

13. Пат. 37175 Україна, МКИ А 23 L 1/025. А 47 J 37/00. Багатофункційний пристрій теплової обробки харчових продуктів / Михайлов В.М., Бабкіна І.В., Дьяков О.Г., Шевченко А.О. (Україна). – № 200804522; заявл. 09.04.2008; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22.
14. Михайлов В.М. Теоретичне визначення ефекту інтенсифікації термообробки за умов комбінованого запікання кулінарної продукції / В.М. Михайлов, О.Г. Дьяков, А.О. Шевченко // Прогрес. техніка і технології харч. вир-в ресторан. господарства і торгівлі : зб. наук. пр. – 2009. – Вип. 2 (10). – С. 230-237.

УДК 66.084.6

МОЙКА ОВОЩЕЙ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ РЕСТОРАННОГО ХОЗЯЙСТВА

Антропова Л.Н., канд. техн. наук, доцент, Гладкая А.Д. канд. техн. наук, доцент,
Датьков В. П. канд. техн. наук, доцент
Донецкий национальный университет экономики и торговли им. М. Туган-Барановского

Приведена інформація про вплив вібрації, як ефективного способу механічного впливу, на овочі в процесі мийки, вплив форми і параметрів вібрацій робочої камери мийної машини на ефективність процесу мийки, конструктивне устрійство мийної машини.

Established information about vibration influence as an effective method of mechanical action on vegetables in the process of washing, influence of the form and parameters of vibration of the working chamber of washing machine on the effectiveness of the washing process and construction structure of the washing machine.

Ключевые слова: вибрация, процесс мойки, овощи

При переробці овочей на підприємствах ресторанного господарства однією з важливих технологічних операцій, впливаючої на якість готової продукції є мийка. Проведені дослідження в області створення обладнання для мийки овочей показали целесообразність застосування вібрації для інтенсифікації процесу мийки. Достоїнствами вібраційних машин є простота конструкції в поєднанні з високим якістю мийки при малому удільному витраті води.

Ціль роботи – удосконалення процесу мийки овочей і розробка малогабаритної машини для її реалізації.

В відповідності з поставленою метою були розв'язані задачі:

- розробка конструкції вібраційної машини для мийки овочей;
- дослідження кінематики робочої камери машини;
- вивчення форми траєкторії робочої камери і характеру взаємодії овочей в процесі мийки;
- дослідження впливу параметрів вібрації на якість мийки овочей.

Для передбаченого дослідження спроектована машина для мийки, схема якої представлена на рисунку 1.

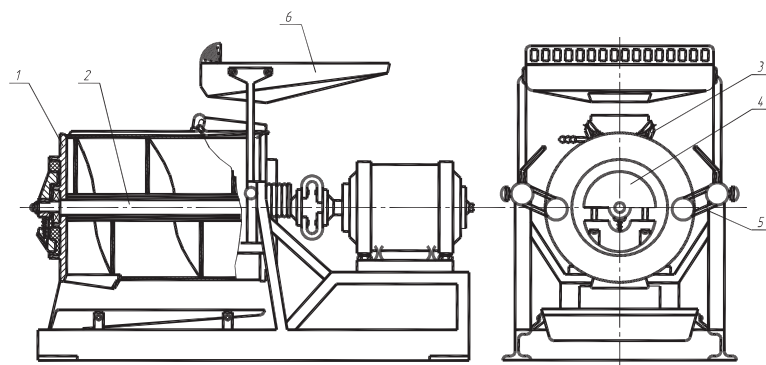


Рис. 1. – Вібраційна мийна машина

Машина має робочу камеру 1, що представляє собою кільцевий винтовий канал, утворений зовнішнім і внутрішнім циліндрами, між якими закріплено нерухомий однозаходний шнек, що проходить по всій довжині камери.

Наружный цилиндр, являющийся корпусом рабочей камеры, крепится к станине на кольцевых упругих элементах 5, воспринимающих вибрационные колебания. По оси внутреннего цилиндра расположен вал дебалансного вибратора 2, смонтированный в сферических двухрядных подшипниках. На концах вала закреплены автоматически регулируемые дебалансы 4. В процессе мойки овощи подаются в загрузочный бункер 6 машины.

Продвижение овощей по винтовому каналу вдоль камеры происходит за счет непрерывной вибрации корпуса машины и поступления новых порций продукта. Отделение загрязнений от овощей происходит за счет интенсивного трения их поверхностей одна от другого, а также о стенки рабочей камеры и винтового канала. Загрязнения смываются подающейся водой из оросителя 3.

Рассмотрим кинематику рабочей камеры моеющей машины.

В процессе работы на рабочую камеру действуют: силы тяжести Mg , возмущающее усилие вибратора $I_b \omega^2$ и восстанавливающие силы упругой системы, которые состоят из статических и динамических составляющих.

Обозначим координаты центра массы M в отклоненной от статического равновесия системе X и Y , а угол поворота рабочей камеры θ . При этом движение описывается уравнениями, преобразованными к виду:

$$\begin{aligned} M \ddot{x} &= I_b \cos \omega t - P_1 x + P_2 x \\ M \ddot{y} &= I_b \sin \omega t + P_1 y + P_2 y + P_{1b} + P_{2b} - Mg \\ I \ddot{\theta} &= -I_b h \cos \omega t - (P_{1H} - P_{2H}) L \sin \alpha \end{aligned}$$

где: I – приведенный момент инерции камеры, кг/м;

g – расстояние от оси вращения до центра массы m , м;

ω – угловая скорость вращения дебалансов, с⁻¹;

P_1, P_2 – силы упругости статических и динамических составляющих упругой системы, которые возникают при колебаниях рабочей камеры.

Усилия, которые определяют динамическую деформацию:

$$P_d = \sigma_d F = c(\Delta l_d + \mu \Delta l_d) \quad (2)$$

где: F – площадь поперечного сечения упругой системы, м²;

Δl_0 – длина элементов упругой системы при деформации, м;

μ – коэффициент внутренних сопротивлений.

Усилия, которые определяют деформацию, разные для элементов упругой системы, которые работают на растяжении $P_{нст}$ и на сжатии $P_{вст}$ и соответственно равняются:

$$P_{нст} = \frac{1-\varphi}{2 \sin \alpha} Mg; \quad P_{вст} = \frac{1}{2} \varphi Mg \quad (3)$$

где: φ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между элементами упругой системы;

α – угол наклона оси упругой системы к горизонту, град.

Силы упругой подвески рабочей камеры равны:

$$\begin{aligned} P_{1H} &= P_{нст} + P_{нд} = \frac{1-\varphi}{2 \sin \alpha} Mg + C_H [\Delta l_{нд} + \mu(\Delta l_{нд})] \\ P_{2H} &= P_{нст} - P_{нд} = \frac{1-\varphi}{2 \sin \alpha} Mg - C_H [\Delta l_{нд} + \mu(\Delta l_{нд})] \\ P_{1\epsilon} &= P_{2\epsilon} = P_{вст} + P_{вд} = \frac{\varphi}{2} Mg + C_\epsilon [\Delta l_{вд} + \mu(\Delta l_{вд})] \end{aligned} \quad (4)$$

Подставив значение сил упругости в систему (1) после ряда преобразований, получим уравнение вынужденных колебаний рабочей камеры

$$\begin{aligned} x &= \frac{\alpha\omega^2}{\sqrt{4n_n^2\omega^2 + (P_n^2 - \omega^2)^2}} \cos(\alpha t - \gamma_n); \\ y &= \frac{\alpha\omega}{\sqrt{4n_a^2\omega^2 + (P_a^2 - \omega^2)^2}} \sin(\alpha t - \gamma_a); \\ \theta &= \frac{-\alpha\omega^2 h}{\rho^2 \sqrt{4n_\theta^2\omega^2 + (P_\theta^2 - \omega^2)^2}} \cos(\alpha t - \gamma_\theta) \end{aligned} \quad (5)$$

Поскольку рабочая камера пребывает под действием двух колебательных движений – качательного, которое возникает из-за несовпадения центра массы рабочей камеры и оси вращения дебалансов, форма траектории, движения ее будет осуществляться по эллиптической траектории.

При проектировании вибрационных машин по технологическим соображениям важно знать форму колебаний рабочей камеры. Для ее определения использовали точечные источники света (светодиоды), которые закреплялись в специальном корпусе на торцевой стенке рабочей камеры. Световой поток от диодов проходил через отверстие в корпусе диаметром 0,1 мм.

При колебаниях камеры светодиоды описывали траектории расчетных точек. Эксперимент выполнялся при амплитудах 0,001–0,005 м и круговой частоте вибратора 90–140 сек⁻¹.

Исследования показали, что светодиоды описывали эллиптическую траекторию, причем углы наклона эллипсов в разных точках оказались различными.

Моечная машина (рисунок 1) обеспечивает высокую интенсивность процесса мойки благодаря конструктивному устройству – наличию центральной трубы и неподвижного шнека в рабочей камере. Это позволяет увеличить площадь взаимодействия овощей с вибрирующими поверхностями.

Поверхности сообщают овощам ударные импульсы, во время которых они многократно соударяются при непрерывном подбрасывании, интенсивно трутся друг о друга и стенки рабочей камеры, совершая циркуляционное движение по неподвижному шнеку в сторону выгрузки.

Скоростная киносъемка подтвердила, что преобладающий характер движения овощей – циркуляционный в плоскости перпендикулярной оси вибратора.

В результате исследований определено, что скорость перемещения овощей в процессе мойки имеет тенденцию к монотонному росту, как при увеличении угловой скорости так и амплитуды. Однако, при угловой скорости 130–150 сек⁻¹, когда совершается интенсивное движение овощей, скорость постоянна, а дальше интенсивность перемещения начинает снижаться, что отражается на эффективности мойки.

Это объясняется изменением характера взаимодействия овощей со стенками рабочей камеры и между собой.

Результаты исследований по определению влияния амплитуды и частоты колебаний рабочей камеры на изменение загрязненности овощей в процессе мойки приведены на рисунках 2 и 3.

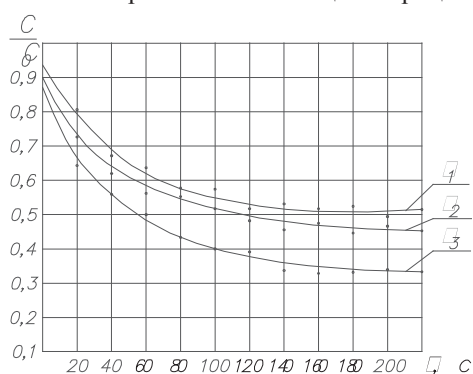


Рис. 2 – Изменение загрязненности овощей в процессе мойки при амплитуде колебаний рабочей камеры, м: a₁=0,003; a₂=0,005; a₃=0,007

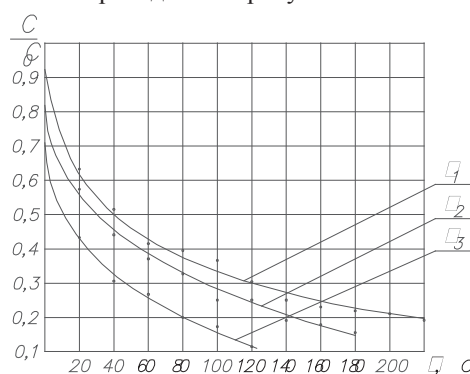


Рис. 3 – Изменение загрязненности овощей в процессе мойки при частоте колебаний рабочей камеры, с⁻¹: omega₁ = 120; omega₂ = 130; omega₃ = 140.

Увеличение частоты колебаний приводит к такому режиму работы машины, при котором наблюдается фазовое отставание в перемещении отдельных овощей.

Имеет место режим, при котором верхние овощи находятся во взвешенном состоянии, а нижние, падая на днище камеры вновь получают и передают импульсы выше лежащим овощам, когда те еще не закончили своего движения вверх.

С повышением частоты колебаний импульс от стенок и днища камеры передаются только овощам находящимся вблизи стенок, с частотой соответствующей частоте колебаний рабочей камеры. Овощи, удаленные от стенок и днища, еще до окончания перемещения в первоначальном направлении получают импульс противоположного знака, поэтому движение затухает.

Качество мойки овощей оценивалось отношением текущей загрязненности C к начальной. Из рисунка 2 следует, что характер зависимостей $\frac{C}{C_0} = f(\tau)$ остается практически одинаковым при изменении амплитуды колебаний рабочей камеры.

Качество мойки с увеличением амплитуды колебаний и времени обработки изменяется незначительно.

При увеличении круговой частоты колебаний рабочей камеры достигается высокое качество мойки при меньшем времени обработки – рисунок 3.

В результате математической обработки кривые (рисунок 2, 3) удалось описать зависимостью

$$\begin{aligned} \frac{C}{C_0} &= Ze^{-\tau} ; \\ \frac{C}{C_0} &= 0,7878 e^{-0,0050 \tau} ; \\ \frac{C}{C_0} &= 0,7355 e^{-0,0070 \tau} ; \\ \frac{C}{C_0} &= 0,6690 e^{-0,0073 \tau} . \end{aligned} \quad (6)$$

Круговым частотам колебаний рабочей камеры $\omega_1 = 110c^{-1}$, $\omega_2 = 120c^{-1}$, $\omega_3 = 140c^{-1}$ соответствуют зависимости:

$$\begin{aligned} \frac{C}{C_0} &= 0,7045 e^{-0,0062t} , \\ \frac{C}{C_0} &= 0,6895 e^{-0,0083t} , \\ \frac{C}{C_0} &= 0,6308 e^{-0,0141t} \end{aligned} \quad (7)$$

Анализ зависимостей (6) и (7) свидетельствует о том, что кинетика удаления загрязнений с поверхности овощей описывается уравнениями реакции первого порядка и характеризуется определенной для данной зависимости константой скорости.

При изменении амплитуды колебаний константа изменяется в пределах 0,0050 ... 0,0070, а частоты колебаний – 0,0062... 0,0141.

Наблюдается тенденция к увеличению константы скорости при увеличении параметров колебаний.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке конструкций вибрационных моечных машин.

Выводы. Исследования свидетельствуют о эффективности использования вибрации для мойки овощей.

Полученные сведения о форме колебаний рабочей камеры, рациональных параметрах вибрации и характере взаимодействия овощей в процессе мойки могут быть использованы при разработке новых вибрационных технологических машин.

Литература

1. Гончаренко И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии /И.Ф. Гончаренко, К.В. Фролов. – М.: Наука. – 1981. – 320 с.
2. Блехман И. И. Метод прямого разделения движений в задачах о действии вибрации на линейные механические системы / И. И. Блехман //Изв. АН. СССР. Механика твердого тела. – 1976. – № 6. С. 13–27.

3. Лавандел Э. Э. Система гипотез в технологических расчетах по вибрационному перемещению /Э.Э. Лавандел //Вопросы динамики и прочности. – Рига, 1971. – Вып. 21. – С. 5–10.
4. Антропова Л. Н. Динамические параметры работы виброечной машины с резиновыми амортизаторами /Л.Н. Антропова //Торговые и холодильное оборудование: Межвуз. респ. сб. науч. тр./МИНХ. – М., 1980. – С. 136 – 145.
5. Антропова Л.Н. Совершенствование процесса мойки картофеля с помощью вибрации/ Л. Н. Антропова, А. Д. Гладкая, В. П. Датьков//Тезисы докладов V Международной научно-технической конференции «Техника и технология пищевых производств» 05.2005. Могилев. С. 180 – 181.

УДК 663.25(07)

ИССЛЕДОВАНИЕ КОАКСИАЛЬНОГО ПРЕССА

Иваненко А.В. д-р техн. наук, профессор, *Тенюх К.М. канд. техн. наук, доцент,
Кушнир В.В. магистр, Сологуб О.А. зав. лабораторией
Одесская национальная академия пищевых технологий
*Одесский государственный экономический университет

Проанализированы процессы прессования винограда в коаксиальном прессе и изменения давления в прессуемой массе.

The Analysed processes of the pressing of grape in coaxial press and change the pressure in pressing to mass.

Ключевые слова: коаксиальные перфорированные цилиндры, спираль, трение, экспонента, массовая концентрация взвесей, удельная мощность.

Коаксиальные прессы наиболее близко подходят к шнековым прессам, которые широко используют в винодельческой промышленности. Преимуществами этих прессов являются высокая производительность, непрерывность и надежность работы, а недостатками – излишнее истирание массы, низкое качество сула и большие затраты энергии. Настало время коренным образом преобразовать эти прессы, сохранить их достоинства и устранить недостатки.

Многими авторами при изучении шнековых механизмов применялась упрощенная модель, в которой винтовой механизм заменялся неподвижным прямолинейным каналом с движущейся под углом к его оси крышкой. Эти модели позволяют приближенно оценить роль разных параметров в процессе создания давления. Однако такой метод замены дает большую неточность, особенно для шнековых механизмов со значительной глубиной каналов.

Распространенные в настоящее время в винодельческой промышленности шнековые прессы имеют глубину каналов, достигающую до половины наружного радиуса шнека. Для таких конструкций прессов существенное влияние на изменение давления вдоль витка оказывает сокращение тормозящей поверхности шнека и расстояние от оси шнека, на которых приложены силы трения. Для учета этих величин применена кольцевая модель. Такая модель в большей мере отражает истинные процессы, нежели прямолинейный канал, и позволяет отказаться от громоздкого решения задачи для винтового канала.

Действительный винтовой канал заменен кольцевым с той же шириной и той же площадью наружной и внутренней поверхности. Применен метод осевого смещения витка на величину шага S (подобно сжатию прямоугольной спиральной пружины). Боковые поверхности канала несколько уменьшены из-за уменьшения глубины канала модели (для промышленного прессы это уменьшение не превышает 5%). Мезга в канале перемещается по окружности. Для сохранения условий взаимодействия мезги с цилиндром прессы кольцевой канал вместе с мезгой одновременно перемещается поступательно вдоль оси. Винтовое движение мезги в шнеке относительно цилиндра заменено таким же винтовым движением, составляющими которого являются вращательное и поступательное движение.

Примененная модель несколько сложнее прямолинейного канала, но в ней, как и в прямолинейном канале, достигнута простота и четкость распределения основных сил, что дает возможность получить относительно несложные окончательные формулы.

На рис.1 представлен промежуточный виток спирального механизма. Фигура «а» этого рисунка отображает действительную форму витка, имеющего наружный радиус R и внутренний радиус r . Толщиной спирали пренебрегаем. Винтовые линии преобразованы в окружности тех же длин. Полученное кольцо,