

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 пресса это уменьшение не превышает 5%). Мезга в канале перемещается по окружности. Для сохранения условий взаимодействия мезги с цилиндром пресса 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,

по ширине спирали (рис. «в»), имеющее приведенный радиус R_1 , и внутренний приведенный радиус r_1 , которые определяют из уравнений:

$$R_1 = \frac{R}{\cos \alpha} \quad (1)$$

$$r_1 = \frac{r}{\cos \alpha_1} \quad (2)$$

где: α и α_1 — углы наклона винтовых линий по R и r . В модели направление скоростей на наружной поверхности кольца повернуто на угол α относительно скоростей в спиральном механизме. То же касается направления сил трения, действующих на поверхности мезгового бруса.

Применена цилиндрическая система координат, в которой ось z проведена вдоль оси коаксиальных цилиндров. Через ось z проведена неподвижная плоскость, связанная с цилиндром пресса. Вторая плоскость, также проходящая через ось z , — подвижная. Угол между плоскостями, измеренный в радианах, обозначен буквой φ . При повороте подвижной плоскости на угол $d\varphi$ из кольца выделяется элементарная частица мезги.

Делается допущение, что мезга во время движения сохраняет неизменной свою форму, вместе с тем допускают, что она способна передавать давление во все стороны и способна сопротивляться сдвигу, а также испытывать кулоновское трение о стенки канала и о цилиндры коаксиального пресса.

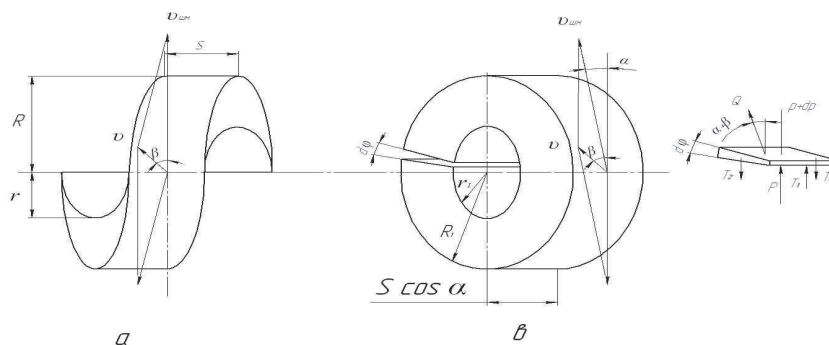
Виноградные прессы являются тихоходными, поэтому массовыми силами, играющими второстепенную роль, можно пренебречь. Допускается, что силы трения равномерно распределены по контуру мезгового элемента, давление в мезге одинаково во всех точках поперечного сечения канала.

У входа в канал мезга находится под давлением p_0 , в сечении, повернутом на угол φ от начальной плоскости, давление равно p . Усреднение давлений произведено по всему сечению канала, например для p :

$$p = \frac{\iint p' d\omega}{\omega} \quad (3)$$

где: ω — площадь поперечного сечения канала в сечении φ .

p' — давление в каждой точке сечения φ .



a — действительный виток; *в* — модель витка

Рис. 1 – Промежуточный виток коаксиального винтового механизма

Так как мезга равномерно вращается вокруг оси цилиндров, то сумма моментов всех сил относительно оси вращения равна нулю.

При равномерном распределении давления равнодействующая нормального давления перпендикулярна осевому смещению и отстоит от оси кольца на расстоянии $R_1 + r/2$, поэтому момент силы, обусловленной перепадом давления вдоль канала равен:

$$M_p = \frac{S \cdot \cos \alpha}{2} (R_1 - r_1)(R_1 + r_1) \frac{dp}{d\varphi} d\varphi \quad (4)$$

где: p — давление в канале;

S — шаг спирали.

Момент сил трения частицы о цилиндры представлен ниже:

Силы трения частицы о цилиндры действуют в направлении, противоположном абсолютной скорости, так как частица мезги вращается в цилиндрах вместе со спиралью и одновременно перемещается вдоль канала. Сила Q является суммой сил трения мезги о наружный и внутренний цилиндры.

$$M_Q = \tau_Q S \cos \alpha (R_1 + r_1) \cdot \cos \alpha (\alpha + \beta) (R_1 + r_1) d\varphi \cong \tau_Q \cdot S \cdot (R_1 + r_1)^2 \cos^2 \alpha \cos \beta d\varphi \quad (5)$$

В промышленных прессах углы наклона винтовой линии по наружному диаметру не превосходят 10° , а угол β , близок к 0 ($\cos \beta \cong 1$).

При небольших значениях α и β $\cos(\alpha + \beta) \cong \cos \alpha \cdot \cos \beta$;

где: τ_Q — напряжение на поверхности мезги от сил трения о коаксиальные цилиндры в направлении перемещения мезги;

β — угол отклонения направления скорости мезговой частицы от плоскости, перпендикулярной оси цилиндров.

Сумма моментов сил трения частицы о стенки канала. Сила трения частицы со стенкой канала, удалена на расстояние l от оси шнека.

$$M_{T_2} = \tau_{T_2} (R_1 + r_1)(R_1 - r_1) d\varphi \cdot l = \frac{2}{3} \tau_{T_2} (R_1^3 - r_1^3) d\varphi \quad (6)$$

где: τ_{T_2} — напряжение на поверхности мезги от сил трения о стенки спирального канала.

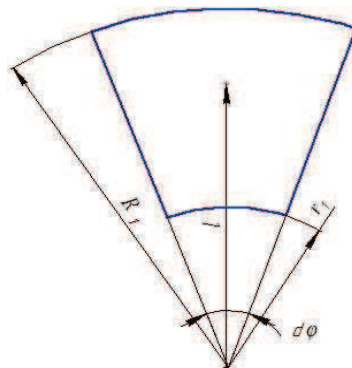


Рис 2 – Схема для определения l

$$l = \frac{\frac{R_1 R_1}{2} \cdot \frac{2}{3} R_1 - \frac{r_1 r_1 d\varphi}{2} \cdot \frac{2}{3} r_1}{\frac{R_1 R_1 d\varphi}{2} - \frac{r_1 r_1 d\varphi}{2}} = \frac{2}{3} \frac{R_1^3 - r_1^3}{R_1^2 - r_1^2} \quad (7)$$

Допускают, что давление в осевом и радиальном направлении равно произведению нормального давления в тангенциальном направлении на коэффициент ζ бокового давления.

Приравняв сумму моментов сил, приложенных к частице мезги, относительно оси коаксиальных цилиндров, получаем дифференциальное уравнение равномерного вращения мезги в пространстве между коаксиальными цилиндрами:

$$\frac{S \cdot \cos \alpha}{2} (R_1^2 - r_1^2) dp - \tau_Q S R_1^2 \cos^2 \alpha \cdot \cos \beta \cdot d\varphi + \frac{2}{3} \tau_{T_2} (R_1^3 - r_1^3) d\varphi = 0 \quad (8)$$

Заменяя напряжения сил трения на поверхности выделенной частицы через нормальные давления и коэффициенты трения мезги о стенки канала и о коаксиальные цилиндры пресса, имеем:

$$\tau_Q = f_2 \zeta p, \tau_{T_2} = f_1 \zeta p, \frac{S \cdot \cos \alpha}{2} (R_1^2 - r_1^2) dp - f_2 \zeta p S R_1^2 \cos^2 \alpha \cos \beta d\varphi + \frac{2}{3} f_1 \zeta p (R_1^3 - r_1^3) d\varphi = 0 \quad (9)$$

где: f_1 — коэффициент трения мезги о боковые стенки спирали;

f_2 — коэффициент трения мезги о коаксиальные цилиндры пресса.

Полагая, что значения коэффициентов трения, коэффициентов бокового давления, угол β и геометрические размеры спирали на длине одного витка остаются постоянными, запишем уравнение в следующем виде:

$$\frac{dp}{p} = A d\varphi \quad (10)$$

где:

$$A = \frac{2\zeta}{R_1^2 - r_1^2} \left[f_2 (R_1^2 + r_1^2) \cos \alpha \cos \beta - \frac{2}{3} f_1 \cdot \frac{R_1^3 - r_1^3}{S \cdot \cos \alpha} \right] \quad (11)$$

Интегрируя уравнение (10) находим:

$$\ln p = A\varphi + c \quad (12)$$

Полученное уравнение должно удовлетворять граничным условиям у входа в канал ($\varphi = 0$ давление $p = p_0$). Применяем это условие для определения давления вдоль канала:

$$\ln p_0 = c; \ln p = A\varphi + \ln p_0 \quad (13)$$

$$p = p_0 e^{A\varphi} \quad (14)$$

Подставив (11) в (12), окончательно получим:

$$p = p_0 e^{\frac{2\zeta}{R_1^2 - r_1^2} \left[(R_1^2 + r_1^2) \cos \alpha \cos \beta - \frac{2}{3} \frac{f_1}{S \cdot \cos \alpha} (R_1^3 - r_1^3) \right] \varphi} = p_0 k_3 \quad (15)$$

где: k_3 — коэффициент изменение давления закрытого витка.

Давление вдоль канала изменяется по показательной функции и зависит от угла β , который связан с коэффициентом подачи η .

На основе проведенного теоретического исследования коаксиального пресса для поточного прессования дисперсных материалов, а так же виноградной мезги, разработаны предпосылки для конструирования нового типа поточных прессов, в которых энергетический коэффициент полезного действия значительно повышен. А это указывает на возможность улучшения качества полученного сусла, понижения интенсивности процессов прессования и расширения функциональных возможностей прессов непрерывного действия. Возможно также использование нового типа пресса, для отжатия сусла из целых гроздей винограда.

Литература

1. Іванєко А.В, Тєнюх К.М. Переборка винограду та іншої сировини. Критерій інтенсивності енергетичних впливів. — Монографія. — Одеса: Астропринт, 2002. — 312 с.
2. Іванєко А.В, Тєнюх К.М. Виноград вино та інші перетворення. — Одеса: Астропринт, 2007. 808 с.