

УДК 62–97/98

Возможности моделирования оборудования для снижения энергоемкости реализуемых технологических процессов

Д-р техн. наук Г. В. АЛЕКСЕЕВ, О. И. АКСЕНОВА

gva2003@rambler.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Рассматриваются вопросы использования методов математического моделирования по совершенствованию технологических процессов и оборудования для снижения их энергоемкости. С использованием результатов моделирования уточнены методики расчета наиболее важных элементов технологического оборудования: экструдера и месильной машины. Определены наиболее значимые расчетные характеристики экструдера: шаг нарезки шнека, угол подъема винтовой линии, осевая, радиальная и поперечная нагрузки, изгибающие и крутящие моменты, касательные и тангенциальные напряжения, действующие на наиболее нагруженный виток шнека. Кроме этого определены наиболее важные расчетные параметры месильной машины и ее рабочего органа: производительность и мощность привода месильной машины, нормальная, осевая и окружная силы, действующие на лопасть, центр масс лопасти сложной формы. В работе приведены расчетные формулы, схемы действия сил и распределения нагрузок, порядок расчета оборудования.

Ключевые слова: моделирование, снижение энергоемкости, технологическое оборудование, экструдер, месильная машина, экструдированные продукты питания.

Equipment modeling to reduce technological processes power consumption

D. Sc. G. V. ALEKSEEV, O. I. AKSENOVA

gva2003@rambler.ru

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

The article deals with the use of mathematical modeling to reduce the power consumption of processes and equipment. Modeling results allows refining calculating methodology of the processing equipment most important elements: extruder and kneading machine. The most important design characteristics of the extruder are identified: screw cutting step, helix angle, axial, radial and transverse loads, bending and twisting moments, shear and tangential stresses acting on the most loaded spiral auger. Also, the most important design parameters of kneader and its working body are defined: kneader performance and drive power; normal, axial and circumferential forces applied to the blade; complex shape blade mass center. The paper presents the design formulas, diagrams of forces and load distribution, equipment calculating procedure.

Keywords: modeling, energy consumption reduction, technological equipment, extruder, kneader, extruded food.

Введение

В настоящее время в Российской Федерации большим спросом пользуются экструдированные продукты питания, которые, обладая повышенной пищевой ценностью, позволяют разнообразить ежедневный рацион и возместить дефицит потребления клетчатки, витаминов группы В, пищевых волокон. Такие продукты питания необходимы для ежедневного потребления людей имеющих избыточный вес, заболевания желудочно-кишечного тракта, диабет, повышенный уровень холестерина в крови, ведущих активный образ жизни.

Коммерческое обоснование оптимальности соотношения рецептурных ингредиентов при проектировании новых многокомпонентных экструдированных продуктов, как правило, уточняет требования к конструкции и режимам работы оборудования [1–3].

Требования к ограничению нагрузок действующих, например, на шнек экструдера приводят к необходимости рассмотрения следующей его модели.

Шнек установлен на двух опорах и имеет постоянный шаг винтовой линии.

Диаметр вала шнека:

$$d = k_1 D,$$

где D — наружный диаметр шнека, м; k_1 — коэффициент, лежащий в пределах 0,25...0,4.

Шаг шнека:

$$t = k D,$$

где k — коэффициент, лежащий в пределах 0,7...0,8.

Распределение давления по длине шнека, с небольшим допущением, можно принять изменяющимся по за-

кону равномерного нарастания от нуля до рабочего давления. Распределение давления по длине шнека показано на рис. 1, силы, действующие на шнек, представлены на рис. 2.

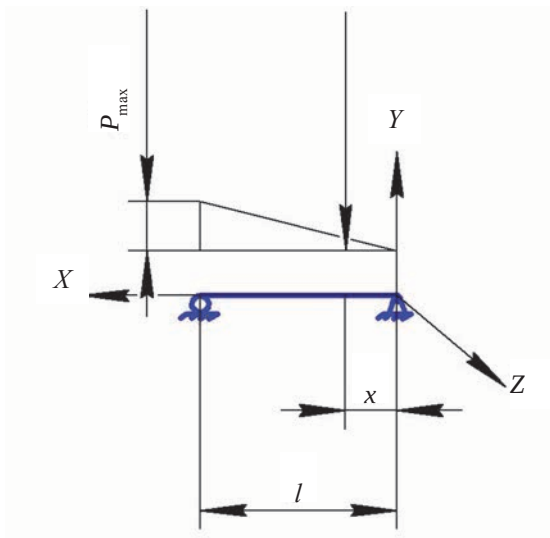


Рис. 1. Схема изменения давления по длине шнека

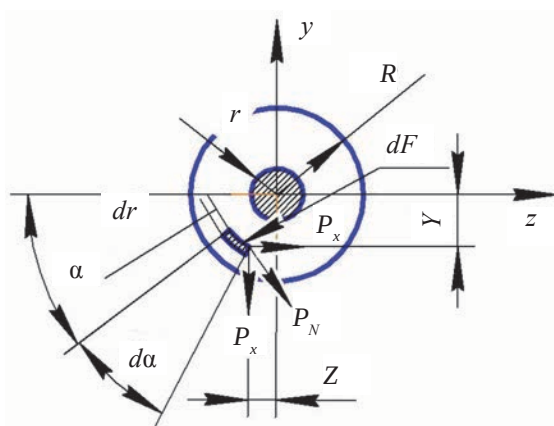
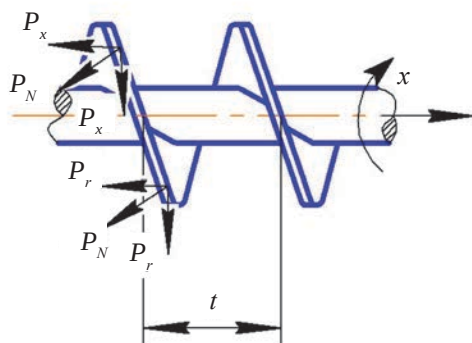


Рис. 2. Нагрузки, действующие на шнек

Максимальное давление, создаваемое экструдером $p_{\max}$ задано по условию, а длина шнека определяется необходимым объемом экструдированного ингредиента.

Угол подъема винтовой шнека на периферии

$$\alpha_D = \arctg(t/\pi D).$$

Угол подъема винтовой линии шнека у вала

$$\alpha_d = \arctg(t/\pi d).$$

Сплошная осевая нагрузка вычисляется по формуле

$$P_N = p_{\max}/l,$$

где P_N — сплошная осевая нагрузка, то есть осевое давление, приходящееся на единицу длины шнека, МПа.

Для расчета осевого и окружного давлений определяется среднее арифметический угол подъема винтовой линии

$$\alpha = 0,5(\alpha_D + \alpha_d),$$

где α — среднее арифметический угол подъема винтовой линии;

α_D — угол подъема винтовой шнека на периферии;

α_d — угол подъема винтовой линии шнека у вала.

Давление P_N , действующее перпендикулярно поверхности витка шнека, можно разложить на две составляющие.

Осевое давление

$$p_x = P_N \cos \alpha,$$

где p_x — осевое давление, МПа.

Окружное давление

$$p_r = P_N \sin \alpha,$$

где p_r — окружное давление, МПа.

Интенсивность сплошной осевой нагрузки

$$q_x = P_N \frac{(R^2 - r^2)}{2} \frac{2\pi}{t},$$

где R — наружный радиус шнека, равный половине диаметра шнека;

r — внутренний радиус шнека, равный половине диаметра вала шнека d .

Осевое давление p_x , кроме сжимающей силы, создает сплошные изгибающие моменты [4, 5] относительно осей y и z .

Момент, приходящийся на единицу длины шнека, или интенсивность сплошного изгибающего момента относительно оси z

$$m_z = P_N \frac{R^3 - r^3}{3} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{t}\right) \cdot x,$$

где m_z — интенсивность сплошного изгибающего момента относительно оси z , МПа; x — плечо силы, м.

Интенсивность сплошного изгибающего момента

$$\text{относительно оси } y \quad m_x = P_N \frac{R^3 - r^3}{3} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{t}\right) \cdot x.$$

Интенсивность сплошного крутящего момента

$$m_{кр} = P_N \frac{R^3 - r^3}{3} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{t}\right) \cdot tg\alpha,$$

где $m_{кр}$ — интенсивность сплошного крутящего момента.

Интенсивность сплошной поперечной нагрузки в плоскости $y-x$

$$q_y = -P_N \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{t}\right) \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где q_y — интенсивность сплошной поперечной нагрузки в плоскости $y-x$.

Интенсивность сплошной поперечной нагрузки в плоскости $z-x$

$$q_z = -P_N \frac{R^2 - r^2}{2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{t}\right) \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где q_z — интенсивность сплошной поперечной нагрузки в плоскости $z-x$.

Найденные таким образом нагрузки необходимы для дальнейших прочностных расчетов шнека [6–9] и построения эпюр крутящих моментов и продольных сил.

При приближенном расчете шнека на прочность, необходимо учитывать следующие нагрузки: сплошную осевую нагрузку, равномерно возрастающую от левой опоры (у загрузочного отверстия) к правой; сосредоточенную продольную силу, представляющую собой реакцию опоры; сплошной равномерно возрастающий крутящий момент и сосредоточенный крутящий момент на опоре, равный сумме крутящих моментов.

Из эпюры крутящих моментов для опасного сечения находим крутящий момент

$$M_{кр} = \frac{m_{кр} l}{2} = \frac{p_{max} l}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \left(\frac{R^3 - r^3}{3}\right) \cdot \frac{2\pi}{t},$$

где $M_{кр}$ — максимальный крутящий момент, Н·м.

Пусть длина экструдера l , шаг экструдера t , наружный R и внутренний диаметр r шнека определяются производительностью процесса.

Из эпюры продольных сил находим сосредоточенную продольную силу S

$$S = \frac{P_{max} l}{2} = \frac{p_{max} l}{2} \cdot \left(\frac{R^2 - r^2}{2}\right) \cdot \frac{2\pi}{t}.$$

Эквивалентное напряжение по теории наибольших касательных напряжений [10]:

$$\sigma_{эkv} = (\sigma^2 + 4\tau^2)^{0.25}.$$

Напряжения σ и τ соответственно равны

$$\sigma = \frac{S}{F};$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p},$$

где F — площадь сечения шнека, м, $F = \pi R^2$; W_p — полярный момент сопротивления сечения шнека, м, $W_p = \pi D^3/16$.

На прочность рассчитывают виток шнека, находящийся в условиях максимального давления прессования p_{max} , направленного нормально к профилю винтовой поверхности. Таким, наиболее нагруженным, является виток, входящий в прессовую камеру [11]. С небольшим допущением можно представить один виток как кольцевую пластину, защемленную по внутреннему радиусу в теле шнека.

Распределение нагрузок, действующих на виток шнека, показано на рис. 3.

Реакция со стороны шнека N :

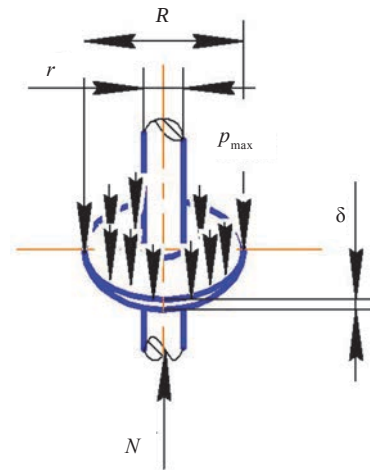


Рис. 3. Нагрузки, действующие на виток шнека

$$N = p_{max} (R^2 - r^2)$$

Напряжения определяем, как:

$$\sigma_r = \frac{M_r}{\delta^2};$$

$$\sigma_t = \frac{M_t}{\delta^2},$$

где M_r , M_t — изгибающие моменты, Н·м.

Изгибающие моменты, находятся по формулам:

$$M_r = \left(\frac{p_{max} R^2}{16}\right) \cdot A \cdot (1 + \lambda^{-2} + \mu - \lambda^{-2} \mu) -$$

$$- \left(\frac{p_{max} r^2}{16}\right) (3 + \mu - \lambda^{-4} (1 - \mu) (1 - 2a^2) -$$

$$- 2\lambda^{-2} \cdot (1 + \mu + a^2 - a^2 \mu) - 4(1 + \mu) \cdot a^2 \lambda^{-2} \ln \lambda);$$

$$M_t = \left(\frac{p_{max} R^2}{16}\right) \cdot A \cdot (1 - \lambda^{-2} + \mu + \lambda^{-2} \mu) -$$

$$- \left(\frac{p_{max} r^2}{16}\right) (1 + 3\mu - \lambda^{-4} (1 - \mu) (1 - 2a^2) + 2\lambda^{-2} (-1 + 2\mu +$$

$$+ a^2 - a^2 \mu) - 4a^2 \lambda^{-2} (1 + \mu) a^2 \lambda^{-2} \ln \lambda),$$

где $a = R/r$ — отношение диаметров шнека и вала шнека; μ — коэффициент Пуассона, для стали;

$$A = \frac{1 + 3\mu - 4a^{-4} (1 + \mu) - 4\mu a^{-2} - 4(1 + \mu)^2 \ln a}{1 + \mu + a^{-2} (1 - \mu)}.$$

На внутреннем контуре $\lambda = 1$, на внешнем контуре $\lambda = a$.

На внутреннем корпусе изгибающие моменты равны:

$$M_r = \frac{p_{max} R^2}{8} \cdot \frac{1 + 3\mu - a^{-4} (1 + \mu) - 4\mu a^{-2} - 4(1 + \mu)^2 \ln a}{1 + \mu + a^{-2} (1 - \mu)};$$

$$M_t = \frac{p_{max} R^2}{8} \cdot \mu \cdot \frac{1 + 3\mu - a^{-4} (1 + \mu) - 4\mu a^{-2} - 4(1 + \mu)^2 \ln a}{1 + \mu + a^{-2} (1 - \mu)}.$$

На внешнем контуре изгибающие моменты равны:

$$M_r = 0$$

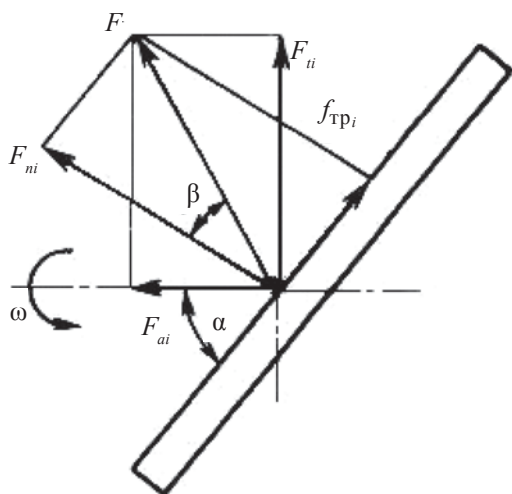


Рис. 4. Расположение сил, действующих на лопасть тестомесильной машины

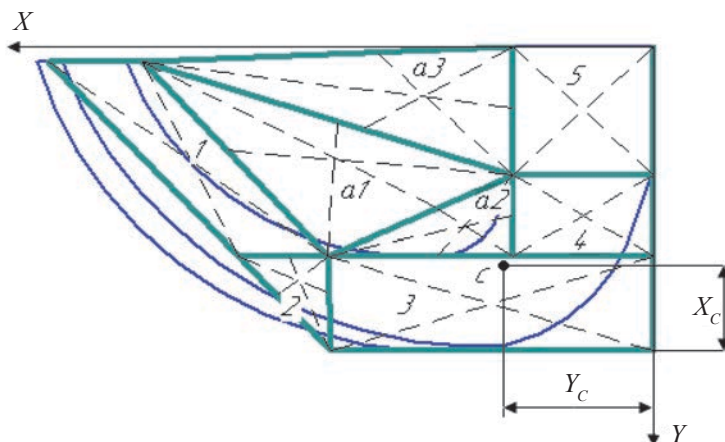


Рис. 5. Расположение центра масс лопасти

$$M_t = \frac{p_{\max} R^2}{16} \cdot \frac{1 + 3\mu - a^{-4}(1 + \mu) - 4\mu a^{-2} - 4(1 + \mu)^2 \ln a}{1 + \mu + a^{-2}(1 - \mu) \cdot (1 - \lambda^{-2} + \mu + \lambda^{-2}\mu)(1 + \mu - a^{-2}(1 - \mu))} - \frac{p_{\max} r^2}{16} \cdot (1 + 3\mu + a(1 - \mu - 4a - 4(1 + \mu) \ln a)).$$

Если на внутреннем и внешних контурах справедливы неравенства:

$$\sigma_r < [\sigma]; \quad \sigma_t < [\sigma],$$

то условия прочности выполняется.

При эксплуатации экструдера необходимо периодически контролировать все термически нагруженные соединения, которые могут быть ослаблены вследствие колебания температуры [12]. В случае появления стука и посторонних шумов при работе экструдера необходимо его немедленно остановить и устранить неисправности.

Другим ответственным этапом технологического процесса является смешивание ингредиентов. От однородности и консистенции, замешенной в тестомесильной машине смеси, напрямую зависит качество готового продукта. Качество смеси зависит от типа замеса, который осуществляется на тестомесильных машинах с различными техническими характеристиками и параметрами. Правильность расчета этих параметров и правильность выбора машины с определенными техническими характеристиками, подобранными конкретно под экструдированные продукты питания, определяют качество и энергоемкость процесса [13].

Производительность тестомесильной машины определяется как:

$$\Pi = \frac{\lambda V \rho}{\tau_a + \tau_s},$$

где λ — коэффициент использования объема месильной камеры; τ_s — время, необходимое для замеса; τ_a — время, на загрузку и разгрузку аппарата; ρ — плотность смеси, кг/м³; V — вместительность месильной камеры, $V = S_{\text{дн}} h = \pi R^2 h$, здесь R — радиус месильной камеры; h — высота месильной камеры.

Рассчитанная производительность тестомесильной машины, должна быть согласована с производительностью экструдера, стоящего за ней в ходе технологического процесса, а также обеспечивать заданную производительность предприятия. Площадь поверхности среза, образуемая за один оборот, определяется как

$$S_{0(\text{раб})} = S_c + S_{\text{лр}}$$

где S_c — площадь поверхности, образуемая спиралью за один оборот; $S_{\text{лр}}$ — площадь поверхности, образуемая крепящими лопастями за один оборот.

Удельная площадь поверхности, образуемая в массе рабочим органом за один оборот

$$S_{\text{уд}(n)} = \frac{S_{0(\text{раб})}}{V}.$$

Удельная площадь поверхности, образуемая в массе рабочим органом используется для расчета частоты вращения рабочего органа.

Удельная площадь поверхности, образуемая в массе после обработки

$$S_{\text{уд}} = S_{\text{уд}(n)} n t_c,$$

где n — частота вращения рабочего органа, мин⁻¹; t_c — продолжительность смешения.

На рис. 4 показаны силы, действующие на лопасть.

Нормальная сила, действующая на лопасть, перпендикулярно оси вала:

$$F_{ni} = S_{\text{л}} (h_{\text{ср}} \rho g \cdot \text{tg}^2(45^\circ + \frac{\varphi}{2}) + 2F_{\text{уд}} \cdot \text{tg}(45^\circ + \frac{\varphi}{2})),$$

где $S_{\text{л}}$ — площадь лопасти; $h_{\text{ср}}$ — средняя глубина погружения лопасти в материал, принимается равным внешнему диаметру лопасти; g — ускорение свободного падения; φ — угол внутреннего трения продукта; $F_{\text{уд}}$ — удельная сила материала, равная адгезионному взаимодействию массы с материалом лопасти.

Окружная и осевая составляющие равнодействующей силы равны:

$$F_{ti} = F_{ni} \cdot (\cos \alpha + f_{\text{тр}} \cdot \sin \alpha);$$

$$F_{ai} = F_{ni} (\sin \alpha + f_{\text{тр}} \cdot \cos \alpha),$$

где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения материала о лопасть; α — угол между плоскостью лопасти и осью вращения, равный углу подъема спирали.

Определение координат центра масс лопасти, осуществляется путем разбиения ее на некоторое число простых фигур и определение центра масс и площади каждой из фигур.

Разбиение лопасти показано на рис. 5, формулы для расчета приведены ниже.

Абцисса центра масс лопасти:

$$x_c = \frac{x_1 S_1 + x_2 S_2 + x_3 S_3 + x_4 S_4 + x_5 S_5 - x_{01} S_{01} - x_{02} S_{02} - x_{03} S_{03}}{S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 - S_{01} - S_{02} - S_{03}}.$$

Ордината центра масс лопасти:

$$y_c = \frac{y_1 S_1 + y_2 S_2 + y_3 S_3 + y_4 S_4 + y_5 S_5 - y_{01} S_{01} - y_{02} S_{02} - y_{03} S_{03}}{S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 - S_{01} - S_{02} - S_{03}}.$$

Координаты центра масс лопасти необходимы при определении силы лобового сопротивления, действующей на лопасть со стороны перемешиваемой массы [14].

Потребляемая мощность на обработку массы лопастями:

$$N_{\text{л}} = F_{ti} v_{ti} + F_{ai} v_{ai},$$

где v_{ti} и v_{ai} — окружные и осевые составляющие скорости.

$$v_{ti} = \frac{\pi n}{30} r;$$

$$v_{ai} = v_{ti} \cos \alpha \cdot \sin \alpha,$$

где r — расстояние от оси вращения до центра масс.

Силовой расчет лопасти на основе результатов моделирования служит для подбора электродвигателя тестомесильной машины, который отвечает за энергоемкость технологического процесса [15, 16].

Выводы

1. Приведенные выкладки свидетельствуют о важности правильного выбора параметров конструкций оборудования при задаваемом составе ингредиентов.

2. Набор физико-механических характеристик перерабатываемого сырья задает эксплуатационные нагрузки на рабочие органы.

3. Расчетные формулы и выбранные схемы действия сил позволяют оценить характер распределения нагрузок для наиболее важных элементов технологического оборудования.

4. Методика и порядок расчетов позволяют снизить энергоемкость технологических процессов, реализуемых при производстве экструдированных продуктов питания.

Список литературы

1. Арет В. А. Школа физико-химической механики. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2011. № 1. с. 2–3.
2. Überzug der Arbeitsorgane einer Maschine zur Bearbeitung von Knollen- und Wurzelfrüchten. /Алексеев Г. В., Грекова И. В./ Европейская заявка на патент EP 0 403652 A1. — Гаага, 1989.

3. Алексеев Г. В., Даниленко Е. А. Возможности моделирования измельчения пищевых добавок для продуктов функционального питания. // Вестник Международной академии холода. 2011. № 2. с. 16–18.
4. Арет В. А. Реологические основы расчета оборудования производства жиросодержащих пищевых продуктов. — СПб., 2004.
5. Алексеев Г. В., Бريدено И. И. Виртуальный лабораторный практикум по курсу «механика жидкости и газа» / Учебное пособие. — Саратов, 2013.
6. Арет В. А., Байченко Л. А. К оптимизации геометрии червячного нагнетателя. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2007. № 2. с. 23–24.
7. Арет В. А. и др. Изучение режимов кавитационного разрушения пищевого сырья как элемента нанотехнологий. // Известия СПбГУНИПТ. 2007. № 3. с. 29.
8. Арет В. А., Васильев Д. А. Влияние геометрических и кинематических параметров на объемную производительность червячного нагнетателя. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2008. № 1. с. 1–4.
9. Моделирование процесса распылительной сушки суспензии протеинового зеленого концентрата (ПЗК) / Шевцов А. А., Дерканосова А. А., Коротаева А. А., Муравьев А. С. // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. 2015. № 1 (63). С. 51–57.
10. Арет В. А., Верболоз Е. И. Внешнее трение в моделировании работы червячного экструдера. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2012. № 1. с. 10.
11. Бабин А. П., Зернин А. В. Конечно-элементное моделирование контактного взаимодействия с использованием положений механики контактной псевдосреды. // Механика твердого тела. 2009 (4), с. 84–107.
12. Горбань М. В., Груздев Н. Э., Корнильев И. Б., Шувалов В. Н. Анализ работы шнековых нагнетателей. В сб.: «Интенсификация процесса и оборудования пищевых производств», — Л.: 1976, с. 109–112.
13. Горбань М. В., Светлов В. В., Груздев Н. Э. Исследование шнековых 75 нагнетателей формующих машин. В сб.: Интенсификация процессов и оборудования пищевых производств», — Л.: 1975, с. 45–49.
14. Мельников В. З. Синтез червячных передач на основе стандартного производящего червяка. // Вестник машиностроения, 2007, № 11, с.25–37.
15. Мочалин А. А. Устойчивость цилиндрической оболочки переменной толщины от неравномерной радиальной нагрузки. // Проблемы машиностроения и надежности машин, 2014 (1), с.12–17.
16. Рыбак А. Т., Богуславский И. В. Совершенствование методики расчета системы привода технологического оборудования. // Вестник машиностроения, 2010, № 10, с.39–47.

References

1. Aret V. A. School of physical and chemical mechanics. // *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Protsessy i apparaty pishchevykh proizvodstv*. 2011. No 1. p. 2–3. (in Russian)

2. Überzug der Arbeitsorgane einer Maschine zur Bearbeitung von Knollen- und Wurzelfrüchten. / Alekseev G. V., Grekova I. V. / European patent application ER 0 403652 A1. — Gaaga, 1989.
3. Alexeyev G. V., Danilenko E. A. Modeling potentialities of pounding food additives for functional nutritional foods. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2011. No 2. p. 16–18. (in Russian)
4. Aret V. A. Rheological bases of calculation of the equipment of production of fat-containing foodstuff. — St. Petersburg. 2004. (in Russian)
5. Alekseev G. V., Bridenko I. I. Virtual laboratory workshop on the course «Mechanics of liquid and gas» / Manual. — Saratov, 2013. (in Russian)
6. Aret V. A., Baichenko L. A. To optimization of geometry of the worm supercharger. *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Protsessy i apparaty pishchevykh proizvodstv*. 2007. No 2. p. 23–24. (in Russian)
7. Aret V. A., etc. Studying of the modes of cavitation destruction of food raw materials as element of nanotechnologies. *Izvestiya SPbGUNIPT*. 2007. No 3. p. 29. (in Russian)
8. Aret V. A., Vasil'ev D. A. Influence of geometrical and kinematic parameters on the volume productivity of the worm supercharger. *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Protsessy i apparaty pishchevykh proizvodstv*. 2008. No 1. p. 1–4. (in Russian)
9. The modeling of spray drying of a suspension of green protein concentrate (PGCs) / Shevtsov A. A., Derkanosova A. A., Korotaeva A. A., Muravyov A. S. / *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta enzhenernih technologii* [Proceedings the Voronezh state University of engineering technologies]. 2015. No. 1 (63). p. 51–57. (in Russian)
10. Aret V. A., Verboloz E. I. External friction in modeling of work of a worm extruder. *Nauchnyi zhurnal NIU ITMO. Seriya: Protsessy i apparaty pishchevykh proizvodstv*. 2012. No 1. p. 10. (in Russian)
11. Babin A. P., Zernin A. V. Final and element modeling of contact interaction with use of provisions of mechanics of a contact psevdosreda. *Mekhanika tverdogo tela*. 2009 (4), p. 84–107. (in Russian)
12. Gorban'M. V., Gruzdev N. E., Kornil'ev I. B., Shuvalov V. N. Analysis of work shnekovykh of superchargers. In the collection: «Intensification of process and equipment of food productions». — L.: 1976, p. 109–112. (in Russian)
13. Gorban'M. V., Svetlov V. V., Gruzdev N. E. Research the shnekovykh of superchargers of the forming cars. In the collection: «Intensification of process and equipment of food productions». — L.: 1975, p. 45–49. (in Russian)
14. Mel'nikov V. Z. Synthesis of worm gears on the basis of the standard making worm. *Vestnik mashinostroeniya*. 2007, No 11, p. 25–37. (in Russian)
15. Mochalin A. A. Stability of a cylindrical cover of variable thickness from uneven radial loading. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. 2014 (1), p. 12–17. (in Russian)
16. Rybak A. T., Boguslavskii I. V. Improvement of a method of calculation of system of the drive of processing equipment. *Vestnik mashinostroeniya*. 2010, No 10, p. 39–47. (in Russian)

Статья поступила в редакцию 14.04.2015



Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Самарской области
Самарский государственный технический университет

III Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием

«ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ» 14-16 апреля 2016 г.

Конференция проводится на базе факультета пищевых производств СамГТУ.

Форма участия в конференции: ЗАОЧНОЕ.

Заявки на участие в конференции, организационный взнос и статьи для опубликования в сборнике конференции принимаются до **1 марта 2016 г.**

ОСНОВНЫЕ НАУЧНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ КОНФЕРЕНЦИИ:

- Инновационные технологии в пищевой промышленности;
- Инновационные разработки в общественном питании, санитарии и гигиене питания;
- Биотехнология пищевых продуктов и биологически активных веществ;
- Антиоксиданты в пищевой промышленности;
- Общая и прикладная биотехнология.

По результатам конференции планируется издание сборника статей с присвоением ISBN, с размещением в базе РИНЦ. Участникам конференции будет выслана печатная версия сборника конференции.

Информационное письмо можно получить по запросу на e-mail: confpp@bk.ru или на сайте <http://www.konferencii.ru> в разделе «Пищевая промышленность».

Подробная информация на сайте <http://tppipkp.samgtu.ru> в разделе «Научная работа»