

УДК 519.68:532.7:541.8:541.182.41

В. В. Пеленко, В. А. Похольченко, И. И. Усманов,
А. А. Сомов, А. А. Смирнов

Математическое моделирование и расчет конструктивных параметров измельчителей с переменным шагом винтовой линии шнека

С точки зрения эффективности работы режущего узла волчка угол наклона винтовой линии в конечной части шнека является наиболее ответственным и характеристическим параметром, так как определяет давление мясного сырья в зоне взаимодействия ножа и решетки. Важность решения задачи математического моделирования геометрии шнека обусловлена также необходимостью решения проблемы минимизации обратного перетока пищевого материала при нагнетании его в зону резания, поскольку указанный эффект "шлюзования" существенно снижает производительность процесса перемещения, повышает энергопотребление оборудования и влечет за собой ухудшение качества выходного сырья. В работе сформулирована и решена методами дифференциальной геометрии задача определения длины винтовой линии переменного шага для шнека измельчителя пищевых материалов. Задача корректного описания закона изменения угла наклона винтовой линии по ее длине определена в данном случае как ключевая для обеспечения требуемой зависимости тангенса этого угла от угла поворота радиуса-вектора образующей окружности. Учтено положение о том, что уменьшение шага витка шнека в направлении подачи продукта должно происходить с уменьшающейся скоростью. Параметрическое уравнение винтовой линии записано в виде трех функциональных зависимостей соответствующих цилиндрических координат. На основе анализа широкого спектра и значительного количества моделей волчков разных производителей выявлены границы возможного изменения углов наклона винтовой линии первого и последнего витков шнека. Длина винтовой линии шнека определена математически в виде аналитического соотношения и как функция переменного угла ее подъема, и как функция угла поворота радиуса-вектора образующей окружности, что позволяет расширить возможности конструирования данного узла. Наряду с этим получено математическое выражение для вычисления длины корпуса шнека, что необходимо при исследовании и расчете энергетических затрат на процессы перемещения продукта. Разработанные теоретические материалы хорошо согласуются с имеющимися в литературе экспериментальными данными по исследованию прессовых и экструзионных механизмов, что позволит эффективно применять их в практике конструирования.

Ключевые слова: шнек, винтовая линия, переменный шаг, длина корпуса, трение, давление, линеаризация, экструзия.

Введение

Энергоемкость измельчительных механизмов, волчков, мясорубок или экструдеров определяется рядом сложных механических процессов, сопровождающихся деформацией и разрушением обрабатываемых материалов, а также затратами, обусловленными транспортировкой этих материалов в технологическую зону или зону резания. Конструктивные параметры элементов и узлов измельчительных механизмов являются определяющими в рассматриваемых процессах, поэтому их обоснование аналитическими методами является актуальной задачей. В частности, для обеспечения необходимого уровня давления в зоне резания или экструзии, а также с целью наискорейшего исключения пустот внутри массива продукта при подаче кускового измельчаемого материала винтовой шнек волчка или мясорубки выполняется с шагом, уменьшающимся от загрузочной воронки в направлении к режущей головке. При этом для случая постоянного шага винта шнека задача определения длины винтовой линии решается достаточно просто методами дифференциальной геометрии. Определение закона распределения давления по длине винтовой линии поверхности шнека даже постоянного шага представляет собой весьма сложную математическую задачу, определяемую в том числе и реологическими свойствами обрабатываемого продукта. В одних случаях этот закон выбирается линейным, в других принимается экспоненциальным, иногда считается степенным или более сложным, комбинированным, но корректный подход к решению этой проблемы может быть осуществлен, по-видимому, лишь на экспериментальной основе. В данной работе рассматривается вопрос аналитического определения длины винтовой линии шнека переменного шага и влияния закона изменения этого шага на конструктивные параметры волчка – измельчителя. Только после решения этой задачи можно переходить к подбору априори неизвестного закона распределения давления по его оси. Необходимо заметить, что в таком случае длина шнека волчка будет зависеть от закона изменения переменного шага винтовой линии и влиять на энергоемкость технологического процесса.

Очевидно, что в данном случае к основным определяемым параметрам в первую очередь относятся: начальный и конечный углы наклона винтовой линии шнека, закон изменения шага винта, длина винтовой линии, длина шнека.

Материалы и методы

Шнеки волчков, экструдеров и транспортирующих органов другого пищевого и иного оборудования непищевого назначения выполняются чаще всего в виде винтовой поверхности с переменным шагом [1], уменьшающимся в направлении перемещения продукта [2]. При этом продольный размер самого шнека и его корпуса также изменяется. Длина винтовой линии шнека и площадь винтовой поверхности, по которой осуществляется транспортировка продукта, оказывают существенное влияние на энергоемкость процесса, так как при реальных давлениях экструзии от единиц до сотен атмосфер [3] коэффициент трения скольжения сырья достигает больших значений, изменяясь от 0,02 до 0,7 [4; 5]. Таким образом, корректное вычисление длины винтовой линии шнека с переменным шагом, а также линейного размера корпуса волчка (горловины) является задачей актуальной. Действительно, по данным работы [6], около 35 % общих затрат энергии в волчках, мясорубках и экструдерах приходится на долю работы сил трения продукта о детали исполнительных механизмов при его перемещении по винтовой и цилиндрической поверхностям. Более того, известное [7] явление "шлюзования" продукта (его обратное перетекание в зазор между корпусом шнека и волчка) может быть математически корректно описано лишь при возможности расчета и точной оценки длины винтовой линии.

В случае постоянного шага винтовой линии шнека задача определения длины винтовой линии решается достаточно просто методами дифференциальной геометрии. Однако существенно сложнее оказывается математическое моделирование винтовой линии или поверхности шнека с переменным шагом.

Результаты и обсуждение

Для математического описания уравнения винтовой линии переменного шага и определения длины рассмотрим схему ее развертки, приведенную на рисунке.

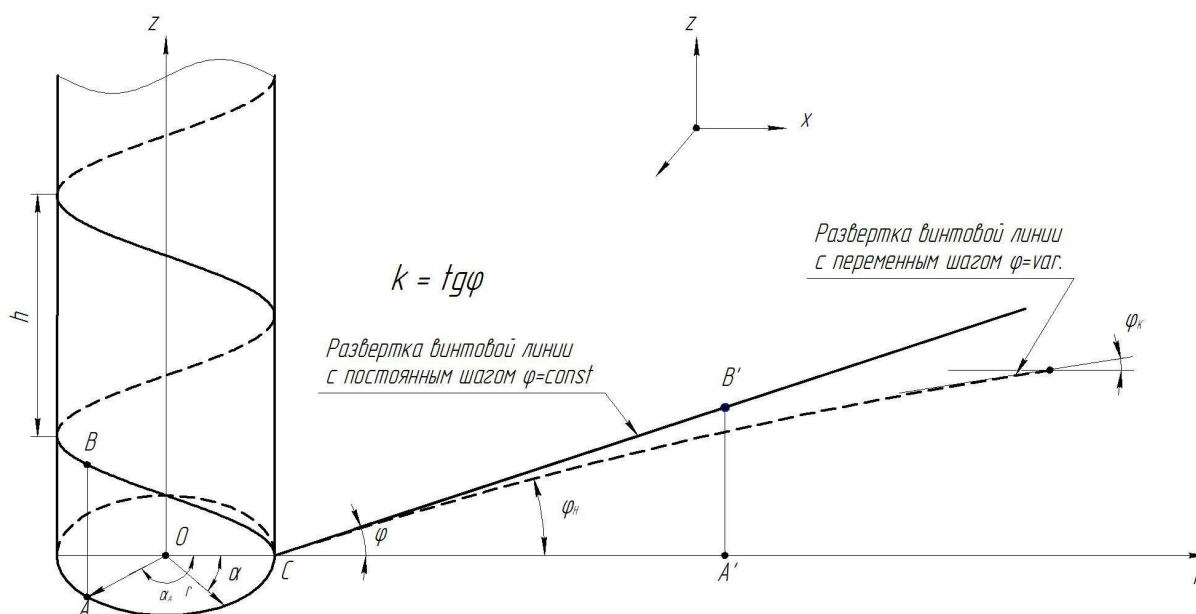


Рис. Схема развертки винтовой линии на плоскость
 Fig. The scheme of the helix scan on a plane

Участок CB винтовой линии развернут на плоскость чертежа в виде отрезка прямой CB' . Изображение перемещения точки A в положение B разворачивается в отрезок $A'B'$. Таким образом, для цилиндра радиуса r его поверхность CAB разворачивается в треугольник $CA'B'$ с углом φ подъема винтовой линии у основания при повороте радиуса r на угол α_A .

Развертка окружности основания образующего цилиндра вдоль оси Ct выполнена в соответствии с соотношением

$$t = r\alpha, \quad (1)$$

где r – радиус окружности основания образующего цилиндра, α – угол поворота радиуса-вектора образующей окружности, t – длина дуги образующей окружности.

Угол подъема винтовой линии шнека φ определяется отношением шага винтовой линии h к длине развернутой окружности основания образующего цилиндра:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{h}{2\pi r}. \quad (2)$$

Далее обозначим $k = \operatorname{tg}\varphi$.

Как известно [8], параметрическое уравнение винтовой линии имеет вид трех функциональных зависимостей соответствующих координат x, y, z от параметра t

$$x = x(t); y = y(t); z = kt. \quad (3)$$

С учетом выражения для параметра t эти уравнения примут форму

$$x = r \cos\alpha; y = r \sin\alpha; z = kr\alpha. \quad (4)$$

При этом длина отрезка винтовой линии при развертке отрезка дуги образующей окружности основания от a до b определяется соотношением

$$S = \int_a^b \sqrt{[x'(t)]^2 + [y'(t)]^2 + [z'(t)]^2} dt \quad (5)$$

или

$$S = \int_0^\alpha \sqrt{(-r \sin\alpha)^2 + (r \cos\alpha)^2 + (kr + r\alpha k')^2} d\alpha. \quad (6)$$

А. Для винтовой линии постоянного шага ($k = \text{const}$) длина одного витка шнека составит величину [8]

$$S_1 = \int_0^{2\pi} \sqrt{(-r \sin\alpha)^2 + (r \cos\alpha)^2 + (kr)^2} d\alpha. \quad (7)$$

После интегрирования получим

$$S_1 = 2\pi r \sqrt{1 + k^2}. \quad (8)$$

Статистический анализ формы более 150 вариантов шнеков волчков показывает, что угол φ составляет от 30 до 60°, поэтому k изменяется в пределах от $\sqrt{3}/3$ до $\sqrt{3}$, таким образом, длина одного витка винтовой линии находится в диапазоне: $S_1 = 2\pi r \times x(1,15 \div 2,0)$.

Для N витков расчетная длина винтовой линии эффективного шнека постоянного шага (с учетом требования обеспечения достаточного давления мясного сырья в зоне резания) составит величину

$$S_N = 2,0 \times N \times 2\pi r. \quad (9)$$

Обычно количество витков шнека волчка находится в пределах 3–6 [7–12]. Для бытовых мясорубок количество витков составляет от 2,5 до 4.

Б. Для винтовой линии с переменным шагом постоянство тангенса угла наклона не выполняется, $k = \text{var}$, и для расчета ее длины требуется знание закона изменения $k = k(\varphi(\alpha)) = k(\alpha)$.

Учитывая зависимость $\varphi = \varphi(t)$, а также $t = t(\alpha) = r \cdot \alpha$, получим необходимую зависимость $k = k(\alpha)$.

Как было отмечено, из анализа более 150 моделей волчков от разных производителей следует, что величина φ_n изменяется в диапазоне 0,5 ÷ 1,0 рад в начальной части шнека. Угол наклона винтовой линии в конечной части шнека φ_k является наиболее ответственным и характеристическим параметром с точки зрения эффективности работы волчка, так как определяет давление мясного сырья в зоне резания. Этот угол составляет, как правило, от 5 до 15°, т. е. от 0,08 до 0,25 рад.

Таким образом, задача корректного описания закона изменения угла наклона винтовой линии по ее длине является в данном случае ключевой для определения зависимости $k = k(\alpha)$.

При изложенных предпосылках для φ_n и φ_k , а также учитывая, что с перемещением от загрузочной горловины волчка к выходной решетке уменьшение шага винта шнека должно происходить с уменьшающейся скоростью, следует, что зависимость $\varphi = \varphi(\alpha)$ должна быть нелинейной. Линеаризация этой зависимости позволит увеличить скорость нарастания давления в зоне резания и укоротить длину корпуса волчка [9; 10].

Таким образом, можно принять

$$\varphi = \varphi_0 - m r \alpha, \quad (10)$$

где m – коэффициент пропорциональности; φ_0 – начальное значение угла наклона винтовой линии шнека.

Значения φ_0 и m находим из упомянутых выше граничных условий:

- при $\alpha = 0$; $\varphi = \varphi_n = 0,5 \div 1,0$;
- при $\alpha = N \cdot 2\pi$; $\varphi = \varphi_k = 0,08 \div 0,25$.

В результате подстановки получим искомые значения:

$$\varphi_0 = \varphi_n; \quad m = \frac{\varphi_n - \varphi_k}{N \cdot 2\pi r}. \quad (11)$$

Соотношение (10) примет вид

$$\varphi_0 = \varphi_n - \frac{\varphi_n - \varphi_k}{N \cdot 2\pi} \alpha. \quad (12)$$

Из требования максимальной эффективности шнекового механизма полагаем $\varphi_n = 1,0$; $\varphi_k = 0,08$. Приняв значение $N = 4$, получаем минимальную величину:

$$m = \frac{1,0 - 0,08}{8\pi r} = \frac{0,0366}{r}. \quad (13)$$

Тогда, учитывая требование $\varphi_k = 0,08$ для наискорейшего обеспечения минимально необходимого давления в зоне резания и принимая полученное значение m , запишем:

$$\varphi = 1,0 - 0,0366\alpha. \quad (14)$$

В таком случае имеется возможность корректного аналитического определения длины винтовой линии шнека с переменным шагом.

Для этого преобразуем соотношение (6) к виду

$$S = r \int_0^\alpha \sqrt{1 + [\operatorname{tg}\varphi + \alpha(\operatorname{tg}'(\varphi))]}^2 d\alpha. \quad (15)$$

С учетом выражения (12) для φ , после несложных преобразований получаем длину винтовой линии как функцию α :

$$S = r \int_0^\alpha \sqrt{1 + \left[\frac{0,5 \sin(2 - 0,0732\alpha) - 0,0366\alpha}{\cos^2(1 - 0,0366\alpha)} \right]^2} d\alpha. \quad (16)$$

Для удобства вычислений соотношение (16) можно выразить вновь как функцию φ :

$$S = r \int_{\varphi_k}^{\varphi_n} \sqrt{1 + \left[\frac{0,5 \sin 2\varphi - (1 - \varphi)}{\cos^2 \varphi} \right]^2} d\varphi. \quad (17)$$

Вычисления показывают, что для N витков шнека с переменным шагом винтовой линии ее длина в предложенных граничных условиях для φ_n и φ_k может составить величину

$$S_N = 1,246 N \cdot 2 \pi r. \quad (18)$$

Сравнение соотношений (18) и (9) показывает, что при использовании шнека с переменным шагом длина его винтовой поверхности изменяется относительно аналога с постоянным шагом на 37,7 %. Таким образом, предложенная методика расчета позволяет существенно повысить точность аналитического определения длины винтовой поверхности шнека. При этом работа сил трения скольжения материала на меньшем перемещении также снижается соответственно на 37,7 %.

На процесс **транспортирования** мясного сырья шнеком в **общем объеме** расхода энергии затрачивается, как отмечается в работе [6], около 6,3 %. Таким образом, абсолютное снижение потерь мощности на трение о шнек составит $37,7 \% \times 6,3 \% = 2,3751 \%$, т. е. около 2,4 %, что представляется при значительных объемах переработки мясного сырья в стране (2 433 тыс. т в 2016 г. только по колбасным изделиям¹) весомой величиной. В пересчете на денежное выражение при удельном потреблении энергии 2,5–12 кВт·ч на тонну продукции [13] эта цифра составит порядка 64 млн руб. в год.

В. *Длина корпуса H волчка переменного шага* определяется величиной координаты Z винтовой линии шнека. Учитывая соотношения для тангенса переменного угла φ наклона винтовой линии и закона

¹ Российский статистический ежегодник 2016. Статистический сборник. М. : Росстат, 2016. 725 с.

изменения этого угла от циклической координаты α при известном количестве витков шнека N , запишем следующие определяющие уравнения:

$$z = kr\alpha; \quad (19)$$

$$k = \operatorname{tg}\varphi; \quad (20)$$

$$\alpha = N \cdot 2\pi; \quad (21)$$

$$\varphi = \varphi_n - \frac{\varphi_n - \varphi_k}{N \cdot 2\pi} \alpha. \quad (22)$$

В таком случае длина корпуса шнека волчка с числом витков N составит величину

$$H = \operatorname{tg}\varphi_k \cdot r \cdot N \cdot 2\pi. \quad (23)$$

Для реального значения φ_k , обеспечивающего необходимую скорость подачи материала к режущему узлу $\varphi_k = 0,222$ рад (около 15°), получаем значение длины винтового шнека

$$H = 3,3D, \quad (24)$$

здесь $D = 2r$ – диаметр шнека.

Разработанные теоретические материалы хорошо согласуются с полученными в работах [11; 12] экспериментальными данными для $H_{\text{эсп}}$, рекомендательно составляющими $H_{\text{эсп}} = (3-3,5)D$.

Заключение

Таким образом, получены корректные аналитические соотношения для определения конструктивных параметров шнека с переменным шагом и длины корпуса волчка, позволяющие осуществлять их уточненный расчет, практическая реализация которого обеспечивает снижение энергетических затрат на процесс перемещения обрабатываемого материала на 37,7 %, что в общих энергетических затратах составляет 2,4 %. К этим параметрам в первую очередь относятся: начальный угол наклона винтовой линии шнека, конечный угол наклона винтовой линии, закон изменения этого угла, длина винтовой линии шнека, длина корпуса шнека. Полученная модель является основой для корректной постановки и решения задачи "шлюзования".

Библиографический список

1. Остриков А. Н., Абрамов О. В., Рудометкин А. С. Экструзия в пищевых технологиях. СПб. : ГИОРД, 2004. 288 с.
2. Корнюшко Л. М. Механическое оборудование предприятий общественного питания. СПб. : ГИОРД, 2006. 288 с.
3. Мак-Келви Д. М. Переработка полимеров. М. : Химия, 1965. 444 с.
4. Андрущенко А. Г. Исследование эксплуатационных и конструктивных параметров волчков малой производительности с целью их совершенствования : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1979. 23 с.
5. Андрущенко А. Г. Исследование процесса трения мяса о стальную поверхность // Мясная индустрия СССР. 1978. № 1. С. 29–31.
6. Полещук О. Б. Оптимизация работы мясоизмельчительных шнековых машин на основе изучения закономерностей переноса влаги в мясном фарше : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1988. 16 с.
7. Ивашов В. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. Часть 2. Оборудование для переработки мяса. СПб. : ГИОРД, 2007. 464 с.
8. Смирнов В. И. Курс высшей математики. Том 2. М. : ГИ ФМЛ, 1958. 628 с.
9. Пеленко В. В., Малявко Д. П., Усманов И. И. [и др.]. Оптимизация процесса измельчения пищевых материалов в волчках // Научный журнал НИУ ИТМО. Сер. Процессы и аппараты пищевых производств. 2016. № 2. С. 32–39.
10. Белоусов А. О конструктивных недостатках волчка ПМ-200 // Мясная индустрия СССР. 1965. № 2. С. 22–24.
11. Геррманн Х. Шнековые машины в технологии. Л. : Химия, 1975. 232 с.
12. Груздев И. Э. Обработка пищевых масс в шнековых устройствах : дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1985. 348 с.
13. Пеленко В. В., Зуев Н. А., Бобров С. В. [и др.]. Проблемы развития теории и практики промышленного производства измельчительно-режущего оборудования // Научный журнал НИУ ИТМО. Сер. Процессы и аппараты пищевых производств. 2014. № 1. С. 194–207.

References

1. Ostrikov A. N., Abramov O. V., Rudometkin A. S. Ekstruziya v pischevyh tehnologiyah [Extrusion in food technologies]. SPb. : GIOR, 2004. 288 p.
2. Korniyushko L. M. Mehanicheskoe oborudovanie predpriyatij obschestvennogo pitaniya [Mechanical equipment of public catering establishments]. SPb. : GIOR, 2006. 288 p.
3. Mak-Kelvi D. M. Pererabotka polimerov [Processing of polymers]. M. : Himiya, 1965. 444 p.

4. Andryuschenko A. G. Issledovanie ekspluatatsionnykh i konstruktivnykh parametrov volchkov maloy proizvoditelnosti s tselyu ih sovershenstvovaniya [Investigation of operational and design data of tops of small efficiency for the purpose of their perfecting] : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. M., 1979. 23 p.
5. Andryuschenko A. G. Issledovanie protsessa treniya myasa o stalnyuyu poverhnost [Investigation of the friction process of meat on a steel surface] // Myasnaya industriya SSSR. 1978. N 1. P. 29–31.
6. Poleschuk O. B. Optimizatsiya raboty myasoizmelchitelnykh shnekovykh mashin na osnove izucheniya zakonomernostey perenosa vlagi v myasnom farshe [Optimization of the operation of meat-grinding screw machines on the basis of studying the patterns of moisture transfer in minced meat] : avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. L., 1988. 16 p.
7. Ivashov V. I. Tehnologicheskoe oborudovanie predpriyatiy myasnoy promyshlennosti. Chast 2. Oborudovanie dlya pererabotki myasa [Processing equipment of meat industry enterprises. Part 2. Equipment for processing of meat]. SPb. : GIOR, 2007. 464 p.
8. Smimov V. I. Kurs vysshey matematiki [Course of higher mathematics]. Tom 2. M. : GI FML, 1958. 628 p.
9. Pelenko V. V., Malyavko D. P., Usmanov I. I. [i dr.]. Optimizatsiya protsessa izmelcheniya pischevykh materialov v volchkah [Optimization of process of grinding food materials in spinning tops] // Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Ser. Protsessy i apparaty pischevykh proizvodstv. 2016. N 2. P. 32–39.
10. Belousov A. O konstruktivnykh nedostatkakh volchka PM-200 [On design shortcomings of PM-200 top] // Myasnaya industriya SSSR. 1965. N 2. P. 22–24.
11. Gerrmann H. Shnekovye mashiny v tehnologii [Screw machines in technology]. L. : Himiya, 1975. 232 p.
12. Gruzdev I. E. Obrabotka pischevykh mass v shnekovykh ustroystvakh [Processing of food masses in screw devices] : dis. ... d-ra tehn. nauk. L., 1985. 348 p.
13. Pelenko V. V., Zuev N. A., Bobrov S. V. [i dr.]. Problemy razvitiya teorii i praktiki promyshlennogo proizvodstva izmelchitelno-rezhushchego oborudovaniya [Problems of development of theory and practice of industrial production of grinding-cutting equipment] // Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Ser. Protsessy i apparaty pischevykh proizvodstv. 2014. N 1. P. 194–207.

Сведения об авторах

Пеленко Валерий Викторович – ул. Ломоносова, 9, г. Санкт-Петербург, Россия, 191002; Санкт-Петербургский государственный национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, д-р техн. наук, профессор; e-mail: pelenko1@rambler.ru

Pelenko V. V. – 9, Lomonosov Str., Saint Petersburg, Russia, 191002; Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Dr of Tech. Sci., Professor; e-mail: pelenko1@rambler.ru

Похольченко Вячеслав Александрович – ул. Спортивная, 13, г. Мурманск, Россия, 18310; Мурманский государственный технический университет, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой; e-mail: pokholchenkova@mstu.edu.ru

Pokholchenko V. A. – 13, Sportivnaya Str., Murmansk, Russia, 183010; Murmansk State Technical University, Cand. of Tech. Sci., Associate Professor, Head of Department; e-mail: pokholchenkova@mstu.edu.ru

Усманов Илхом Ибрагимович – ул. Ломоносова, 9, г. Санкт-Петербург, Россия, 191002; Санкт-Петербургский государственный национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, аспирант; e-mail: ilhomusmanov@mail.ru

Usmanov I. I. – 9, Lomonosov Str., Saint Petersburg, Russia, 191002; Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Ph.D. Student; e-mail: ilhomusmanov@mail.ru

Сомов Артур Александрович – ул. Ломоносова, 9, г. Санкт-Петербург, Россия, 191002; Санкт-Петербургский государственный национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, аспирант; e-mail: kossinova64@mail.ru

Somov A. A. – 9, Lomonosov Str., Saint Petersburg, Russia, 191002; Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Ph.D. Student; e-mail: kossinova64@mail.ru

Смирнов Артур Андреевич – ул. Ломоносова, 9, г. Санкт-Петербург, Россия, 191002; Санкт-Петербургский государственный национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, аспирант; e-mail: arthursmirnoff@gmail.com

Smirnov A. A. – 9, Lomonosov Str., Saint Petersburg, Russia, 191002; Saint Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, Ph.D. Student; e-mail: arthursmirnoff@gmail.com

V. V. Pelenko, V. A. Pokholchenko, I. I. Usmanov,
A. A. Somov, A. A. Smirnov

Mathematical modeling and design parameters of crushing machines with variable-pitch helix of the screw

From the point of view of the effectiveness of the top cutting unit, the helix angle in the end portion of the screw is the most important and characteristic parameter, as it determines the pressure of the meat material in the zone of interaction of a knife and grate. The importance of solving the problem of mathematical modeling of geometry is due to the need to address the problem of minimizing the reverse flow of the food material when injecting into the cutting zone, as the specified effect of "locking" significantly reduces the performance of the transfer process, increases energy consumption of the equipment and entails the deterioration of the quality of the raw materials output. The problem of determining the length of the helix variable pitch for screw chopper food materials has been formulated and solved by methods of differential geometry. The task of correct description of the law of changing the angle of helix inclination along its length has been defined in this case as a key to provide the required dependence of this angle tangent on the angle of the radius-vector of the circle. It has been taken into account that the reduction in the pitch of the screw in the direction of the product delivery should occur at a decreasing rate. The parametric equation of the helix has been written in the form of three functional dependencies of the corresponding cylindrical coordinates. Based on the wide range analysis and significant number of models of tops from different manufacturers the boundaries of possible changes in the angles of inclination of the helical line of the first and last turns of the screw have been identified. The auger screw length is determined mathematically in the form of an analytical relationship and both as a function of the variable angle of its rise, and as a function of the rotation angle of the radius-vector of the circle generatrix, which makes it possible to expand the design possibilities of this node. Along with this the mathematical expression has been obtained for calculating the length of the auger body necessary in the study and calculation of energy costs for the product movement processes. The developed theoretical materials are in good agreement with the experimental data available in the literature on the investigation of press and extrusion mechanisms, this will make it possible to apply them effectively in the design practice.

Key words: auger, screw line, variable pitch, body length, friction, pressure, linearization, extrusion.