cdot \mu_{щ} \cdot l} \text{ м/с}; \quad (21)$$

где h — величина зазора между гребнем шнека и рабочим цилиндром, м;

l — путь движения массы, м;

$\mu_{щ}$ — вязкость текучей массы, Па·с.

Отсюда объемная производительность движения текучей массы равна

$$M_{щ} = f_{щ} \cdot v_{щ} = \frac{\Delta p \cdot h^3 \cdot b \cdot \sin^2 \alpha}{12 \cdot \mu_{щ} \cdot L}; \quad (22)$$

где $f_{щ}$ — площадь сечения щели между шнеком и рабочим цилиндром, м²;

b — ширина щели (ширина гребня шнека), м.

В отличие от сырья, транспортируемого по желобу шнека, фракция мяса «текущая» в щели, как правило, не содержит костных включений и поэтому ее вязкость можно принять равной эффективной вязкости говяжьего фарша, которая находится в пределах $\mu_{щ} = 10 \div 20 \cdot 10^5$ Па·с. Исходя из этого рассчитана величина потери производительности шнекового пресса при обратном потоке мясной массы через щель. Для проведения расчетов по определению величины утечек мясной массы через зазоры «шнек-корпус» и «шнек-гильза» необходимо определиться с величиной противодействия в зоне до начала сепарации и непосредственно в зоне сепарации. Тогда, на примере параметров пресса У-1000 может быть рассчитана потеря производительности вследствие утечек мясной массы через щель $h_{к} = 2$ мм на участке «шнек-корпус» и щель $h = 0,7$ мм на участке «шнек-гильза», величина которой составила, соответственно, $M_{щ}^к = 18$ кг/ч и $M_{щ}^с = 4,5$ кг/ч. Учитывая малую величину потока мясной массы через щель, соизмеримую с погрешностями измерения производительности пресса за ограниченное время, этой составляющей формулы производительности можно пренебречь.

Таким образом, изложенная выше двухчленная формула (20) по определению производительности

ψ — correction coefficient to account for non-Newtonian flow;
 Δp — pressure loss, Pa;

In this formula, coefficients of the shape F_c and F_q are always less than one as the sectional area of screw conveyer box is smaller than the area of rectangle. The viscosity coefficient $\mu_{ж}$ can also be considered an empirical coefficient as its calculation for poultry meat cuts with bones is not possible. The ψ coefficient is also smaller than one and its value depends on the ratio of depth of thread and pitch of thread. As approximation, its value can be considered to be 0.7. The obtained formula does not account for the meat mass leakage through the gap between the tip of the screw and the inner surface of the working cylinder.

Speed of raw material flow across the gap can also be determined by the classical Poiseuille equation [7], as follows:

$$v_{щ} = \frac{\Delta p \cdot h^2}{12 \cdot \mu_{щ} \cdot l} \text{ м/с}; \quad (21)$$

where h — gap size between the tip of the screw and the working cylinder, m;

l — path of raw material movement, m;

$\mu_{щ}$ — viscosity of flowing raw material, Pa·s

Hence, the volumetric performance of flowing raw material movement is

$$M_{щ} = f_{щ} \cdot v_{щ} = \frac{\Delta p \cdot h^3 \cdot b \cdot \sin^2 \alpha}{12 \cdot \mu_{щ} \cdot L}; \quad (22)$$

Where $f_{щ}$ — sectional area of gap between the screw and the working cylinder, m²;

b — width of gap (width of tip of the screw), m.

In contrast to raw material transported through screw conveyer box, meat fraction flowing to the gap, as a rule, does not contain bone inclusions and therefore its viscosity may be considered to be the effective viscosity of ground beef, which is within $\mu_{щ} = 10 \div 20 \cdot 10^5$ Pa·s. On this basis, the loss of screw press performance is calculated which due to the reverse flow of meat through the gap. To calculate the value of meat leakage through the gaps between the screw and chamber and between the screw and sleeve, it is necessary to determine the value of counterpressure in pre-separation zone and directly in separation zone. Then, by the example of U-1000 press parameters the loss of the performance can be calculated arising due to leakage of the meat through the gap $h_{к} = 2$ mm in the zone “from screw to chamber” and through the gap $h = 0,7$ mm in the zone “from screw to sleeve”. The value of the performance loss amounted 18 kg/h and 4.5 kg/h respectively. Taking into account the small flow of meat through the gap comparable to the errors of press performance measurement for a limited time, this part of the formula of the performance can be neglected.

Thus, the above binomial formula (20) for calculation of the performance of the feeding part of the screw can be adopted in its final form.

питающей части шнека может быть принята в окончательном виде.

На основании принятой формулы была рассчитана массовая производительность подающей части шнека для пресса У-1000 при свободном отводе продукции. Она составила $M = 2812$ кг/ч. Для уточнения расчетных данных проведен эксперимент на прессе У-1000 с полностью открытым клапаном, регулирующим давление прессования, что соответствует размерам конусной щели $\Delta = 9$ мм. В этом случае производительность (по сырью) составила $M = 1465$ кг/ч. Исходя из этого был определен коэффициент, учитывающий форму нарезки шнека при отводе продукции, который в первом приближении может считаться равным и коэффициенту формы нарезки шнека для потока под давлением. Их значения определяются из соотношения

$$F_c = F_q = \frac{M}{M_c \cdot \psi} = \frac{1465}{2812 \cdot 0,7} = 0,74 \quad (23)$$

Одновременно при работе пресса У-1000 на этом же сырье была определена производительность при рабочем положении гайки регулирования давления прессования, величина которой составила $M_{\text{раб.}} = 620$ кг/ч.

Исходя из опытных данных была рассчитана потеря массовой производительности вследствие обратного потока продукции

$$M_n = M - M_{\text{раб.}} = 845 \text{ кг/ч} \quad (24)$$

По полученной величине потери производительности M_n может быть рассчитано эмпирическое значение условной вязкости сырья, транспортируемого в сепарирующую зону ($\mu_{\text{усл.}}$). Условная вязкость может быть определена из формулы расчета потери производительности вследствие обратного потока продукции, то есть:

$$\mu_{\text{усл.}} = \frac{\Delta p \cdot H^3 \cdot \pi \cdot D \cdot \sin^2 \alpha}{M_n \cdot 12L} \cdot F_q \quad (25)$$

Для проведения расчета необходимо определиться с величиной противодействия за вычетом давления при полностью открытом клапане:

$$\Delta p = p_n - p_0 \quad (26)$$

где: p_n — нижний уровень давления прессования (начало сепарации);

p_0 — давление в предсепарирующей зоне при полностью открытом клапане устройства, которым регулируется зазор «шнек-клапан», обеспечивающий необходимое давление прессования. Давление рассчитывается исходя из величины сопротивления резанию и диаметра сепарирующих отверстий [12].

Для пресса У-1000 с комбинированной гильзой (диаметр отверстий $1,5 \div 1,3 \div 1,1$ мм) нижний уровень давления составит $p_n = 8 \cdot 10^5$ Па, а с учетом поправочного коэффициента на деструкцию мышечной ткани (тонкое измельчение) был принят равным $3 \div 4 \cdot 10^5$ Па).

On the basis of the adopted formula, the weight performance of the screw feeding part of U-1000 press was calculated with free output of product. It is $M = 2812$ kg/h. To adjust calculated data, an experiment was conducted for U-1000 press with a fully open sleeve regulating the compaction pressure, which corresponds to the size of the conical gap $\Delta = 9$ mm. In this case, the performance (for raw material) is $M = 1465$ kg/h. Based on this, coefficient has been determined that taking into account the shape of thread of the screw during output of products. As approximation, this coefficient can be considered equal to coefficient of screw thread shape for the flow under pressure. Their values are determined by the relation:

$$F_c = F_q = \frac{M}{M_c \cdot \psi} = \frac{1465}{2812 \cdot 0,7} = 0,74 \quad (23)$$

Simultaneously, during U-1000 press operation, for the same raw material the performance was determined at the working position of the nut regulating the compaction pressure, the value of which amounted $M_{\text{раб.}} = 620$ kg/h.

Based on the experimental data, the loss of the weight performance was calculated, which is due to the reverse flow of the product:

$$M_n = M - M_{\text{раб.}} = 845 \text{ кг/ч} \quad (24)$$

From the resulting loss of the performance M_n , the empirical value of relative viscosity of raw material transported in separation zone ($\mu_{\text{усл.}}$) can be calculated. Relative viscosity can be determined from the formula of calculation of the performance loss due to the reverse flow of product, i.e.:

$$\mu_{\text{усл.}} = \frac{\Delta p \cdot H^3 \cdot \pi \cdot D \cdot \sin^2 \alpha}{M_n \cdot 12L} \cdot F_q \quad (25)$$

For the calculation it is necessary to determine the value of counterpressure excluding the pressure when the sleeve is fully open:

$$\Delta p = p_n - p_0 \quad (26)$$

where: p_n — the lower level of compaction pressure (the start of separation);

p_0 — pressure in pre-separation zone with fully open sleeve, which regulates the gap between screw and sleeve providing necessary compaction pressure. The pressure is calculated from the value of shear strength and the diameter of the separating holes [12].

For U-1000 press with combined sleeve (hole diameter $1.5 \div 1.3 \div 1.1$ mm) lower level of pressure will be $8 \cdot 10^5$ Pa. Based on a correction factor for the degradation of muscle tissue (fine grinding) level of pressure is assumed to be 3 to $4 \cdot 10^5$ Pa.

Давление p_0 при полностью открытом клапане определяется величиной давления подпрессовки, необходимого для преодоления сил трения продукции.

В первом приближении это значение может составить $p_0 = 0,5 \div 1,0 \cdot 10^5$ Па.

Однако, с учетом притупления режущих кромок сепарирующих отверстий и гребня шнека, увеличивающих порог нижнего уровня давления сепарации, можно принять величину противодействия $p_n = 3 \div 4 \cdot 10^5$ Па. Используя значения p_n и Δp в ранее приведенной формуле (18) можно рассчитать величину условной вязкости кускового мясокостного сырья. Она составит $\mu_{\text{усл.}} = 100 \div 130 \cdot 10^5$ Па·с.

Сравнивая величину полученного значения условной вязкости с пластической вязкостью говяжьего фарша видно, что условная вязкость мясокостного сырья птицы в 5–6 раз выше, что обусловлено наличием в желобе шнека крупных кусков мясокостного сырья и разрушенной костной ткани, что существенно повышает коэффициент внутреннего трения сырья.

В заключении необходимо отметить, что расчеты условной вязкости мясокостного сырья птицы, а также значения коэффициентов формы нарезки F_c и F_q были приведены для пресса У-1000 с длительным временем эксплуатации, не обеспечивающего паспортной производительности 1000 кг/ч., у которого номинальный зазор между шнеком и гильзой был 0,75 мм, при нормируемом 0,1 мм.

В связи с этим, был восстановлен рабочий зазор «шнек-гильза» 0,1 мм и повторно измеряли его производительность при свободном отводе продукции $M_{\text{своб.}} = 1644$ кг/ч и рабочем положении клапана $M_{\text{раб.}} = 1200$ кг/ч. Потери производительности вследствие обратного потока продукции составили, соответственно, $M_n^e = 444$ кг/ч вместо $M_n = 845$ кг/ч. По полученному значению потери производительности для восстановленного пресса было рассчитано новое значение условной вязкости мясокостного сырья, которое составило $\mu_{\text{усл.}}^e = 760 \cdot 10^5$ Па·с. Такое расхождение в величине условной вязкости при работе с изношенным и восстановленным рабочим трактом свидетельствует о существенном изменении структурно-механических характеристик сырья, вызванным его «мятием» при изношенном тракте. При этом из мышечной ткани выделяется жидкая фракция, которая увеличивает водно-белковую прослойку продукта, тем самым, снижая величину условной вязкости. Из сказанного следует, что по величине условной вязкости сырья или по величине потери производительности вследствие обратного хода можно производить оценку степени изношенности рабочего тракта пресса.

Выводы

Впервые разработан метод расчета производительности шнековых прессов механической обвалки мяса птицы с учетом противодействия. Данный метод

Pressure p_0 for fully open sleeve is determined by the prepressing pressure required to overcome the friction of production.

As approximation, this value can be $p_0 = 0.5$ to $1.0 \cdot 10^5$ Pa.

However, given the dulling of the cutting edges of the separation holes and screw tip, which increases the lower level of separating pressure, it can be assumed that the value of counterpressure is $p_n = 3$ to $4 \cdot 10^5$ Pa. Using p_n and Δp values in the above formula (18) we can calculate the value of the relative viscosity of meat cuts with bones. It will be $\mu_{\text{усл.}} = 100 \div 130 \cdot 10^5$ Pa·s.

Comparing the obtained value of relative viscosity with plastic viscosity of ground beef it can be seen that relative viscosity of poultry meat with bones is 5–6 times higher due to the presence of large meat and bone pieces in screw conveyer box and destruction of bone tissue, which significantly increases the internal friction of raw material.

In conclusion, it should be noted that the calculations of relative viscosity for poultry meat with bones, as well as the coefficients of thread shape F_c and F_q , were given for U-1000 press after long-time operation, which does not provide the nameplate performance of 1000 kg/h, and which has nominal gap between the screw and the sleeve of 0.75 mm, while specification is 0.1 mm.

In this regard, the working gap between the screw and the sleeve of 0.1 mm was reset and its performance was re-measured with the free output of product, 1644 kg/h, and with the working position of sleeve, 1200 kg/h. The performance loss due to reverse flow of product were 444 kg/h respectively instead of 845 kg/h. From the performance loss for repaired press the new value of the relative viscosity of meat and bone raw material was calculated $760 \cdot 10^5$ Pa·s. Such a difference in relative viscosity when working with worn-out and repaired mechanisms indicates a significant change in the structural and mechanical characteristics of raw material with its rumpling by worn-out mechanism. At the same time, liquid fraction is released from the muscle tissue, which increases the water and protein layer of the product, thereby reducing the relative viscosity. From this it follows that the value of relative viscosity of raw material or the value of the performance loss due to reverse flow can be used to assess the degree of wearing-out of the working mechanism of the press.

Conclusions

For the first time, the method was developed for calculating the performance of screw presses for mechanical deboning of poultry meat considering counterpressure. This method allows to address the effect of the gaps be-

позволяет учитывать влияние зазоров между гребнем шнека и корпусом, а также зазоров «гильза-шнек» на величину потерь производительности оборудования.

Практическое значение разработанного метода учета противодействия при расчете производительности шнековых прессов механической обвалки заключается в возможности оценки степени влияния параметров конструкции шнека (длины, диаметра, глубины и шага нарезки, скорости его вращения) на производительность.

Использование данного метода позволяет оптимизировать параметры шнековых прессов и давать рекомендации по повышению производительности существующих прессов. Данный вывод подтверждается на примере оценки работоспособности пресса У-1000. Так, экспериментально измеренная низкая производительность серийно выпускаемого образца пресса обусловлена с одной стороны наличием большого зазора в тракте «гильза-шнек» ($\Delta = 0,75$ мм), а с другой — конструктивными особенностями питающей части шнека (1,5 витка против рекомендуемых $3,0 \div 4,0$ витков). Для обеспечения паспортной производительности пресса при данной конструкции шнека должны быть установлены жесткие ограничения на величину минимального зазора в тракте «гильза-шнек» ($\Delta = 0,38$ мм), что экономически невыгодно вследствие быстрого износа шнека и гильзы. Решение данного вопроса в рамках существующей конструкции — в повышении износостойкости (упрочнении) рабочих органов. Кардинальное решение этого вопроса заключается в доработке конструкции подающей части шнека У-1000 (то есть увеличении числа витков).

С увеличением зазоров «шнек-гильза» и «шнек-корпус» возрастает обратный поток сырья, обусловленный его «мятием» и «перетираем», снижающими величину условной вязкости мясокостного сырья в желобе шнека.

tween the tip of the screw and chamber as well as the gaps between the screw and sleeve on the value of the performance loss of the equipment.

The practical importance of this method considering counterpressure in the calculation of the performance of mechanical deboning screw presses is the ability to assess the degree of influence of the screw geometrical parameters (length, diameter, depth and pitch of thread, speed of its rotation) on the performance.

Using this method allows to optimize the parameters of screw presses and make recommendations for improvement of the performance of existing presses. This conclusion is confirmed by the example of U-1000 press performance evaluation. Thus, experimentally measured low performance of commercially available press is, on the one hand, due to the large gap between the screw and sleeve ($\Delta = 0.75$ mm), and on the other hand, due to the design features of the screw feeding part (1.5 turns versus recommended 3.0 to 4.0 turns). To ensure the nameplate performance of the press with the current screw design, stringent limits should be set on the minimum gap between the screw and sleeve ($\Delta = 0.38$ mm), which is uneconomical due to the rapid wear of the screw and sleeve. The solution of this issue within the existing design is to increase wear resistance (hardening) of working bodies. A fundamental solution to this problem is to modify the design of the screw feeding part (to increase the number of turns).

With the increase in the gaps between the screw and sleeve and between the screw and chamber, the reverse flow of raw material increases due to its rumpling and grinding, which reduces the relative viscosity of meat and bone raw material in screw conveyer box.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гоноцкий В.А., Федина Л.П., Хвыля С.И., Красюков Ю.Н., Абалдова В.А. Под общей редакцией Давлеева А.Д. Мясо птицы механической обвалки. — Москва: Совет по экспорту домашней птицы и яиц США, 2004, раздел 4. — С. 200. — С. 116–143.
2. Фалеев Г.А. Оборудование предприятий мясной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1966. — С. 456. — С. 278.
3. www.elibrary.asabe.org, 1987, URL: <http://www.elibrary.asabe.org/abstract.asp?JID=3&AID=30538&CID=t1987&v=30&i=4&T=1> 15.05.2016. K. Sivakumaran, J. W. Goodrum Influence of Internal Pressure on Performance of a Small Screw Expeller / Transactions of the ASAE. 30 (4): 1167–1171. (doi: 10.13031/2013.30538)
4. www.degruyter.com, 2007 URL: <http://www.degruyter.com/view/j/ijfe.2007.3.1/ijfe.2007.3.1.1088/ijfe.2007.3.1.1088.xml?format=INT> 25.05.2016. O.P. Kolawole, Leo A.S. Agbetoye, A. S. Ogunlowo. Cassava Mach Dewatering Parameters// Article International of Food Engineering 3(1) January in (PDF Available) 607 Reads with 2007 DOI 10/2202/1556-3758/1088 Source OA
5. Kolawole O.P., Agbetoye L.A.S., Ogunlowo A.S., Samuel T.M., Effect of Speed and Back Pressure on the Performance of Screw Press in Dewatering of Cassava Mash / Greener Journal of Science, Engineering and Technological Research — 2012. — Vol. 2 (1). — P. 017–023.
6. Соколов М.В., Клинов А.С., Ефремов О.В., Беляев П.С., Однolkо В.Г. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин. — М.: Изд-во «Машиностроение-1», 2004. — С. 248.

REFERENCES

1. Gonotsky V.A., Fedina L.P., Khvylya S.I., Krasnyukov Y.N., Abaldova V.A. Edited by Davleev A.D. Mechanically deboned poultry meat. — Moscow: Council for poultry and eggs export from US. 2004, section 4, 200 P. — P. 116–143.
2. Faleev G.A. Equipment of meat industry enterprises — M: Food Industry. 1966. — 456 P. — P. 278.
3. www.elibrary.asabe.org, 1987, URL: <http://www.elibrary.asabe.org/abstract.asp?JID=3&AID=30538&CID=t1987&v=30&i=4&T=1> 15.05.2016. K. Sivakumaran, J. W. Goodrum Influence of Internal Pressure on Performance of a Small Screw Expeller / Transactions of the ASAE. 30 (4): 1167–1171. (doi: 10.13031/2013.30538)
4. www.degruyter.com, 2007 URL: <http://www.degruyter.com/view/j/ijfe.2007.3.1/ijfe.2007.3.1.1088/ijfe.2007.3.1.1088.xml?format=INT> 25.05.2016. O.P. Kolawole, Leo A.S. Agbetoye, A. S. Ogunlowo. Cassava Mach Dewatering Parameters// Article International of Food Engineering 3(1) January in (PDF Available) 607 Reads with 2007 DOI 10/2202/1556-3758/1088 Source OA
5. Kolawole O.P., Agbetoye L.A.S., Ogunlowo A.S., Samuel T.M., Effect of Speed and Back Pressure on the Performance of Screw Press in Dewatering of Cassava Mash / Greener Journal of Science, Engineering and Technological Research — 2012. — Vol. 2 (1). — P. 017–023.
6. Sokolov M.V., Klinkov A.S., Efremov O.V., Belyaev P.S., Odnolkо V.G. Automatized design and calculation of screw machines. M.: Publishing "Mechanical Engineering 1", 2004. — P. 248.

7. Пелеев А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности: Учебник для вузов / А. И. Пелеев. — 3-е изд., доп. и перераб. — М.: Пищевая промышленность, 1971. — С. 519. — С. 38–56.
8. Пелеев А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности: Учебник для вузов / А. И. Пелеев. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Пищепромиздат, 1963. — С. 685. — С. 371–406.
9. Ивашов В.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. Часть 2. Оборудование для переработки мяса: Учебник для вузов / В. И. Ивашов. — СПб.: ГИОРД, 2007. — С. 464. — С. 72–82.
10. Абалдова В.А. Остроух А.С. Особенности работы шнековых прессов механической обвалки птицы и рыбы и разработка методики расчета процесса прессования // Новое в технике и технологии переработки птицы и яиц. Сб. научн. трудов ГУ ВНИИПП. — Ржавки — 2006. — Выпуск 34. — С. 48–58.
11. Абалдова В.А. Остроух А.С. Кривая давления прессования в прессах механической обвалки мяса птицы серии УНИКОН // Новое в технике и технологии переработки птицы и яиц. — Сборник научных трудов ГУ ВНИИПП. — Ржавки. — 2007. — Вып. 35. — С. 31–42.
12. Остроух А.С. Абалдова В.А. Обоснование процесса мехобвалки мяса птицы в шнековых прессах // Птица и птицепродукты. — 2008. — № 5. — С. 70–72.
13. Остроух А.С. Абалдова В.А. Обоснование процесса мехобвалки мяса птицы в шнековых прессах // Птица и птицепродукты. — 2008. — № 8. — С. 56–58.
14. Соколов А.А. Физико-химические и биохимические основы технологии мяса и мясосюда — М., Пищевая промышленность, 1965. — С. 495.
15. Абалдова В.А. Остроух А.С. Расчет давления сепарации в шнековых прессах механической обвалки // — Fleischwirtschaft International. — 2009. — № 1. — С. 42–46.
16. Лимонов Г.Е. Исследование объемного сжатия мяса и мясосюда и истечения их через отверстия и насадки. Автореферат диссер. к. т. н. — М.: ВНИИМП, 1967.
17. Мачихин Ю.А., Мачихин С.А. Инженерная реология пищевых материалов. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. — С. 214.

7. Peleev A.I. Technological equipment of meat industry enterprises: Textbook for high schools / A.I. Peleev. — 3rd ed., Ext. and rev. — M.: Food Industry, 1971. — P. 38–56.
8. Peleev A.I. Technological equipment of meat industry enterprises: Textbook for high schools / A.I. Peleev. — 2nd ed., Ext. and rev. — M.: Pishchepromizdat, 1963. — 685 p. (P. 371–406)
9. Ivashov V.I. Technological equipment of meat industry enterprises. Part 2: Equipment for meat processing: Textbook for high schools / V.I. Ivashov. — SPb.: GIOR, 2007. — 464 p. P. 72–82.
10. Abaldova V.A., Ostroukh A.S. Features of mechanical deboning screw presses for poultry and fish and the development of methods for calculation of compaction process // New in the equipment and technology for poultry and eggs processing. Comp. of GU VNIIPP works. — Rzhavki — 2006. — issue 34. P. 48–58.
11. Abaldova V.A., Ostroukh A.S. The curve of compaction pressure for Unicon poultry mechanical deboning presses // New in the equipment and technology for poultry and eggs processing. Comp. of GU VNIIPP works. — Rzhavki. — 2007 — issue 34. P. 31–42.
12. Ostroukh A.S., Abaldova V.A. Justification of poultry meat mechanical deboning in screw presses // — Poultry and poultry products. — 2008. — № 5. — P. 70–72.
13. Ostroukh AS, Abaldova VA. Justification of poultry meat mechanical deboning in screw presses // Poultry and poultry products. — 2008. — № 8. — P. 56–58.
14. Sokolov A.A. Physical-chemical and biochemical base for technology of meat and meat products — M.: Food Industry, 1965. — P. 495.
15. Abaldova V.A., Ostroukh A.S. Calculation of the separation pressure in the mechanical deboning screw presses // — Fleischwirtschaft International. — 2009. — № 1. — P. 42–46.
16. Limonov G.E. Studying of volumetric compression of meat and meat products and their flow through the holes and nozzles. Abstract of PhD in Technical Sciences dissertation. — M.: VNIIMP, 1967.
17. Machikhin J.A., Machikhin S.A. Engineering rheology of food materials. — M.: Consumer & Food Industry, 1981. — P. 214.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Принадлежность к организации

Остроух А.С. — старший научный сотрудник лаборатории механической обвалки Всероссийского научно-исследовательского института птицеперерабатывающей промышленности (ВНИИПП) филиал Федерального государственного бюджетного научного учреждения Федеральный научный центр «Всероссийский научно-исследовательский и технологический институт птицеводства» Российской Академии наук
141552, Московская область, Солнечногорский район, п. Ржавки
Телефон: 8–495–944–65–03
E-mail: vniipp15@mail.ru

Абалдова Валентина Антоновна — канд. техн. наук, зав. лабораторией механической обвалки Всероссийского научно-исследовательского института птицеперерабатывающей промышленности (ВНИИПП) филиал Федерального государственного бюджетного научного учреждения Федеральный научный центр «Всероссийский научно-исследовательский и технологический институт птицеводства» Российской Академии наук
141552, Московская область, Солнечногорский район, п. Ржавки
Телефон: 8–495–944–65–03
E-mail: vniipp15@mail.ru

Критерии авторства

Остроух А.С. собирал материал, анализировал полученные данные, занимался описательной частью статьи.
Абалдова В.А. выполняла экспериментальную часть работы, участвовала в обобщении полученного материала и выводах, корректировала рукопись до подачи в редакцию.
Авторы в равных долях имеют отношение к написанию рукописи и одинаково несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Поступила 17.06.2016

AUTOR INFORMATION

Affiliation

Ostroukh A.S. — the leading researcher, Laboratory of mechanical deboning, All-Russian Scientific Research Institute of Poultry Processing Industry – Branch of the Federal Scientific Center «All-Russian Research and Technological Poultry Institute» of Russian Academy of Sciences
Russia, 141552, Moscow region, Solnechnogorsk district, Rzhavki
Phone: 8–495–944–65–03
E-mail: vniipp15@mail.ru

Abaldova Valentina Antonovna — PhD in Technical Sciences, Head of Laboratory of mechanical deboning, All-Russian Scientific Research Institute of Poultry Processing Industry – Branch of the Federal Scientific Center «All-Russian Research and Technological Poultry Institute» of Russian Academy of Sciences
Russia, 141552, Moscow region, Solnechnogorsk district, Rzhavki
Phone: 8–495–944–65–03
E-mail: vniipp15@mail.ru

Contribution

Ostroukh AS collected material, analyzed the data, worked with descriptive part of article.
Abaldova VA performed experimental part of the work, tool part in the summarizing of the material obtained and findings, corrected the manuscript prior to submission to the editorial board.
Authors equally contributed to the writing of the manuscript and are equally responsible for plagiarism.

Conflict of interest

The authors declares no conflict of interest.

Received 17.06.2016