

Научная статья

УДК 519.68:532.7:541.8:541.182.41

DOI: 10.17586/2310-1164-2021-14-4-20-36

Аналитическое определение оптимального соотношения толщины ножа и выходной решетки шнекового измельчителя при параболическом изменении давления вдоль ее радиуса

В.В. Пеленко^{1*}, Т.Ю. Короткова¹, В.Г. Злобин¹, Г.В. Баринов², С.В. Шахов³¹Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна²Университет ИТМО

Санкт-Петербург, Россия, *pelenko1@rambler.ru

³Воронежский государственный университет инженерных технологий
Воронеж, Россия

Аннотация. При математическом описании процессов экструзии и резания твердообразных материалов в шнековых измельчителях возникают дополнительные трудности, обусловленные неизвестным характером изменения силового воздействия на режущий узел. Неравномерность распределения сил давления сырья по радиусу выходной решетки шнековых измельчителей связана не только со сложным винтовым характером перемещения материала, но и наличием кольцевого зазора между внутренней цилиндрической поверхностью корпуса измельчителя и наружной поверхностью выступов последнего витка шнека. Действительно, при определенных технологических режимах на выходе измельчителя формируется давление, превышение которого вызывает явление «шлюзования», то есть обратного перетока твердообразного материала через названный кольцевой зазор. В этих условиях решение задачи оптимизации толщины лезвия ножа при нагрузке, равномерно либо линейно распределенной по радиусу выходной измельчительной решетки, известно. Однако, как показывают результаты отдельных экспериментов, распределение давления на режущий узел носит более сложный характер. В связи с этим в данном исследовании осуществлена разработка математической модели процесса изгиба выходной измельчительной решетки как круглой перфорированной пластинки, находящейся под действием нагрузки, параболически убывающей по радиусу. При этом аналитически определен также прогиб лезвия ножа под действием этой параболической нагрузки. На основе анализа особенностей физической модели процесса контактного взаимодействия между собой элементов режущего узла сформулированы условия его закрепления, исключаяющие концентрацию взаимных сил трения ножа и решетки, и обеспечивающие снижение скорости их износа. Базируясь на принципе совместности деформаций установлена аналитическая зависимость требуемой толщины лезвия ножа от толщины выходной измельчительной решетки для снижения скорости износа за счет обеспечения эквидистантности упругих линий их изгиба под действием нагрузки, параболически убывающей по радиусу.

Ключевые слова: математическое моделирование; дифференциальное уравнение изгиба; переменное давление; скорость износа; оптимизация; режущая пара; толщина лезвия ножа

Original article

Analytical determination of the optimal ratio of the knife thickness and the outlet grate of the auger grinder with a parabolic pressure change along its radius

Valery V. Pelenko^{1*}, Tatiana Yu. Korotkova¹, Vladimir G. Zlobin¹, Grigory V. Barinov², Sergey V. Shakhov¹Saint Petersburg State University of Industrial Technologies and Design²ITMO University

St. Petersburg, Russia, *pelenko1@rambler.ru

³Voronezh State University of Engineering Technologies

Voronezh, Russia

Abstract. Difficulties arising in the mathematical description of the extrusion processes of solid materials in screw grinders are aggravated by the unknown nature of the change in the force effect on the cutting unit. The uneven distribution of the raw material pressure forces along the radius of the screw grinder outlet lattice is due not only to the complex helical nature of the material movement, but also due to the presence of an annular gap between the inner cylindrical surface of the grinder body and the outer surface of the projections of the screw last turn. Indeed, under certain technological conditions, a pressure is formed at the outlet of the grinder, the excess of which causes the phenomenon of "sluicing", that is, the reverse flow of solid material through the above-mentioned annular gap. The solution to the problem of optimizing the thickness of the knife blade under a load uniformly or linearly distributed over the radius of the output grinding grate is known. However, as the

preliminary results of our experimental studies show, the pressure distribution on the cutting unit is more complex. Therefore, in this study, the development of a mathematical model for the bending process of the output grinding grate as a circular perforated plate under the action of a load parabolically decreasing along the radius was carried out. In this case, the deflection of the knife blade under the action of a parabolic load is also analytically determined. Based on the analysis of the features of the physical model for the process of contact interaction between the elements of the cutting unit, the condition for minimizing the concentration of mutual frictional forces between the knife blade and the grate, which ensures a decrease in the rate of their wear, is formulated. Based on the condition of compatibility of deformations, an analytical dependence of the required thickness of the knife blade on the thickness of the output grinding grate is established to reduce the wear rate by ensuring the equidistance of elastic lines of their bending under the action of a load parabolically decreasing along the radius.

Keywords: mathematical modeling; differential equation of bending; variable pressure; wear rate; optimization; cutting pair; knife blade thickness.

Введение

Анализ математической модели шнековых измельчителей, экструдеров и волчков, а также результатов экспериментальных исследований зависимости энергосиловых параметров пары нож–решетка от момента затяжки центральной зажимной гайки показывают, что названный узел наиболее динамически и термически напряжен [1–3]. Опыт промышленной эксплуатации волчков подтверждает указанный факт, так как частая перезаточка ножей, и смена режущих комплектов волчков являются общим слабым местом измельчительно-режущего оборудования. По данным работы [2], полный ресурс одного крестового ножа не превышает двух месяцев рядовой эксплуатации. Как следует из работ [2, 4], в процессе функционирования режущая пара изнашивается, качество продукта ощутимо снижается, при этом потребляемая шнековым измельчителем мощность возрастает на $8 \div 20\%$. Экспериментальные исследования свидетельствуют о том, что в стыке нож–решетка рост температуры достигает десятка градусов, а это существенный фактор увеличения скорости износа решеток и ножей [3]. Углубленный анализ существа физическо-механических процессов, происходящих при функционировании шнековых измельчителей показывает, что давление, оказываемое на решетку и нож со стороны мясного сырья достигает существенных значений — $0,5 \div 1,2$ МПа и выше. В соответствии с традиционными условиями закрепления решетки и ножа зажимной гайкой по внешнему кольцевому контуру, решетка под действием этого давления прогибается выпуклостью наружу корпуса волчка в направлении выхода продукта, а нож в таком случае опирается своими периферийными сечениями на внешнюю кольцевую часть решетки, превращаясь в двухпорную однопролетную балку. Как следствие, нож при вращении создает существенную концентрацию нормальных напряжений на периферийной кольцевой поверхности решетки в стыке с ней, что ведет к концентрации сил трения в этой зоне и к ускоренному износу как ножа, так и решетки. Сказанное приводит к необходимости принципиального изменения условий закрепления (не по внешнему, а по внутреннему кольцевому контуру центрального установочного отверстия решетки) и корректного математического описания процесса взаимодействия ножа и ножевой решетки с целью оптимизации конструктивно-технологических параметров узла резания. Обозначенная задача решена для варианта равномерного [5] распределения давления экструдированного сырья, а также для случая линейно убывающей [6] нагрузки по радиусу выходной измельчительной решетки. Учитывая более сложный характер распределения нагрузки по радиусу выходной измельчительной решетки, целью работы поставлено математическое описание зависимости требуемой толщины лезвия ножа от толщины выходной измельчительной решетки при действии нагрузки, параболически убывающей по радиусу, исходя из критерия снижения скорости износа за счет исключения концентрации сил трения путем обеспечения эквидистантности упругих линий прогиба решетки и ножа.

Объекты и методы исследования

Объектом исследования является процесс взаимодействия ножа и решетки в режущей паре шнекового измельчителя. В качестве предмета исследования рассматриваются условия закрепления, а также соотношение толщин ножа и решетки, обеспечивающее эквидистантность упругих линий их прогиба для исключения концентрации напряжений в плоскости контакта, что ведет к снижению скорости износа при воздействии нагрузки, параболически изменяющейся вдоль радиуса решетки.

В качестве метода исследования выбран системный анализ возможных условий закрепления решетки, а также математическое моделирование средствами теории упругости и дифференциального исчисления процессов изгиба решетки и ножа для оптимизации толщины лезвия ножа на основе уравнения совместности деформаций.

Результаты и обсуждение

1. Обоснование перспективных условий закрепления режущей пары нож–решетка в шнековых измельчителях

Как показывает анализ характеристик и параметров физических процессов, осуществляемых в шнековых измельчителях, давление, оказываемое на решетку и нож со стороны экструдированного сырья, достигает $1,2 \cdot 10^5$ Па и более [7, 8]. В связи с этим, согласно традиционным условиям закрепления, решетка под действием этого давления прогибается выпуклостью наружу корпуса волчка, а лезвия ножа опираются на периферийные кольцевые площадки решетки и представляют собой в таком случае двухопорную однопролетную балку. Таким образом, на периферийной кольцевой поверхности этим давлением создается существенная концентрация напряжений в стыке нож–решетка, что при их относительном вращении ведет к ускоренному износу как ножа, так и решетки. Физическая картина указанного процесса приведена на рисунке 1.

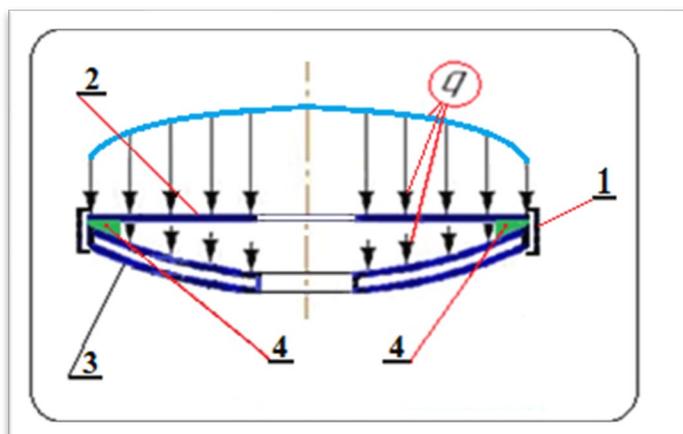


Рисунок 1 – Схема традиционного условия закрепления кольцевой измельчительной решетки в виде жесткой заделки по ее внешнему контуру: 1 – внешняя кольцевая жесткая заделка решетки; 2 – лезвие ножа; 3 – выходная измельчительная решетка; 4 – зоны концентрации напряжений и повышенной скорости износа лезвий ножа
Figure 1. Traditional fixing of the round grinding grate with its outer edge fully fixed: 1 – outer annular fixing of the grate; 2 – knife blade; 3 – outlet grinding grate; 4 – zones of stress concentration and increased wear rate of the knife blades

Сказанное приводит к необходимости синтеза и обоснования перспективной схемы закрепления режущей пары.

С точки зрения теории упругости ножевая решетка шнекового измельчителя представляет собой тонкую круглую перфорированную кольцевую пластину с центральным установочным отверстием, закрепляемую в корпусе шнекового измельчителя. В самом общем случае рассмотрены более двух десятков вариантов крепления ножевой решетки посредством зажимной гайки [5, 8, 9]. В результате системного анализа показано, что основными среди них являются варианты, представленные на рисунке 2.

Схемы варианта А на этом рисунке отражают собой крепление решетки посредством кольцевой жесткой заделки (1 – внешняя заделка кольца, 2 – внутренняя, 3 – двусторонняя). Схемы В рисунка 2 касаются шарнирных кольцевых опор (4 – внешняя, 5 – внутренняя, 6 – двусторонняя). Схемы С имеют смешанное крепление кольцевой решетки (7 – внешняя кольцевая шарнирная опора при внутренней жесткой заделке кольца, 8 – внешняя жесткая заделка при внутренней кольцевой шарнирной опоре).

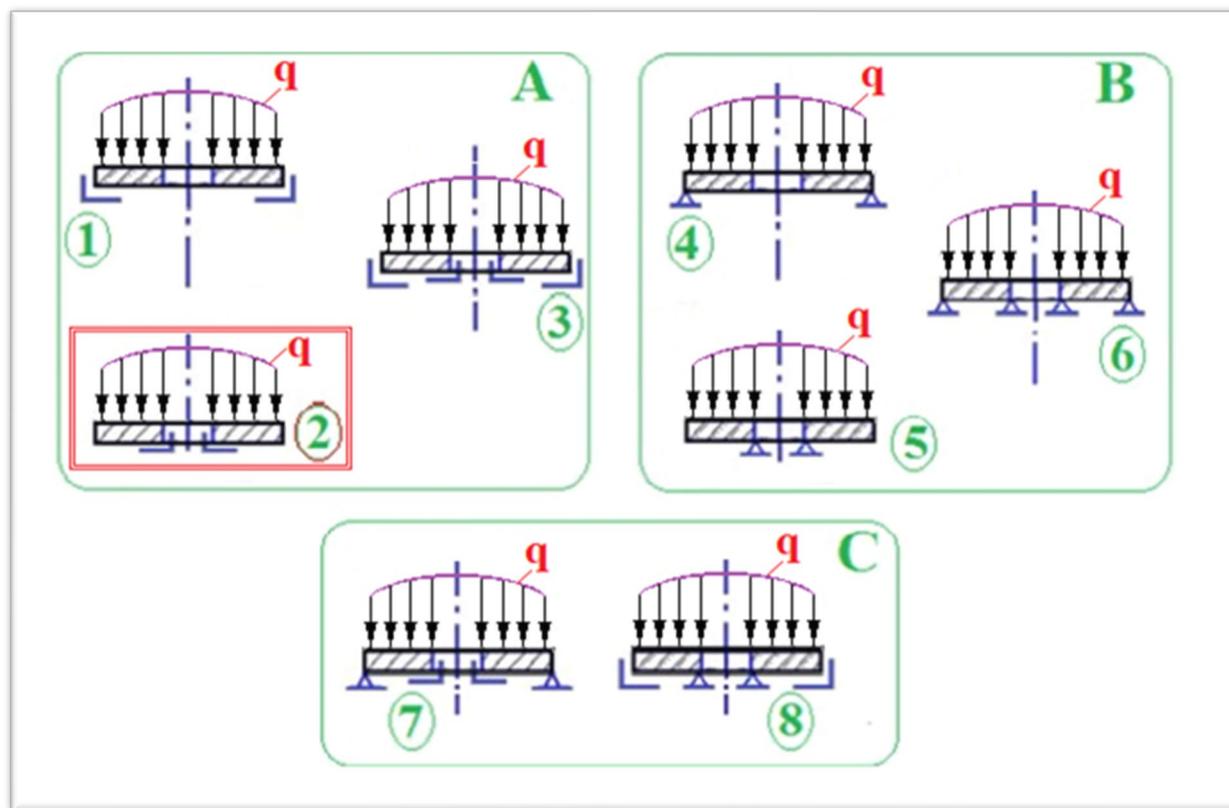


Рисунок 2 – Основные возможные схемы закрепления решетки в корпусе шнекового измельчителя:
1–традиционная схема закрепления решетки; 2 – перспективная схема закрепления

Figure 2. Main variants of fixing the grate in the auger grinder body: 1–traditional fixing; 2 – modernized fixing

Анализируя основные схемы, следует сделать вывод о том, что из предложенных вариантов закрепления решетки необходимо остановить внимание на наиболее перспективном с практической точки зрения случае, представленном вариантом 2 схемы А на рисунке 2. В обоснованном решении крепление кольцевой пластины осуществляется по внутренней границе кольцевого установочного отверстия посредством жесткой заделки. Такой выбор основан на результатах анализа процесса совместной деформации решетки и ножа при работе измельчителя. Действительно, в этом случае деформация пластины осуществляется выпуклостью внутрь корпуса волчка, так же, как и ножа, поэтому имеется возможность обеспечить одинаковые величины перемещений периферийных кольцевых сечений решетки и лезвий ножа. Таким образом обеспечиваются эквидистантность упругих линий прогиба и равномерные усилия взаимодействия ножа и решетки в плоскости их стыка, исключается концентрация напряжений, и, как следствие, снижается скорость износа ножа и решетки. Кроме того, естественно, уменьшаются потери энергии на трение и снижается температурная нагрузка в стыке.

При этом в рассматриваемой задаче внешнее силовое воздействие представляет собой нагрузку q , параболически убывающую по радиусу решетки и равномерно распределенную вдоль окружностей площади перфорированной пластины (параболоид вращения).

Физическая модель прогиба решетки и лезвия ножа для перспективного варианта крепления режущего блока посредством жесткой заделки по внутреннему кольцевому установочному отверстию приведена на рисунке 3.

Очевидная разница в характере и особенностях действия силовых факторов в стыке нож–решетка и специфики прогиба видна при сравнении рисунков 1 и 3, что наглядно и отчетливо иллюстрируется рисунком 4 (Э1 – эскиз традиционной схемы заделки решетки по внешнему кольцевому контуру; Э2 – эскиз перспективной схемы заделки решетки по контуру внутреннего отверстия решетки; 1 – внешняя кольцевая жесткая заделка решетки; 2 – лезвие ножа; 3 – выходная измельчительная решетка; 4 – зоны концентрации напряжений и повышенной скорости износа лезвий ножа; 5 – зона равномерных контактных напряжений; 6 – внутренняя кольцевая жесткая заделка решетки).

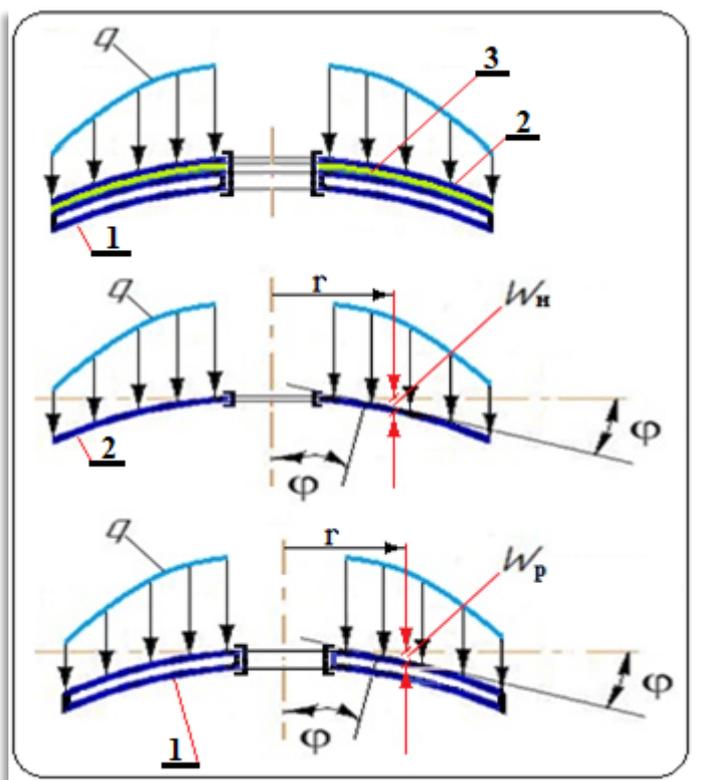


Рисунок 3 – Перспективная схема совместного нагружения режущей пары нож–решетка и индивидуального прогиба ножа и решетки: 1 – выходная решетка; 2 – лезвие ножа; 3 – зона равномерных контактных напряжений; φ – угол поворота поперечного сечения решетки и ножа

Figure 3. Modernized variant of combined loading the cutting pair of the knife blade and the grate and individual bending of the grate and the knife blade: 1 – outlet grate; 2 – knife blade; 3 – zone of uniform contact stress; φ – rotation angle for the cross-section of the grate and the knife blade

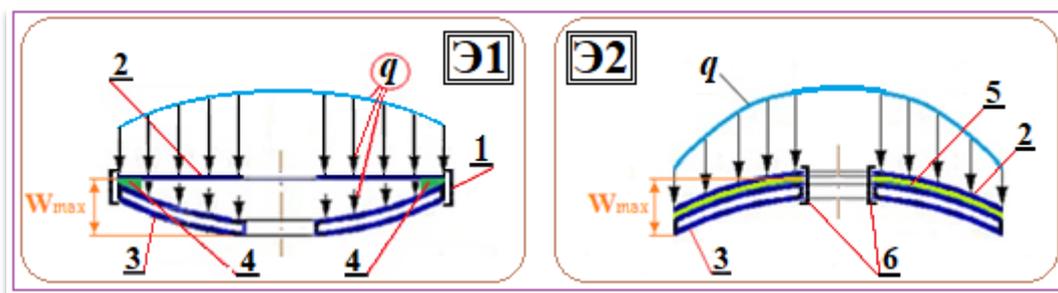


Рисунок 4 – Сравнительная картина прогиба и особенностей взаимодействия элементов в стыке режущей пары нож–решетка при традиционной (Э1) и перспективной (Э2) схемах закрепления

Figure 4. Comparison of bending and the peculiarities of elements' contact at the joint of the cutting pair of the knife blade and the grate for traditional (Э1) and modernized (Э2) variants of fixing

Таким образом, разработке подлежит математическая модель взаимодействия ножа и решетки шнековых измельчителей для перспективной схемы закрепления режущей пары с жесткой заделкой по внутренней кольцевой поверхности установочного отверстия, что позволит исключить концентрацию внутренних напряжений в стыке.

2. Аппроксимация нагрузки на нож и решетку параболической зависимостью от радиуса выходной измельчительной решетки

В условиях нагружения режущей пары параболически изменяющейся нагрузкой для снижения скорости износа ножа и решетки необходимо обеспечить равенство их прогибов, что позволит минимизировать контактные напряжения и исключить концентрацию сил трения.

Как показано в работе [3], для гарантированного обеспечения равенства деформаций прогиба выходной измельчительной решетки и лезвия ножа следует обеспечить эквидистантность их изогнутых срединных поверхностей. Авторы [5] разработали математическую модель прогиба перфорированной

решетки, нагруженной равномерно распределенной по ее поверхности механической нагрузкой и температурным изгибающим моментом, по периферийной внешней, свободной от связей кольцевой границе решетки и линейно распределенным по ее толщине. Однако, как показывают материалы работы [6], нагрузка, распределенная по кольцевой поверхности измельчительной решетки, не является равномерной. В названном исследовании нагрузка на режущий узел шнекового измельчителя аппроксимирована линейно убывающей нагрузкой по радиусу выходной решетки.

Задача определения оптимальной зависимости толщины лезвия ножа от толщины решетки в условиях параболически изменяющейся нагрузки сводится на первом этапе к определению соответствующего закона распределения давления экструдруемого материала по радиусу измельчительной решетки.

Оценка величины давления экструдруемого материала в центре решетки $P_{ц}$ (в условиях отсутствия шлюзования) осуществлена в рамках работы [7]

$$P_{ц} = \frac{4P_{уд}}{d_0 \frac{2fv_m\delta_p}{1-v_m(1-f)}}, \quad (1)$$

где $P_{ц}$ – давление в центральной части кольцевой измельчительной решетки, Па;

$P_{уд}$ – удельное усилие резания измельчаемого в экструдере материала, н/м;

d_0 – диаметр отверстий измельчительной выходной решетки, м;

v_m – коэффициент Пуассона экструдруемого материала;

f – коэффициент трения скольжения материала по рабочим поверхностям;

δ_p – толщина выходной измельчительной решетки, м.

На внешней границе измельчительной решетки (на ее периферии) устанавливается давление $P_{ш}$ шлюзования материала сквозь кольцевой зазор ξ между поверхностью гребней буртиков противовращения, выполненных на внутренней поверхности корпуса экструдера и наружной поверхности гребней винтового шнека. Схема действия сил и параметры кольцевого зазора представлены на рисунке 5. Давление шлюзования $P_{ш}$ определяется из уравнения равновесия проекций сил, действующих на экструдруемый материал, продавливаемый сквозь кольцевой зазор высотой ξ и элементарной длиной dl

$$P_{ш}\xi dl = P_{уд}dl. \quad (2)$$

Таким образом, исходя из уравнения (2), величина давления материала на внешней периферийной границе кольцевой решетки составит значение

$$P_{ш} = \frac{P_{уд}}{\xi}. \quad (3)$$

Как показано в работе [6], из анализа полученных нами соотношений (1) и (3) следует, что единственный случай формирования равномерно распределенной нагрузки по площади кольцевой измельчительной решетки обеспечивается при условии равенства давлений на центральной и наружной периферийных поверхностях, исходя из чего можно получить соответствующее этому условию соотношение

$$\xi = \left(\frac{d_0}{4} \right) \frac{v_m f \delta_p}{2[1 - v_m(1 - f)]}.$$

В реальных условиях технологии изготовления элементов экструдера или волчка и точности литейного производства величина зазора ξ существенно (в 1,5–2 раза) превышает полученное значение, поэтому давление на внешнюю периферийную часть кольцевой решетки в общем случае в соответствии с выражением (3), в 1,5–2 и более раза меньше, чем на центральную область ($P_{ш} < P_{ц}$) [6, 8].

Определив краевые значения кольцевых давлений $P_{ц}$ и $P_{ш}$ на выходную измельчительную решетку, можем записать соответствующее параболическое аппроксимирующее уравнение распределения этой нагрузки по текущему радиусу решетки r (в форме уравнения для параболоида вращения). Аксонометрическая схема воздействия на перфорированную выходную измельчительную решетку нагрузкой, параболически распределенной по радиусу, приведена на рисунке 6.

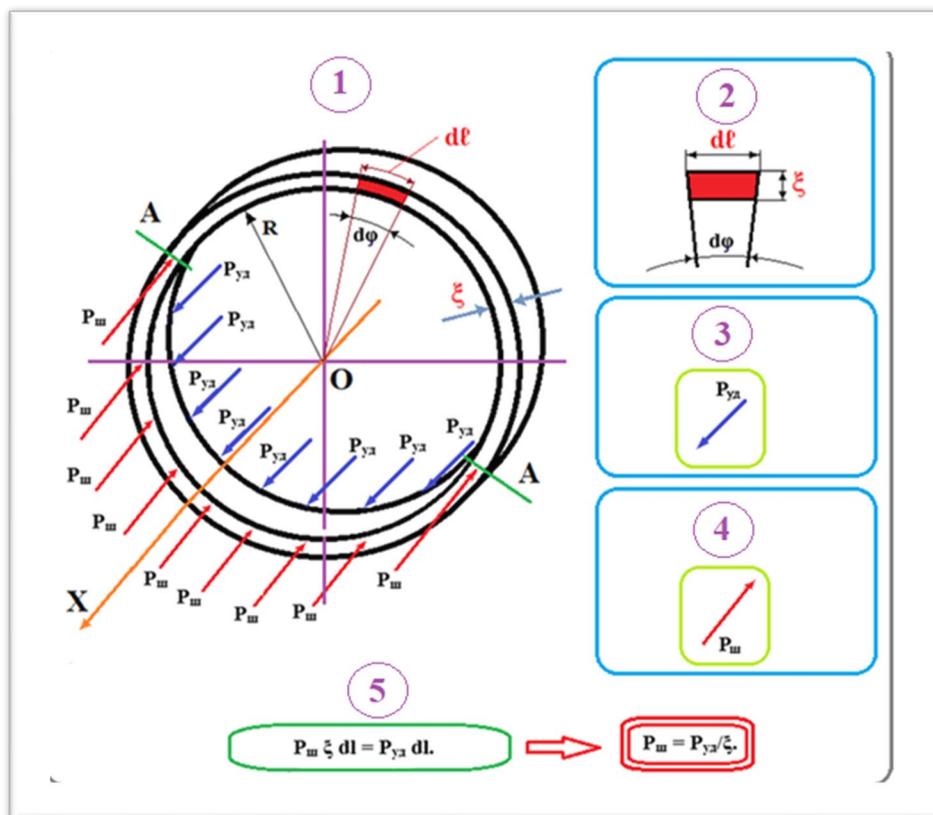


Рисунок 5 – Схема действия сил и параметры кольцевого зазора, определяющие давление шлюзования: 1 – кольцевой цилиндр материала в зоне шлюзования (выше сечения А-А нагрузки условно не показаны); 2 – элемент кольцевого цилиндра; 3 – удельное усилие резания материала P_{yz} в зазоре шлюзования, Н/м; 4 – давление P_m на выделенный элемент материала ($\xi \cdot dl$) в зазоре шлюзования, Па; 5 – уравнение равновесия материала в проекции на ось OX

Figure 5. The distribution of the raw material pressure forces and the parameters of annular gap causing the sluicing pressure: 1 – annular cylinder of the material in the zone of sluicing (for our purpose, the load is not shown above A-A cross-section); 2 – an element of the annular cylinder; 3 – specific cutting force for the material P_{yz} at the sluicing gap, H/m; 4 – pressure P_m at a particular element of the material ($\xi \cdot dl$) at the sluicing gap, Pa; 5 – equilibrium equation of the material in the projection on OX axis

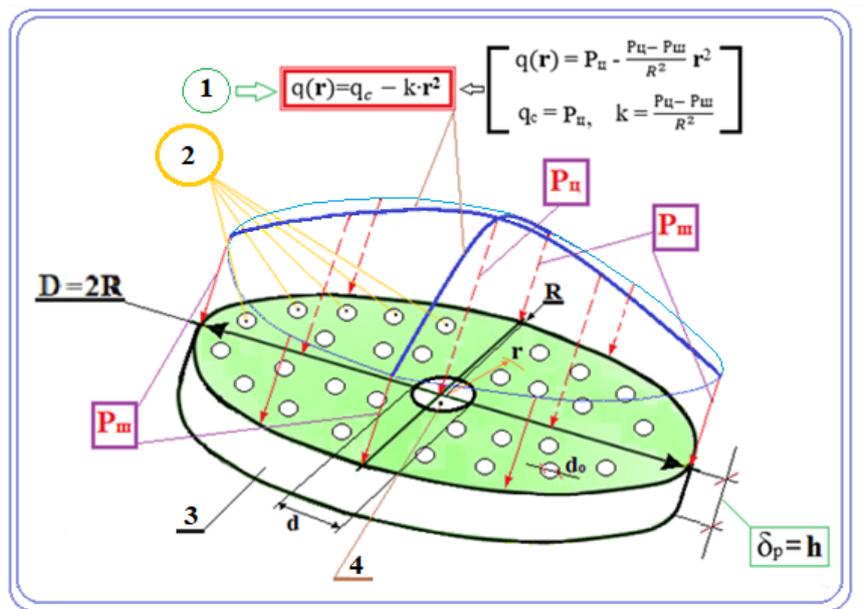


Рисунок 6 – Аксонометрическая схема нагружения кольцевой измельчительной решетки экструдера нагрузкой, параболически распределенной по радиусу: 1 – уравнение нагрузки в форме параболоида вращения на решетку волчка; 2 – отверстия диаметром d_0 , перфорирующие решетку; 3 – выходная измельчительная решетка; 4 – посадочное (установочное) отверстие диаметром d ; R – радиус решетки; h – толщина решетки; r – текущее значение радиуса решетки

Figure 6. Axonometric diagram for loading the grinder round grate by a load parabolically distributed along its radius: 1 – load equation in the form of paraboloid of revolution on the grinder grate; 2 – holes of a diameter d_0 , perforating the grate; 3 – outlet grinding grate; 4 – insertion hole of a diameter d ; R – grate radius; h – grate thickness; r – current value of grate radius

Уравнение параболически распределенной нагрузки по радиусу выходной измельчительной решетки в общем случае записывается в виде

$$q(r) = a_1 r^2 + a_2 r + a_3.$$

Аналитическое выражение для определения неизвестных коэффициентов a_1 , a_2 , a_3 этой внешней нагрузки $q(r)$ можно найти из граничных условий

$$q(0) = P_{\text{н}}; q(R) = P_{\text{ш}}; q(-R) = P_{\text{ш}}.$$

Элементарные вычисления дают

$$a_3 = P_{\text{н}}; a_2 = 0; a_1 = -\frac{P_{\text{н}} - P_{\text{ш}}}{R^2}.$$

Таким образом, уравнение параболически распределенной нагрузки приобретает вид

$$q(r) = P_{\text{н}} - \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{ш}}}{R^2} r^2.$$

Для сокращения записей введем новые обозначения

$$q(r) = q_c - kr^2, \quad (4)$$

где $q_c = P_{\text{н}}$;

$$k = \frac{P_{\text{н}} - P_{\text{ш}}}{R^2}.$$

После нахождения аналитической зависимости величины внешней нагрузки от радиуса в форме уравнения второй степени (4) представляется возможным решение задачи определения прогиба кольцевой перфорированной решетки под ее воздействием.

3. Допущения, принятые при математическом моделировании процесса изгибной деформации выходной измельчительной решетки

Выходная измельчительная решетка экструдера представляет собой кольцевую перфорированную пластинку диаметром $D = 2R$ и толщиной δ_p . Расчет такой пластинки будем осуществлять в соответствии с теорией, основанной на трех гипотезах, предложенных Кирхгофом для тонкой пластинки [9–11], так как ее геометрические и деформационные параметры удовлетворяют требуемым для этого условиям

$$\frac{1}{5} \geq \frac{\delta_p}{D} \geq \frac{1}{80}, \text{ а также } W \leq \frac{\delta_p}{4},$$

где W – величина прогиба пластинки, м.

Следует учесть, что круглая перфорированная пластинка считается кольцевой при условии

$$\left[\frac{(R-b)}{R} \right] \ll 1,$$

где $b = \frac{d}{2}$ – радиус центрального отверстия пластинки, м.

Ориентировочно, для реальных конструкций экструдеров характерны следующие пропорции $R = 0,03m$, $b = 0,004m$ (m – коэффициент масштаба), поэтому $\left[\frac{(R-b)}{R} \right] = 0,86 \approx 1$. Так как исходное условие не выполняется, то в рассматриваемом случае круглую перфорированную пластинку можно считать перфорированной сплошной, что существенно упрощает решение задачи определения ее прогиба. При этом влияние перфорирующих отверстий диаметром d_0 на прогибы пластинки учитывается при вычислении значения ее цилиндрической жесткости.

4. Построение уравнения изогнутой срединной поверхности сплошной круглой перфорированной пластинки под действием нагрузки, параболически распределенной по радиусу, в условиях жесткой заделки во внутренней кольцевой части центрального отверстия.

Поставленную задачу будем решать методом прямого интегрирования известного неоднородного дифференциального уравнения третьего порядка для прогиба пластинки, имеющего

следующий общий вид [12, 13]

$$\frac{d^3w}{dr^3} + \frac{1}{r} \frac{d^2w}{dr^2} - \frac{1}{r^2} \frac{dw}{dr} = \frac{Q}{D}, \quad (5)$$

где Q – перерезывающая сила, приходящаяся на единицу длины цилиндрического сечения радиуса r , Н/м;

D_{Π} – цилиндрическая жесткость пластинки (Н·м), определяемая известным соотношением

$$D_{\Pi} = \frac{E(\delta_p)^3}{12(1-\nu^2)}. \quad (6)$$

При количественной оценке полученных математических моделей изгиба пластинки будем пользоваться уточненным значением ее цилиндрической жесткости, учитывающим влияние величину выражения (6) перфорированных отверстий

$$D_{\Pi} = \frac{E(\delta_p)^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{a-n_r d_0-b}{a} \right),$$

где n_r – количество отверстий в сечении перфорированной круглой кольцевой пластины (решетки);

d_0 – диаметр перфорирующих отверстий пластинки, м;

E – модуль продольной упругости материала пластинки, Па;

ν – коэффициент Пуассона материала пластинки (решетки);

δ_p – толщина пластинки ($\delta_p \equiv h$), м.

Для пластины с внешней распределенной по площади нагрузкой $q(r)$ можем получить значение $Q(r)$ из уравнения равновесия

$$Q \cdot 2\pi r = \int_0^r q(r) 2\pi r dr. \quad (7)$$

Таким образом, с учетом осесимметричности внешней нагрузки $q(r)$ и соотношений (5) и (7) дифференциальное уравнение изогнутой срединной поверхности сплошной круглой пластинки удобнее всего для интегрирования записать в виде

$$r \cdot \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{1}{D_{\Pi}} \int_0^r q(r) r dr. \quad (8)$$

Аналитическое выражение для внешней нагрузки $q(r)$ пластинки можно представить в виде

$$q(r) = P_{\Pi} - \frac{P_{\Pi} - P_{III}}{R^2} r^2.$$

Вводя новые обозначения для удобства записей, получим

$$q(r) = q_c - kr^2, \quad (9)$$

где $q_c = P_{\Pi}$,

$$k = \frac{P_{\Pi} - P_{III}}{R^2}.$$

С учетом соотношения (9) уравнение (8) принимает вид

$$r \cdot \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{1}{D_{\Pi}} \cdot \int_0^r (q_c - kr^2) r dr.$$

После интегрирования правой части получаем

$$r \cdot \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{1}{D_{\Pi}} \left(q_c \frac{r^2}{2} - k \frac{r^4}{4} \right). \quad (10)$$

Разделив обе части соотношения (10) на r , и интегрируя полученное уравнение первый раз, запишем

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{dw}{dr} \right) + C_1 = \frac{1}{D_{\Pi}} \left(q_c \frac{r^2}{4} - k \frac{r^4}{16} \right). \quad (11)$$

Умножив обе части соотношения (11) на r , и интегрируя его второй раз, получим

$$r \cdot \frac{dw}{dr} + C_1 \frac{r^2}{2} + C_2 = \frac{1}{D_{\Pi}} \left(q_c \frac{r^4}{16} - k \frac{r^6}{96} \right). \quad (12)$$

Разделив обе части на r , и интегрируя соотношение (12) третий раз, запишем выражение для W в виде

$$W + C_1 \frac{r^2}{4} + C_2 \ln r + C_3 = \frac{1}{D_{\Pi}} \left(q_c \frac{r^4}{64} - k \frac{r^6}{576} \right). \quad (13)$$

Из физических условий ограниченности прогибов W очевидно, что $C_2 = 0$. Тогда уравнение (13) примет вид

$$W = q_c \frac{r^4}{64D_n} - k \frac{r^6}{576D_n} - C_1 \frac{r^2}{4} - C_3. \quad (14)$$

Из граничного условия равенства нулю прогиба пластинки в ее центре следует, что $C_3 = 0$. Тогда соотношение (14) упрощается

$$W = q_c \frac{r^4}{64D_n} - k \frac{r^6}{576D_n} - C_1 \frac{r^2}{4}. \quad (15)$$

Неопределенный коэффициент C_1 в уравнении (15) определим из граничного условия равенства нулю внутреннего изгибающего момента по внешнему окружному (тангенциальному) сечению пластинки: $M_r(R) = 0$.

Учитывая зависимость M_r от r , в соответствии с работами [10–13], запишем

$$M_r(r) = \frac{d^2w}{dr^3} + \frac{\nu}{r} \frac{dw}{dr}, \quad (16)$$

где ν – коэффициент Пуассона материала пластинки.

При $r = R$ и $M_r(R) = 0$, из соотношения (16) следует

$$\frac{d^2w}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw}{dr} = 0. \quad (17)$$

Дифференцируя соотношение (15) дважды, получаем

$$\frac{dw}{dr} = q_c \frac{r^3}{16D_n} - k \frac{r^5}{96D_n} - C_1 \frac{r}{2}; \quad (18)$$

$$\frac{d^2w}{dr^2} = 3q_c \frac{r^2}{16D_n} - 5k \frac{r^4}{96D_n} - \frac{C_1}{2}. \quad (19)$$

Подставляя выражения (18) и (19) в уравнение (17), запишем

$$3q_c \frac{r^2}{16D_n} - 5k \frac{r^4}{96D_n} - \frac{C_1}{2} + \frac{\nu}{r} \left(q_c \frac{r^3}{16D_n} - k \frac{r^5}{96D_n} - C_1 \frac{r}{2} \right) = 0. \quad (20)$$

Решая полученное (20) относительно C_1 , при $r = R$, получаем

$$C_1 = q_c \frac{R^2}{8D_n} \frac{(3+\nu)}{(1+\nu)} - k \frac{R^4}{96D_n} \frac{(5+\nu)}{(1+\nu)}. \quad (21)$$

Подставляя полученное выражение (21) в уравнение (15), получаем уравнение изогнутой срединной поверхности сплошной круглой перфорированной пластинки под действием нагрузки, параболически распределенной по радиусу, в условиях жесткой заделки ее центральной части

$$W_p(r) = q_c \frac{r^4}{64D_n} - k \frac{r^6}{576D_n} - q_c \frac{R^2}{32D_n} \frac{(3+\nu)}{(1+\nu)} r^2 + k \frac{R^4}{192D_n} \frac{(5+\nu)}{(1+\nu)} r^2 \quad (22)$$

В этом случае максимальное значение прогиба перфорированной решетки в соответствии с (22) достигает $W_{p.max} = W(R)$ при $r = R$, и составляет величину

$$W_{p.max} = W_p(R) = \frac{R^4}{D_n} \left\{ \frac{q_c}{64} \left[1 - \frac{2(3+\nu)}{(1+\nu)} \right] - k \frac{R^2}{576} \left[1 - \frac{3(5+\nu)}{(1+\nu)} \right] \right\}. \quad (23)$$

Приведя подобные члены, упростим полученное выражение (23) до вида

$$W_{p.max} = W_p(R) = - \frac{R^4}{64D_n} \left[q_c \frac{(5+\nu)}{(1+\nu)} - k \frac{2R^2}{9} \frac{(7+\nu)}{(1+\nu)} \right]. \quad (24)$$

После подстановки в уравнение (24) соотношения (6), а также значений для q_c и k из (4), получим

$$W_{p.max} = - \frac{R^4(1-\nu)}{48E(\delta_p)^3} [P_{II}(31 - 7\nu) + 2 P_{III}(7 + \nu)]. \quad (25)$$

Следующим этапом решения поставленной задачи является определение прогиба лезвия ножа под действием нагрузки, параболически распределенной по его длине.

5. Решение дифференциального уравнения изгиба лезвия ножа под действием параболически распределенной по его длине в условиях консольной жесткой заделки в центральной части решетки

Проблема минимизации контактных напряжений элементов пары нож–решетка, и снижения таким образом скорости их износа, вызывает необходимость обеспечения равенства прогибов лезвий ножа и перфорированной решетки. Таким образом, актуальной задачей настоящего раздела статьи является корректная запись и решение дифференциального уравнения изгиба лезвия ножа как

консольной, жестко заделанной одной короткой стороной прямоугольной пластины, находящейся под действием нагружения, параболически распределенного по ее длине.

Расчетная схема сформулированной задачи представлена на рисунке 7.

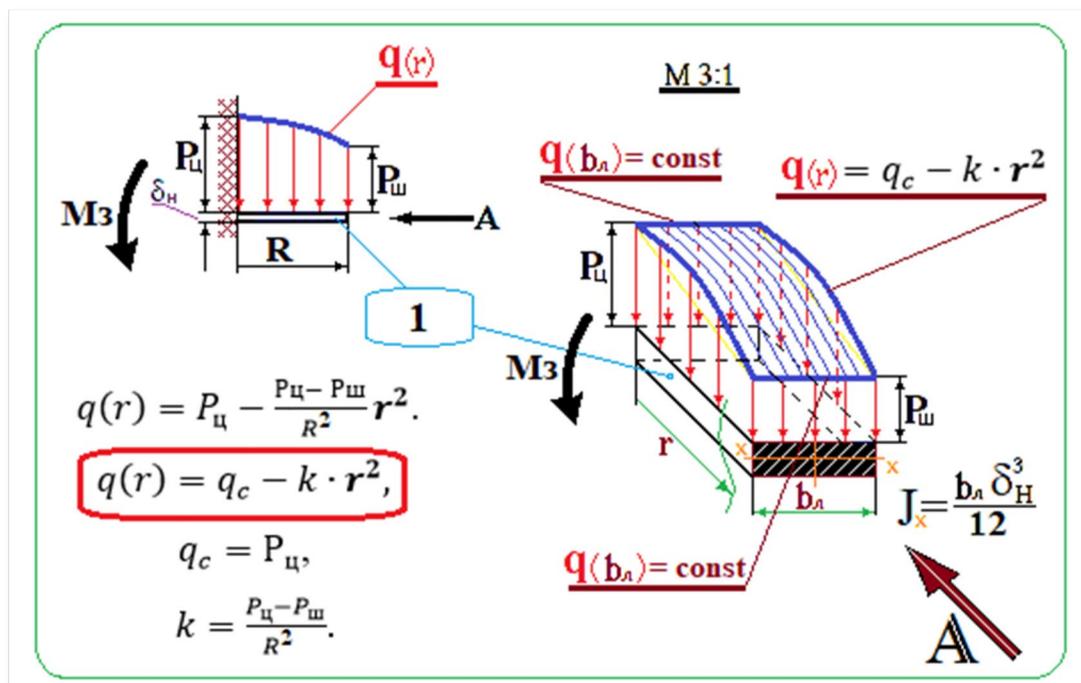


Рисунок 7 – Схема нагружения пластинчатого ножа нагрузкой, параболически распределенной по его длине: 1 – лезвие ножа; M_z – момент в заделке; J_x – осевой момент инерции прямоугольного сечения

Figure 7. Circuit for the loading a segmented blade by a load distributed parabolically along its length: 1 – knife blade; M_z – fixed-edge moment; J_x – axial moment of inertia for the rectangular cross section

На рисунке 8 (схема 1) приведена эквивалентная плоская расчетная картина нагружения ножа, учитывающая постоянство распределенной нагрузки по ширине лезвия.

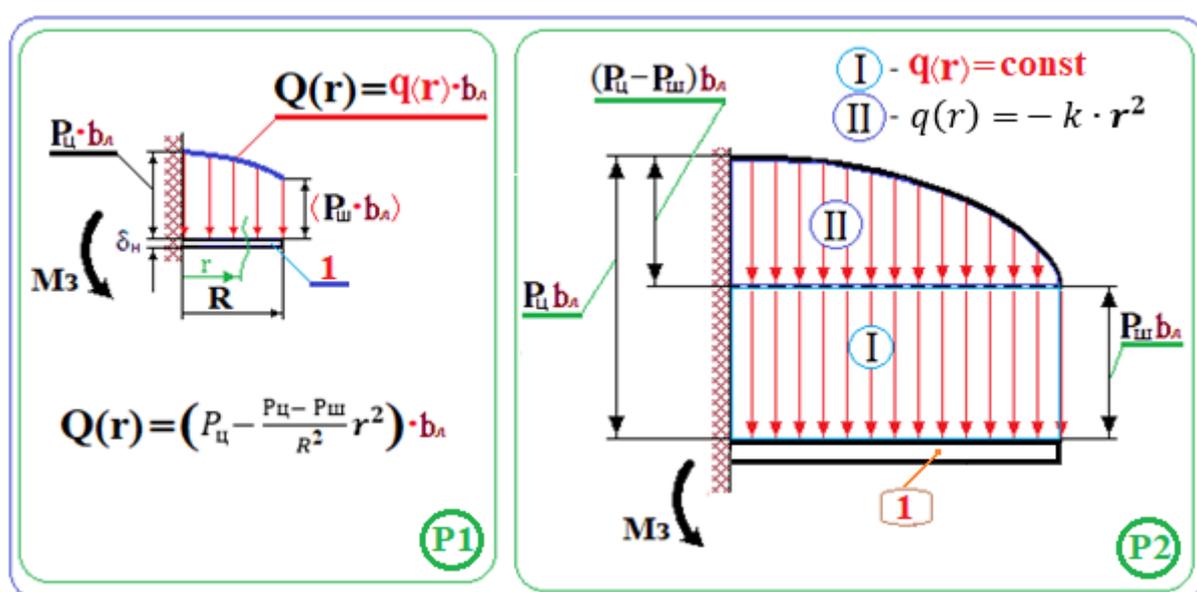


Рисунок 8 – Плоская эквивалентная схема нагружения пластинчатого ножа нагрузкой, параболически распределенной по его длине:

P1 – эквивалентная плоская схема общего нагружения ножа; P2 – схема суперпозиции постоянной (I) и параболической (II) нагрузок; 1 – лезвие ножа

Figure 8. Planar equivalent circuit for the loading a segmented blade by a load distributed parabolically along its length: P1 equivalent planar circuit of general blade loading; P2 – superpositions of constant (I) and parabolical (II) load; 1 – knife blade

В связи с трудоемкостью аналитической записи разрешающего уравнения изгиба ножа при параболической нагрузке, заданной в обобщенном виде (4), решение задачи прогиба лезвия ножа целесообразно искать методом суперпозиции [14, 15]. На рисунке 8 (схема 2) приведена картина, поясняющая принцип суперпозиции действующих на нож чисто параболической (II) и равномерной (I) нагрузок.

Геометрические координаты расположения центров давления равнодействующих эквивалентных сил T и N и аналитические характеристики этих силовых факторов иллюстрируются рисунком 9.

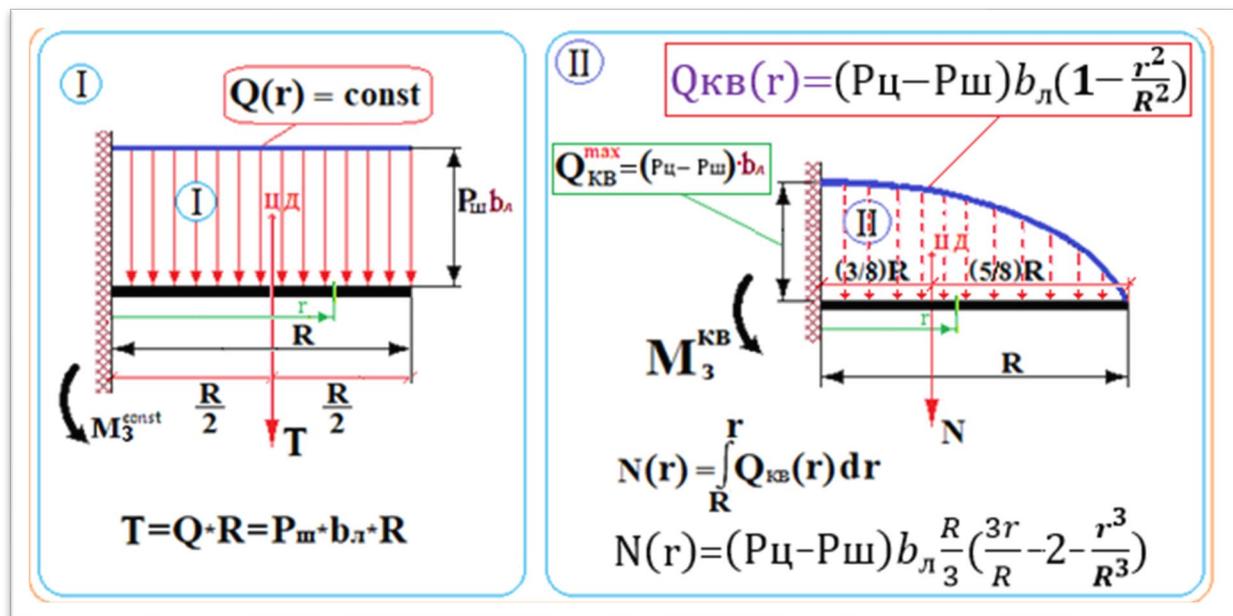


Рисунок 9 – Схемы суперпозиционного нагружения пластинчатого ножа постоянной нагрузкой и нагрузкой, строго параболически распределенной по его длине

Figure 9. Superposition loading a segmented blade by a constant load and a load distributed strictly parabolically along its length

Таким образом, задачу определения деформации прогиба $W = W_n$ лезвия ножа будем решать методом суперпозиции, считая его нагруженным постоянной нагрузкой $Q(r) = P_{ш} b_{л} = const$, от действия давления $P_{ш}$ и чисто параболически распределенной нагрузкой $Q_{KB}(r)$, уменьшающейся от значения $(P_{ц} - P_{ш}) \cdot b_{л}$ при $r = 0$, до нуля при $r = R$, как это изображено на схемах (I) и (II) рисунка 9.

Для лезвия ножа постоянной толщины и ширины запишем разрешающее уравнение изгиба в известной [13, 14] форме

$$\frac{d^2 w}{dr^2} = - \frac{M}{E_n J}, \tag{26}$$

где M – значение изгибающего момента в сечении лезвия, Н·м;

$J = J_x$ – осевой момент инерции прямоугольного сечения лезвия ножа, м⁴.

$$J = \frac{b_{л}}{12} (\delta_n)^3, \tag{27}$$

где $b_{л}$, δ_n – ширина и толщина лезвия ножа, м;

E_n – модуль продольной упругости материала лезвия ножа, Па.

5.1. Решение дифференциального уравнения изгиба лезвия ножа под действием нагрузки, равномерно распределенной по его длине

В случае равномерно распределенной нагрузки по длине лезвия ножа, значение изгибающего момента в сечении лезвия определяется в соответствии с рисунком 9, схема (I) соотношением

$$M = \frac{P_{ш} b_{л} (R - r)^2}{2}. \tag{28}$$

В таком случае решение определяющего дифференциального уравнения (26) изгиба лезвия ножа может быть записано в следующем алгебраическом виде [14]

$$W_{H1} = - \iint \frac{M}{E_H J} dr dr + Cr + B, \quad (29)$$

где C и B являются постоянными интегрирования, определяемыми из граничных условий

$$W = 0; \quad \frac{dw}{dr} = 0, \quad \text{при } r = 0. \quad (30)$$

В результате интегрирования уравнения (29), с учетом (28), при граничных условиях (30), получаем величину прогиба лезвия ножа от постоянной составляющей общей нагрузки в зависимости от рассматриваемого сечения

$$W_{H1} = - \frac{b_L P_{ш} R^4}{24 E_H J} \left[\left(1 - \frac{r}{R}\right)^4 + \frac{4r}{R} - 1 \right]; \quad (31)$$

$$W_{H1} = - \frac{b_L P_{ш} R^4}{24 E_H J} \left[\left(1 - \frac{4r}{R} + \frac{6r^2}{R^2} - \frac{4r^3}{R^3} + \frac{r^4}{R^4}\right) + \frac{4r}{R} - 1 \right];$$

$$W_{H1} = - \frac{b_L P_{ш} R^2}{24 E_H J} \frac{r^2}{J} \left(6 - \frac{4r}{R} + \frac{r^2}{R^2}\right).$$

В таком случае максимальное значение прогиба определяется соотношением (31) при $r = R$

$$W_{H1max} = - \frac{b_L P_{ш} R^4}{8 E_H J}. \quad (32)$$

5.2. Решение дифференциального уравнения изгиба лезвия ножа под действием нагрузки, распределенной по его длине по закону параболы

В случае параболически распределенной нагрузки по длине лезвия ножа значение изгибающего момента в сечении лезвия определяется в соответствии с рисунком 9, схема (II) соотношением

$$M = N(r) \frac{3}{8} R \left(1 - \frac{r}{R}\right). \quad (33)$$

Величину $N(r)$ получаем интегрированием значения $Q_{кв}(r)$ по радиусу r [16]

$$N(r) = \int_R^r Q_{кв}(r) dr. \quad (34)$$

Нетрудно показать, что алгебраическое значение $Q(r)$ определяется соотношением

$$Q_{кв}(r) = (P_{ц} - P_{ш}) b_L \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right). \quad (35)$$

После подстановки (35) в (34) и интегрирования, получим выражение

$$N(r) = (P_{ц} - P_{ш}) b_L \frac{R}{3} \left(\frac{3r}{R} - 2 - \frac{r^3}{R^3}\right). \quad (36)$$

С учетом полученного значения (36) равнодействующей силы $N(r)$ соотношение (33) для изгибающего момента в сечении лезвия ножа примет вид

$$M = (P_{ц} - P_{ш}) b_L \frac{R^2}{8} \left(\frac{5r}{R} - 3 \frac{r^2}{R^2} - \frac{r^3}{R^3} + \frac{r^4}{R^4} - 2\right). \quad (37)$$

В сечении жесткой заделки ножа ($r = 0$) в соответствии с (37) получаем

$$M_3 = M(0) = -(P_{ц} - P_{ш}) b_L \frac{R^2}{4}.$$

В результате интегрирования уравнения (29) при граничных условиях (30) и значении изгибающего момента в форме (37) получим зависимость величины прогиба лезвия ножа от чисто параболической составляющей общей нагрузки в зависимости от рассматриваемого сечения, как это иллюстрируется рисунком 9, схема (II). Для этого введем обозначение

$$V = (P_{ц} - P_{ш}) b_L \frac{R^2}{8}. \quad (38)$$

Тогда запишем уравнение (37) в виде

$$M = V \left(\frac{5r}{R} - 3 \frac{r^2}{R^2} - \frac{r^3}{R^3} + \frac{r^4}{R^4} - 2\right). \quad (39)$$

При $r = 0$ прогиб и угол поворота сечения ножа равны нулю, тогда с учетом (39) получим

$$W_{H2} = \frac{V}{E_H J} \iint \left(\frac{5r}{R} - 3 \frac{r^2}{R^2} - \frac{r^3}{R^3} + \frac{r^4}{R^4} - 2\right) dr dr + Cr + B. \quad (40)$$

$$\frac{dW_{H2}}{dr} = \frac{V}{E_{HJ}} \int \left(\frac{5r}{R} - 3\frac{r^2}{R^2} - \frac{r^3}{R^3} + \frac{r^4}{R^4} - 2 \right) dr + C = 0. \quad (41)$$

Из граничного условия (41) получаем

$$\frac{V}{E_{HJ}} \left(\frac{5r^2}{2R} - \frac{r^3}{R^2} - \frac{r^4}{4R^3} + \frac{r^5}{5R^4} - 2r \right) + C = 0,$$

значит $C = 0$.

Из граничного условия (40) следует

$$W_{H2} = \frac{V}{E_{HJ}} \int \left(\frac{5r^2}{2R} - \frac{r^3}{R^2} - \frac{r^4}{4R^3} + \frac{r^5}{5R^4} - 2r \right) dr + B = 0.$$

После интегрирования получим

$$W_{H2} = \frac{V}{E_{HJ}} \left(\frac{5r^3}{6R} - \frac{r^4}{4R^2} - \frac{r^5}{20R^3} + \frac{r^6}{30R^4} - r^2 \right) + B = 0,$$

значит $B = 0$.

Таким образом, окончательно можем записать

$$W_{H2} = \frac{V}{E_{HJ}} \left(\frac{5r^3}{6R} - \frac{r^4}{4R^2} - \frac{r^5}{20R^3} + \frac{r^6}{30R^4} - r^2 \right). \quad (42)$$

С учетом (38) соотношение (42) примет вид

$$W_{H2} = \frac{(P_{Ц} - P_{Ш})b_{Л}R^2}{8E_{HJ}} r^2 \left(\frac{5r}{6R} - \frac{r^2}{4R^2} - \frac{r^3}{20R^3} + \frac{r^4}{30R^4} - 1 \right). \quad (43)$$

В таком случае максимальное значение прогиба для $r = R$, в соответствии с (43) запишется

$$W_{H.2max} = -\frac{13(P_{Ц} - P_{Ш})b_{Л}R^4}{240E_{HJ}}. \quad (44)$$

Суперпозиция деформаций от постоянной (W_{H1}) и чисто параболической (W_{H2}) нагрузок дает суммарный прогиб лезвия ножа в функции радиуса r

$$W_H = -\frac{b_{Л}R^2r^2}{8E_{HJ}} \left\{ \frac{P_{Ш}}{3} \left(6 - \frac{4r}{R} + \frac{r^2}{R^2} \right) + (P_{Ц} - P_{Ш}) \left(\frac{5r}{6R} - \frac{r^2}{4R^2} - \frac{r^3}{20R^3} + \frac{r^4}{30R^4} - 1 \right) \right\}.$$

Суперпозиция максимальных значений деформации от постоянной (W_{H1}) и чисто параболической (W_{H2}) нагрузок при $r = R$, с учетом (32) и (44), дает суммарный максимальный прогиб лезвия ножа

$$W_{H.max} = W_{H1.max} + W_{H.2max} = -\left[\frac{b_{Л}P_{Ш}R^4}{8E_{HJ}} + \frac{13(P_{Ц} - P_{Ш})b_{Л}R^4}{240E_{HJ}} \right].$$

Приводя подобные члены, получим

$$W_{H.max} = -\frac{b_{Л}R^4}{240E_{HJ}} [17P_{Ш} + 13P_{Ц}]. \quad (45)$$

С учетом соотношения (27) для момента инерции поперечного сечения ножа окончательно запишем уравнение (45) в виде

$$W_{H.max} = -\frac{R^4}{20E_H(\delta_H)^3} [17P_{Ш} + 13P_{Ц}]. \quad (46)$$

6. Формирование критериального соотношения для оптимизации толщины лезвия ножа, при параболическом характере нагружения, в зависимости от толщины выходной измельчительной решетки, а также геометрических и упругих характеристик элементов волчка

Условие оптимальности соотношения толщины ножа и решетки может быть сформулировано в виде уравнения совместности их деформаций с добавлением перемещения лезвия ножа величины W_k , обеспечивающей контактное напряжение, равное напряжению смятия мясного сырья, что исключает тем самым возникновение концентраторов напряжений в паре нож–решетка, и гарантирует наименьшую скорость износа режущих элементов.

При этом величина W_k определяется законом Гука

$$W_k = \frac{\delta_H \sigma_{пр}}{E_H}.$$

где $\sigma_{пр}$ – напряжение прочности (смятия) измельчаемого материала.

Критериальное уравнение для соотношения толщины ножа и решетки запишется в таком случае в виде

$$W_{н.мах} = W_{р.мах} + \frac{\delta_n \sigma_{пр}}{E_n}. \quad (47)$$

Оценим порядок добавленной компоненты W_k влияния упругого основания (решетки) на деформацию смятия измельчаемого материала. Для этого найдем соотношение величин W_k и $W_{р.мах}$ при $P_{ш} = P_{ц}$

$$\frac{W_k}{W_{р.мах}} = \frac{\frac{\delta_n \sigma_{пр}}{E_n}}{\frac{R^4}{20E_n(\delta_n)^3}} [17P_{ш} + 13P_{ц}] \quad \text{или} \quad \frac{W_k}{W_{р.мах}} = \frac{2(\delta_n)^4 \sigma_{пр}}{3P_{ц} R^4}.$$

Примем ориентировочно следующие величины параметров этого соотношения [17]: $\delta_n = 6$ мм; $R = 30$ мм; $\sigma_{пр} = 0,25$ МПа; $P_{ц} = 1,2$ МПа. Тогда получим

$$\frac{W_k}{W_{р.мах}} = 0,0036.$$

Таким образом, учитывая малость добавленной компоненты (менее 0,4%), можем записать критериальное уравнение для соотношения толщины ножа и решетки в виде равенства правых частей уравнений (25) и (46)

$$W_{н.мах} = W_{р.мах}$$

или

$$-\frac{R^4}{20E_n(\delta_n)^3} [17P_{ш} + 13P_{ц}] = -\frac{R^4(1-\nu)}{48E(\delta_p)^3} [P_{ц}(31 - 7\nu) + 2P_{ш}(7 + \nu)].$$

После ряда алгебраических преобразований, считая $E = E_n$, получим

$$(\delta_n)^3 = \frac{12(\delta_p)^3 [17P_{ш} + 13P_{ц}]}{5(1-\nu)[P_{ц}(31 - 7\nu) + 2P_{ш}(7 + \nu)]}. \quad (47)$$

Учитывая, что $\nu = 0,25-0,3$ соотношение (47) можно упростить до вида

$$(\delta_n)^3 = \frac{12(\delta_p)^3 [13P_{ц} + 17P_{ш}]}{5(0,75 \div 0,7)[P_{ц}(31 - 4,9 \div 5,25) + 2P_{ш}(7,25 \div 7,3)]}.$$

Усредняя диапазон вариации ν , и учитывая реальное соотношение $P_{ш} = 0,75P_{ц}$, из соотношения (48) получим $(\delta_n)^3 = 2,5(\delta_p)^3$.

$$\delta_n = 1,36\delta_p.$$

Таким образом, для устранения концентрации контактных напряжений в стыке пары нож–решетка и исключения периода притирки ножа, толщина лезвия ножа должна быть в 1,36 раза больше толщины решетки. Как показано в работе [18], в таком случае процесс износа при установившемся режиме протекает в два раза медленнее, чем при традиционной схеме закрепления кольцевой измельчительной решетки. При этом период перезаточки ножа может быть повышен с 90 до 180 часов [17], а срок эксплуатации ножей до предельного состояния существенно увеличен.

Выводы

В работе аппроксимирован закон изменения давления пищевого материала вдоль радиуса выходной измельчительной решетки параболической функцией; осуществлено математическое моделирование процесса изгиба выходной измельчительной решетки волчка как круглой перфорированной пластинки, находящейся под действием нагрузки, параболически убывающей по радиусу, для перспективной схемы закрепления и соответствующих краевых условий; аналитически определен прогиб решетки и лезвия ножа под действием переменной нагрузки параболически убывающей по радиусу; сформулировано условие исключения концентрации внутренних усилий контактного взаимодействия лезвия ножа и решетки, обеспечивающее снижение скорости износа контактирующих элементов; установлена аналитическая зависимость толщины лезвия ножа от толщины

выходной измельчительной решетки в зависимости от их физико-механических характеристик и геометрических параметров элементов волчка.

Показано, что для пары нож–решетка в связи с учетом параболического характера изменяющейся нагрузки период перезаточки увеличивается с 90 до 180 часов, а время наработки до предельного состояния ножа удваивается.

Литература

1. Полуян В.А., Лысенко З.В. Повышение ресурса ножей мясорубок МП-180 // Совершенствование процессов и технических средств в АПК: сб. науч. тр. Зерноград: Изд-во Азово-Черноморской гос. аграр. акад., 2002. Вып. 4. С. 74–75.
2. Полуян, В.А. Повышение долговечности ножей мясоизмельчительных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Зерноград, 2006. 16 с.
3. Пеленко В.В., Зуев Н.А., Ольшевский Р.Г., Иваненко В.П., Крысин А.Г. Аналитическая и экспериментальная оценка влияния момента трения кинематической пары нож–решетка на производительность измельчителя // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2014. № 4. С. 169–181.
4. Бренч А.А., Наварай А.К., Ходакова С.Н. Пути совершенствования конструкций рабочих органов машин для переработки мясного сырья // Вестник Могилевского государственного технического университета. 2006. № 1. С. 32–36.
5. В.В. Пеленко, В.В. Нечитайлов, А.П. Верболоз, Д.А. Куценко, Г.В. Баринов. Зависимость оптимальной толщины ножа от геометрических и упругих характеристик конструктивных элементов измельчителя // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2021. № 2. С. 40–52.
6. Пеленко В.В., Малявко Д.П., Усманов И.И., Екимов В.Г., Крысин А.Г. Оптимизация процесса измельчения пищевых материалов в волчках // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Процессы и аппараты пищевых производств. 2016. № 2. С. 32–39.
7. Nolett L.M., Toldra F. Advanced technologies for meat processing. Boca Raton: USA: CRC Press; 2006. 483 p.
8. Монахов В.А. Теория пластин и оболочек. Пенза: Изд-во Пензен. гос. ун-та архитект. и стр-ва, 2016. 252 с.
9. Погорелов В.И. Строительная механика тонкостенных конструкций. СПб.: Изд-во БХВ-Петербург, 2007. 528 с.
10. Алексеев А.Е., Аннин Б.Д. Уравнения деформирования упругого неоднородного слоистого тела вращения // Прикладная механика и техническая физика. 2003. Т. 44. № 3. С. 157–163.
11. Haack E., Schnakel W., Krickmeier J. Wirkungsgrade deutlich verbessern das leistungspotenzial von industriewolfen ist berechenbar und energieeffizient. *Fleischwirtschaft*. 2012, no. 6, pp. 25–33.
12. Каюмов Р.А. Основы теории упругости и элементы теории пластин и оболочек. Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2016. 111 с.
13. Сидоров В.Н. Лекции по сопротивлению материалов и теории упругости. М., 2002. 352 с.
14. Краснобаев И.А., Маяцкая И.А., Смирнов И.И., Языев Б.М. Теория пластин и оболочек. Ростов-на-Дону: Изд-во Ростов. гос. строит. ун-та. 2012. 114 с.
15. Теория расчета пластин и оболочек: метод. указания / сост. А. А. Лукашевич. СПб.: СПбГАСУ, 2017. 24 с.
16. Полещук О.Б. Оптимизация работы мясоизмельчительных шнековых машин на основе изучения закономерностей переноса влаги в мясном фарше: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1988. 16 с.
17. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

References

1. Poluyan V.A., Lysenko Z.V. Increasing the resource of knives for meat grinders MP-180. *Improvement of processes and technical means in the agro-industrial complex*. Collection of articles scientific. Zernograd, Azov-Black Sea State Agrarian Academy Publ., 2002, Is. 4, pp. 74–75. (In Russian)
2. Poluyan V.A. Increasing the durability of the knives of meat-shredding machines. *Extended abstract of candidate's thesis*. Zernograd, 2006. 16 p. (In Russian)
3. Pelenko V.V., Zuev N.A., Ol'shevskii R.G., Ivanenko V.P., Krysin A.G. Analytical and experimental evaluation of the effect of the friction torque kinematic pair knife-lattice performance shredder. *Processes and Food Production Equipment*. 2014, no. 4, pp. 169–181. (In Russian)
4. Brench A.A., Navaraj A.K., Hodakova S.N. Ways of perfection of designs of working parts of machines for processing meat raw material. *Herald of Mogilev State Technical University*. 2006, no. 1, pp. 32–36. (In Russian)
5. Pelenko V.V., Nechitaylov V.V., Verboloz A.P., Demchenko V.A., Kutsenko D.A., Barinov G.V. Dependence of the optimal knife thickness on the geometric and elastic characteristics of the chopper structural elements. *Processes and Food Production Equipment*. 2021, no. 2, pp. 40–52. (In Russian)
6. Pelenko V.V., Malayvko D.P., Usmanov I.I., Ekimov V.G., Krysin A.G. Optimization of food grinding process in grinders.

- Processes and Food Production Equipment*. 2016, no. 2, pp. 32–39. (In Russian)
7. Nolett L.M., Toldra F. *Advanced technologies for meat processing*. Boca Raton: USA: CRC Press; 2006. 483 p.
 8. Monakhov V.A. *The theory of plates and shells*. Penza, Penza State University of Architecture and Construction Publ., 2016. 252 p. (In Russian)
 9. Pogorelov V.I. *Construction mechanics of thin-walled structures*. St. Petersburg, BHV Publ., 2007. 528 p. (In Russian)
 10. Alekseev A.E., Annin B.D. Equations of deformation of an elastic inhomogeneous laminated body of revolution. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2003, V. 44, no. 3, pp. 432–437.
 11. Haack E., Schnakel W., Krickmeier J. Wirkungsgrade deutlich verbessern das leistungspotenzial von industriewolven ist berechenbar und energieeffizient. *Fleischwirtschaft*. 2012, no. 6, pp. 25–33.
 12. Kayumov R.A. *Fundamentals of elasticity theory and elements of the theory of plates and shells*. Kazan', Kazan State Architectural and Construction University Publ., 2016. 111 p. (In Russian)
 13. Sidorov V.N. *Lectures on the resistance of materials and the theory of elasticity*. Moscow, 2002. 352 p. (In Russian)
 14. Krasnobaev I.A., Mayatskaya I.A., Smirnov I.I., Yazyev B.M. *The theory of plates and shells*. Rostov-on-Don, Rostov state is building a construction university Publ., 2012. 114 p. (In Russian)
 15. The theory of calculation of plates and shells. Guidelines. St. Petersburg, 2017. 24 p. (In Russian)
 16. Poleshchuk O.B. Optimization of the operation of meat-grinding auger machines based on studying the patterns of moisture transfer in minced meat. *Extended abstract of candidate's thesis*. Leningrad, 1988. 16 p. (In Russian)
 17. Pronikov A.S. *Reliability of machines*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 592 p. (In Russian)

Информация об авторах

Валерий Викторович Пеленко – д-р техн. наук, профессор Высшей школы технологии и энергетики
Татьяна Юрьевна Короткова – канд. техн. наук, директор института энергетики и автоматизации
Владимир Германович Злобин – канд. техн. наук, зав. кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей
Григорий Владимирович Баринов – магистрант факультета биотехнологий
Сергей Васильевич Шахов – д-р техн. наук, профессор кафедры машин и аппаратов пищевых производств

Information about the authors

Valery V. Pelenko, D. Sc., Professor of the Higher School of Technology and Energy
Tatiana Yu. Korotkova, Ph. D., Director of the Institute of Energy and Automation
Vladimir G. Zlobin, Ph. D., Head Department of Heat Power Plants and Heat Engines
Grigory V. Barinov, Undergraduate of the Faculty of Biotechnologies
Sergey V. Shakhov, D. Sc., Professor of the of Machines and Apparatus for Food Production

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов / The authors declare no conflicts of interests

Статья поступила в редакцию 08.11.2021

Одобрена после рецензирования 08.12.2021

Принята к публикации 10.12.2021

The article was submitted 08.11.2021

Approved after reviewing 08.12.2021

Accepted for publication 10.12.2021