

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАРТОФЕЛЕЧИСТОК

Заплетников И.Н., Еременко Д.О., Жидков Ю.В. (ДонНУЭТ, г. Донецк, Украина)

The method and the results of account of the noise characteristics of potatoes peeling equipment the periodic action of foodstuffs manufactures is offered.

Шумовые характеристики технологического оборудования являются комплексным показателем качества конструкции и изготовления, степени безопасности и санитарно-гигиенических условий применения, влияют на размещение оборудования в производственных цехах и на конкурентоспособность его на внешнем рынке. Эти характеристики используются при проектировании оборудования, контролируются при приемо-сдаточных испытаниях заводами изготовителя, стандартизации и сертификации продукции.

Шумовые характеристики картофелеочистительных машин периодического действия предприятий питания не в полной мере соответствуют государственным и межгосударственным стандартам, регламентирующим допустимые уровни шума и вибрации в производственных помещениях.

Целью работы является создание методики расчета шумовых характеристик картофелечисток предприятий питания, которая позволит определить ожидаемые шумовые характеристики машин на стадии проектирования

Расчет включает в себя ряд этапов [1].

1. Выбор и обоснование динамической эквивалентной схемы картофелечистки в соответствии с известной методикой [2]. Динамическая (эквивалентная) схема большинства картофелечисток приводится к двухмассовой виброакустической системе (ВАС).

2. Расчет параметров динамической системы: массы и коэффициентов жесткости, приведенных масс и приведенных коэффициентов жесткости.

3. Расчет передаточной функции двухмассовой ВАС [3]:

$$\dot{x}_1^{max} = P_0 (c_2 - m_2 \omega_k^2) \omega_k \theta_p \quad (1)$$

$$\dot{x}_2^{max} = P_0 c_2 \omega_k \theta_p \quad (2)$$

$$\theta_p = \frac{1}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega_k^2)(c_2 - m_2 \omega_k^2) - c_2^2} \quad (3)$$

Амплитуда возмущающей силы P_0 определяется как максимальное значение величины сопротивления перемещению рабочего органа картофелечистки по известным расчетным формулам или по осциллограммам.

– определение критической частоты совпадения изгибных колебаний пластины и воздуха определяется из зависимости [4]. Критическая частота зависит от толщины стенки корпуса h_n

$$f_{kp} = \frac{c_0^2}{1,8 C_u h_n}, \Gamma_{\psi} \quad (4)$$

где $C_u = 5180 \text{ м/с}$ – скорость изгибных колебаний в стальной пластине;
 $c_o = 344 \text{ м/с}$ – скорость звука в воздухе.

Для наиболее распространенных толщин стенок корпусов картофелечисток расчетная величина $f_{кр.}$ (табл. 1)

Таблица 1. Критическая частота $f_{кр.}$

$h_n, \text{ м}$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,008	0,01
$f_{кр}, \text{ Гц}$	12690	6345	4230	3172	2538	2115	1586	1269

4. Расчет мощности излучения цилиндрическим корпусом картофелечистки:
 при $K_B R_{ц} < 1$:

$$N_{ц} = 0,25 \pi^2 \rho c_o l_{ц} K_{\epsilon}^3 R_{ц}^4 P_0^2 m_2^2 \theta_P^2 \omega_k^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta \quad (5)$$

– расчет $K_B R_{ц}$; волновое число K_B из табл. 2.
 при $K_B R_{ц} > 1$:

$$N_{ц} = 0,5 \pi \rho c_o R_{ц} l_{ц} P_0^2 m_2^2 \theta_P^2 \omega_k^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \eta \quad (6)$$

Таблица 2. Волновое число K_B

Параметры	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\lambda, \text{ м}$	5,46	2,75	1,87	0,68	0,34	0,17	0,086	0,043
K_B	1,15	2,28	4,58	9,24	18,47	36,94	73,02	146,05

где λ – длина звуковой волны в воздухе, м.

– первая и вторая резонансные частоты:

Второй экстремум передаточных функций ВАС соответствует второй резонансной частоте (8)

$$p_1^2 = \frac{c_2}{m_2} \quad (7)$$

$$p_2^2 = \frac{m_1 c_1 + m_2 c_2}{2 m_1 m_2} \pm \sqrt{\frac{(m_1 c_2 + m_2 c_1)^2}{4 m_1 m_2} - \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}} \quad (8)$$

– коэффициент затрат акустической энергии определяется по отношению амплитуд виброскорости на входе и выходе системы, которые берутся из результатов гармонического анализа осциллограмм процесса нагружения машины;

5. Расчет мощности излучения внутренних источников шума в октавных полосах частот проводится по формуле (9), где значения коэффициентов излучения определяются по формуле (10)

$$N_M = 2 \pi \rho c_o R^2 P_0^2 m_2^2 \omega_k^2 \theta_P^2 (p_1^2 - \omega_k^2)^2 \sigma_u \eta \quad (9)$$

$$\sigma_u = \frac{K_{\epsilon}^2 R^2}{1 + K_{\epsilon}^2 R^2}. \quad (10)$$

6. Расчет звуковой мощности излучения картофеля при ударе о стенки рабочей камеры картофелечистки

$$N_y = m_{np} V_o^2 (1 - l_a^2) / 2t_o, \quad (11)$$

где $m_{np} = m_1 m_2 / (m_1 + m_2)$ – приведенная масса; l_a – коэффициент восстановления скорости после удара; t_o – период прохождения ударных импульсов.

7. Расчет виброакустических характеристик картофелечистки.

Общую звуковую мощность излучения технологического оборудования в октавных полосах частот N_j определяем как сумму мощностей излучения цилиндрическим корпусом машины, внутренних источников шума и излучения при ударе картофеля о стенки рабочей камеры. Расчетный уровень звуковой мощности в октавных полосах частот определяется по формуле:

$$L_{Pij} = 10(\lg N_j + 12), \text{ дБ} \quad (12)$$

Относительная погрешность расчета относительно фактических значений ВАХ, установленных экспериментально

$$|\delta_{oj}| = \frac{L_{pi} - L_{pij}}{L_{pi}} \cdot 100, \% \quad (13)$$

Корректированный уровень звуковой мощности

$$L_{pa} = 10 \lg \sum_1^8 10^{0,1(L_{pij} - K_A)} \quad (14)$$

где K_A – частотная коррекция по характеристике А шумомера, дБА (табл. 5.3).

Таблица 3. Величина – K_A

Наименование	Среднегеометрические значения октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
K_A , дБ	25	16	9	3	0	-1	-1	1

Выполним расчет шумовых характеристик исследуемой картофелечистки МОК-350.

Исходные данные: вес машины – 70 кг, электродвигатель 0,55 кВт с частотой вращения 1500 об/мин., частота вращения рабочего органа 445 об/мин.

Расчет параметров динамической системы: динамическая (эквивалентная) схема представляется в виде двухмассовой системы. В качестве первой массы рассматривается масса двигателя с насаженным на него ведущим шкивом ($R_M = 60$ мм),

$m_1 = 0,74$ кг, в качестве второй массы – сумма масс ведомого шкива с валом рабочего органа, рабочего органа и картофеля загружаемого в картофелечистку $m_2 = 12$ кг.

Амплитуда возмущающей силы P_0 , создаваемой электродвигателем машины в рабочем режиме на радиус ее приложения $R_c = 0,06$ м

$$P_0 = \frac{9750 \cdot 0,55}{1500 \cdot 0,06} = 59,58 \text{ Н} \quad (15)$$

Жесткость первого упругого элемента – это жесткость клинового ремня $c_1 = 1,4 \cdot 10^6$ Н/м, а второго элемента $c_2 = 500$ Н/м - удельное сопротивление истиранию кожуры картофеля о абразивные материал рабочей камеры. Частота вынужденных колебаний ВАС $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$.

Расчет передаточной функции ВАС (3)

$$\theta_p = \frac{1}{\left[(1,4 \cdot 10^4 + 500 - 0,74 \cdot 157^2) \cdot (500 - 12 \cdot 157^2) - 500^2 \right]} = 2,45 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2 \text{ Н}^{-2} \quad (16)$$

Принимая начальную амплитуду перемещения за единицу, передаточная функция первой и второй массы

$$E_{21} = 59,58 \cdot (500 - 12 \cdot 157^2) \cdot 2,8 \cdot 10^{-11} = 4,3 \cdot 10^{-5} \quad (17)$$

$$E_{22} = 59,58 \cdot 500 \cdot 2,8 \cdot 10^{-11} = 7,3 \cdot 10^{-8} \quad (18)$$

В связи с тем, что величина E_{22} меньше E_{21} , в дальнейших расчетах ею пренебрегают.

Расчет мощности излучения шума корпусом картофелечистки. По формуле определяется критическая частота $f_{кр}$.

$$f_{кр} = \frac{c_0^2}{1,8 \cdot c_u \cdot h_c} = \frac{344^2}{1,8 \cdot 5180 \cdot 0,006} = 2115 \text{ Гц} \quad (19)$$

Критическая частота колебаний корпуса машины толщиной 0,006 м составляет 2115 Гц.

Мощность излучения цилиндрическим корпусом машины определяем по формуле:

$$N_{\mu 2} = 0,25 \cdot \pi^2 \cdot 1,293 \cdot 344 \cdot 0,335 \cdot K_g^3 \cdot 0,176^4 \cdot 59,58^2 \cdot 12^2 \cdot \omega^2 \theta^2 (6,45^2 - \omega^2) \cdot \eta, \text{ Вт} \quad (20)$$

плотность воздуха $\rho_v = 1,293 \text{ кг/м}^3$, $l_{ц} = 0,335$ м, $R_{ц} = 0,176$ м. Волновое число K_v принимаем по таблице 2.

Значения χ_0 рассчитываются по формуле [4] для стенки корпуса

$$\alpha = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,006^3}{12 \cdot 78000 \cdot (1 - 0,3^2)}} = 0,475 \text{ м} \quad (21)$$

Первая и вторая резонансная частота рассчитывается по формулам (7) и (8):

$$P_{c1} = \sqrt{\frac{500}{12}} = 6,45 \text{ с}^{-1} \quad (22)$$

$$P_{c2} = \sqrt{\frac{1,4 \cdot 10^6 - 500}{0,74}} = 1375,2 \text{ с}^{-1} \quad (23)$$

Первая резонансная частота наступает в переходных режимах работы машины и на шумовые характеристики машины в установившемся режиме не оказывает существенного влияния. Вторая резонансная частота не входит в диапазон исследуемых октавных частот.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют определить величину коэффициента потерь колебательной энергии по величине амплитуды виброскорости на входе и выходе системы.

Амплитуда виброскорости на входе и выходе системы определяется по результатам гармонического анализа осциллограмм. Амплитуда виброскорости на входе системы, создаваемая электродвигателем

$$\dot{x}_1^{max} = x_o \cdot \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n}{60} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ м/с} \quad (24)$$

Действительная частота вращения электродвигателя $\omega = 157$ рад/с. Амплитуда виброскорости на выходе системы

$$\dot{x}_2^{max} = 0,6 \text{ мм/с} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м/с} \quad (25)$$

Величина коэффициента потерь колебательной энергии на низких частотах

$$\eta = \frac{6 \cdot 10^{-4}}{25} = 2,4 \cdot 10^{-5} \quad (26)$$

Мощность излучения звука на частоте 63 Гц цилиндрическим корпусом картофелечистки МОК-350

$$N_{q2} = 0,25 \cdot 3,14^2 \cdot 1,293 \cdot 344 \cdot 0,335 \cdot 1,15^3 \cdot 0,176^4 \cdot 59,58^2 \cdot 12^2 \cdot 395,64^2 (4,15 \cdot 10^{-13})^2 (6,45^2 - 395,64^2) 2,4 \cdot 10^{-5} = 4,46 \cdot 10^{-9} \text{ Вт} \quad (27)$$

Результаты расчетов приведены в таблице 4. Расчет мощности излучения картофелеочистительной машины МОК-350 от внутренних источников шума (клиноременной передачи и электродвигателя) двухмассовой ВАС. Поверхность излучения клиноременной передачи и электродвигателя составляет 4,7627 м². При расположении МОК-350 на полу производственного помещения площадь излучаемой

поверхности для монопольного сферического излучателя $S = 2\pi R^2$ – квадрат радиуса сферы излучателя

$$R^2 = 4,7627 / 2\pi = 0,758 \text{ м}^2 \quad (28)$$

Таблица 4. Величины K_B , Θ_p , $N_{ц2}$, $N_{м2}$, N_{y2} , $\Sigma(N_{ц2} + N_{м2} + N_{y2})$, σ_m , L_{rij} , L_{pi} , Δ , η , η_d

Наименование параметров	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ω , с ⁻¹	395,64	785,0	1570	3140	6230	12560	25120	50240
K_B	1,15	2,28	4,58	9,24	18,47	36,94	73,02	146,05
Θ_p , м ² /Н ²	$4,1 \cdot 10^{-13}$	$1,4 \cdot 10^{-13}$	$8 \cdot 10^{-14}$	$1,4 \cdot 10^{-15}$	$7,9 \cdot 10^{-17}$	$4,6 \cdot 10^{-18}$	$2,8 \cdot 10^{-19}$	$1,8 \cdot 10^{-20}$
$N_{ц2}$, Вт	$4,4 \cdot 10^{-9}$	$2,5 \cdot 10^{-7}$	$4,1 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-6}$	$5,7 \cdot 10^{-7}$	$1,3 \cdot 10^{-7}$	$3,2 \cdot 10^{-8}$	$8 \cdot 10^{-9}$
$N_{м2}$, Вт	$8,8 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$5,2 \cdot 10^{-5}$	$9,6 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-6}$	$5,4 \cdot 10^{-7}$	$1,3 \cdot 10^{-7}$
N_{y2} , Вт	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$2,9 \cdot 10^{-5}$	$3 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$
ΣN , Вт	$2,4 \cdot 10^{-5}$	$1,3 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	$8,5 \cdot 10^{-5}$	$4 \cdot 10^{-5}$	$3,3 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$
σ_m	0,5	0,797	0,94	0,984	0,996	0,999	0,999	0,999
L_{rij} , дБ	73,8	81	94	79,3	76,1	75,2	75	75
L_{pi} , дБ	73	78	78	77	72	69	61	57
Δ , %	1,14	3,75	16,9	2,9	5,4	8,2	18,6	23,9
η_d	$4,5 \cdot 10^{-6}$	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$7 \cdot 10^{-6}$	$5,6 \cdot 10^{-6}$	$4,8 \cdot 10^{-6}$	$3,9 \cdot 10^{-6}$

Коэффициент излучения для октавной полосы 63 Гц

$$\sigma_u = \frac{1,15^2 \cdot 0,758}{1 + 1,15^2 \cdot 0,758} = 0,5 \quad (29)$$

Мощность излучения внутренними источниками шума

$$N_{м2} = 2\pi \cdot 1,239 \cdot 344 \cdot 0,758 \cdot 59,58^2 \cdot 395,64^2 \cdot (4,1 \cdot 10^{-13})^2 \cdot (6,45^2 - 395,64^2)^2 \cdot 0,5 \cdot 2,4 \cdot 10^{-4} = 7,39 \cdot 10^{-6} \text{ Вт} \quad (30)$$

Мощность излучения картофеля при ударе по стенкам рабочей камеры картофелечистки

$$N_{y2} = 0,69 \cdot 1^2 (1 - 0,3^2) / (2 \cdot 0,25) \cdot 2,4 \cdot 10^{-5} = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ Вт} \quad (31)$$

Общая звуковая мощность излучения N на частоте 63 Гц

$$N = 7,39 \cdot 10^{-6} + 1,3 \cdot 10^{-5} + 4,46 \cdot 10^{-9} = 2,04 \cdot 10^{-5} \text{ Вт} \quad (32)$$

Расчетный уровень звуковой мощности излучения картофелечистки МОК-350 на частоте 63 Гц

$$L_{p63} = 10 (\lg 2,04 \cdot 10^{-5} + 12) = 73,08 \text{ Вт} \quad (33)$$

Относительная погрешность расчета на частоте 63 Гц составляет

$$\Delta = \frac{73,08 - 73}{73} \cdot 100\% = 0,12\% \quad (34)$$

Результаты расчетов по октавным полосам приведены в таблице 4.

Анализ результатов таблицы 4 позволяет сделать следующие выводы, что расчетные значения превышают экспериментальные значения в пределах от 1,2 до 24 % для картофелеочистительной машины МОК-350, что не позволяет использовать расчетные значения для практических целей. Для корректировки методики необходимо уточнить значение коэффициента потерь.

В качестве значений L_{pi} были приняты экспериментальные и по формуле

$$\eta = \frac{\Sigma L}{[\pi \cdot \rho \cdot c_o \cdot P_o^2 \cdot m_2^2 \cdot \omega^2 \cdot \theta^2 (p_{cl}^2 - \omega^2)^2 \cdot (0,25\pi \cdot l_y \cdot K_e^3 R_y^4 + 2R^2 \sigma_u)] + m_{np} V_o^2 (1 - l_a^2) / 2t_o^2} \quad (35)$$

были определены действительные коэффициенты потерь колебательной энергии. Расчеты представлены в таблице 4 для каждой частоты.

В расчетах ШХ картофелечистки МОК-350 необходимо использовать представленные значения коэффициентов акустических потерь.

Корректированный уровень звуковой мощности рассчитываем по экспериментальным значениям

$$L_{PA} = 10 \lg [10^{0,1(73-25)} + 10^{0,1(78-16)} + 10^{0,1(78-9)} + 10^{0,1(77-3)} + 10^{0,1 \cdot 72} + 10^{0,1(69+1)} + 10^{0,1(57-1)}] = 78 \text{ дБА} \quad (36)$$

Экспериментально определенное число $L_{PA} = 87$ дБА. Относительная погрешность результата составляет 10,5%.

Выводы:

1. Предлагаемая методика расчета ВАХ картофелечисток предприятий питания позволяет определить ожидаемые шумовые характеристики машин на стадии проектирования.

2. Полученная формула по расчету действительного коэффициента потерь колебательной энергии позволяет повысить точность расчетов ВАХ картофелеочистительных машин на стадии проектирования.

Перспективами дальнейших исследований в этой области является внедрение предложенной методики на заводы торгового машиностроения, которые серийно выпускают исследуемый вид машин

Список литературы: 1. Заплетников І.М., Єрьоменко Д.О., Жидков Ю.В. Методика розрахунку шумових характеристик картоплечисток підприємств харчування. //Обладнання та технології харчових виробництв. Тем. зб. наук. пр. –Вип. 16. – Донецьк: ДонНУЕТ, 2007. – С. 222-226. 2. Заплетников И. Н. Моделирование виброакустических процессов технологического оборудования пищевых производств. – Донецк: ДонГУЭТ, 2001 – 141 с. 3. Вибрации в технике: Справочник. В 6 т. /Под ред. Болотина В.В. – М.:

ОПТИМИЗАЦИЯ ХАРАКТЕРИСТИК СМАЗОЧНОГО СЛОЯ МЕЖДУ ЛОМАНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Кипреев Ю.Н. (НУК, г. Николаев, Украина)

When investigating lubrication condition of sets with contacts of flat surfaces dependences of lubricating layer carrying capacity on lubrication characteristics and geometrical dimensions have been used with the help of which the method of providing hydro dynamical lubrication condition has been worked out. Relationships of broken surfaces dimensions under which the maximum layer carrying capacity is achieved have been determined.

Вопросы определения характеристик смазочного слоя между плоскими поверхностями рассматривались в работах [1-7]. В книге Десмонда Мура [1] показано, что незначительно от них отличаются характеристики слоя между криволинейными поверхностями с близкими радиусами кривизны. Это позволяет распространить выводы и рекомендации, полученные при анализе решений для слоя между плоскими поверхностями на конструкции с криволинейными поверхностями контакта. На VIII – ом Международном симпозиуме украинских инженеров-механиков [6] автором были представлены результаты сравнительного анализа двух форм канала между плоскими поверхностями (рис.1), выполненного при параметрах, обеспечивающих максимальную несущую способность слоя W .

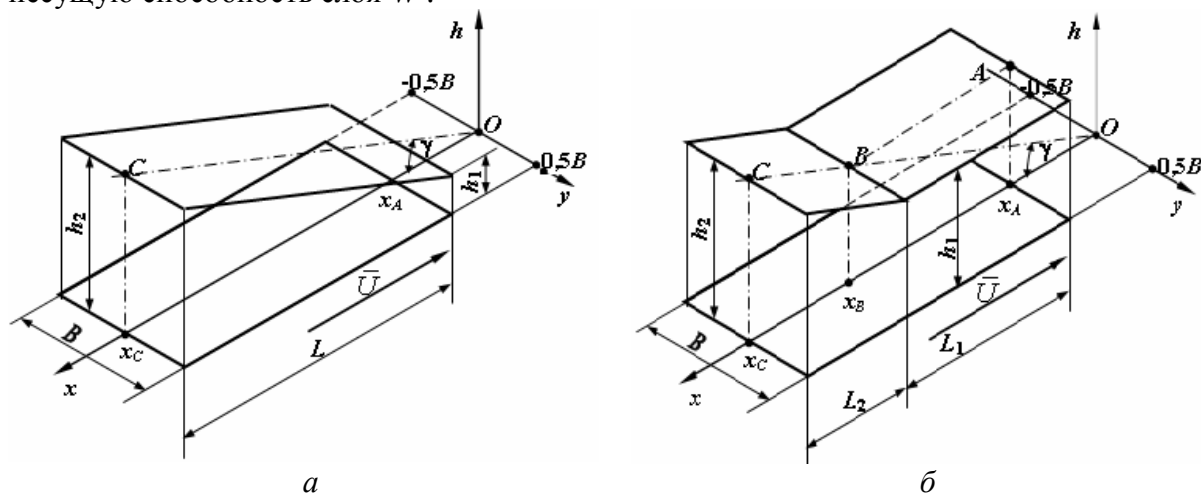


Рис.1. Формы смазочного канала между плоскими поверхностями

При постоянной ширине канала B (рис.1) плоское течение смазки описывается уравнением

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 6\mu U \frac{dh}{dx}, \quad (1)$$

где: p – гидродинамическое давление, Па; x – текущая координата в направлении движения смазки, м; μ – кинематическая вязкость, Па·с; U – относительная скорость поверхностей, м/с; h – текущее значение толщины смазочного слоя, м.