

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ, РОБОЧІ ОРГАНИ ТА МАШИНИ ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА

УДК 637.115

Аналітична модель дійкової гуми з попередніми навантаженнями

Дмитрів В. Т.,

д.т.н., доцент, професор кафедри механіки та автоматизації машинобудування, Національний університет «Львівська політехніка»

Дмитрів І. В.,

к.т.н., доцент кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки, Національний університет «Львівська політехніка»

Красниця Б. С.,

аспірант, Львівський національний аграрний університет

Анотація

Мета. Розроблення аналітичної моделі дійкової гуми з врахуванням її попереднього натягу, конструкційно-технологічних параметрів та фізико-механічних характеристик матеріалу гуми для моделювання її деформацій у радіальній, повздожній і коловій площинах.

Методи. Аналітичний, математичного моделювання.

Результати. На основі рівнянь рівноваги для циліндричної оболонки з врахуванням ізотропності середовища та безмоментного напруженого стану, просторової дії сил і попереднього натягу дійкової гуми розроблена система аналітичних рівнянь, яка уможливує моделювання деформацій дійкової гуми, що є фактором її змикання. Розроблено аналітичні залежності деформації дійкової гуми в повздожній, круговій і радіальній площинах від її конструкційних параметрів та фізико-механічних характеристик матеріалу. Параметрами для моделювання деформацій є: R – радіус дійкової гуми, E – модуль пружності, h – товщина дійкової гуми, p_n – вакуумметричний тиск, l – довжина активної

частини дійкової гуми, ν – коефіцієнт Пуассона для гуми, F_n – сила натягу дійкової гуми. Залежно від центрального кута в радіальній площині перерізу моделюється форма деформації дійкової гуми на всій її робочій довжині.

Висновки. Отримані залежності дозволяють моделювати деформацію дійкової гуми в повздожній, круговій і радіальній площинах залежно від її конструкційних параметрів та фізико-механічних характеристик матеріалу.

Розроблені аналітичні залежності враховують попередній натяг дійкової гуми, вакуумметричний тиск і уможливають моделювання деформації залежно від центрального кута в радіальній площині перерізу гуми.

Використання розроблених аналітичних залежностей уможливує обґрунтування основних параметрів, які впливають на технологічний процес молоковіддачі тварини.

Ключові слова: гума дійкова, тиск вакуумметричний, модуль пружності, деформація радіальна, система координат, натяг гуми, оболонка циліндрична, середовище ізотропне.

UDC 637.115

Analytical model of liner with previous loads

Dmytriv V. T.,

Doctor of Engin. Sci., associate professor, professor of the department of mechanics and automation of mechanical engineering, National University “Lviv Polytechnic”

Dmytriv I. V.,

Ph.D., associate Professor of the Department of operation and repair of automotive vehicles, National University “Lviv Polytechnic”

Krasnytsia B. S.,
postgraduate, Lviv National Agrarian University

Annotation

Purpose. Development analytical model of the liner, taking into account its previous tension, structural and technological parameters and physical-mechanical characteristics of the rubber material, for modeling its deformations in the radial, longitudinal and circular planes.

Methods. Analytical, mathematical modeling.

Results. On the basis of the equilibrium equations for a cylindrical shell, taking into account the isotropy of the medium and the without momentary stress state, the spatial of forces and the preliminary tension of the liner, a system of analytic equations is developed that enables modelling of the deformations of the liner, which is the factor of its closure. The analytical dependences of the deformation of the liner in the longitudinal, circular and radial planes, depending on its structural parameters and physical and mechanical characteristics of the material, are developed. Parameters for deformation simulation are: R – radius of liner, E – modulus of elasticity, h – thickness of liner, p_n – vacuum pressure, l – the length of

the active part of liner, ν – Poisson's coefficient for rubber, F_n force of tension of liner. Depending on the central angle in the radial plane of the section, the shape of the deformation of the liner is simulated along its entire working length.

Conclusions. The obtained dependences allow simulating the deformation of the liner in the longitudinal, circular and radial planes, depending on its structural parameters and physical-mechanical characteristics of the material.

The developed analytical dependences take into account the preliminary tension of the liner, the vacuum pressure and makes it possible to model, depending on the central angle in the radial plane of the cross-section of rubber.

The use of developed analytical dependencies makes it possible to substantiate the basic parameters that influence the technological process of milk yield cows.

Keywords: liner, vacuum pressure, modulus of elasticity, radial deformation, coordinate system, tension of rubber, the cylindrical shell, the isotropic medium.

УДК 637.115

Аналитическая модель сосковой резины с предварительными нагрузками

Дмитрив В. Т.,

д.т.н., доцент, профессор кафедры механики и автоматизации машиностроения, Национальный университет «Львовская политехника»

Дмитрив И. В.,

к.т.н., доцент кафедры эксплуатации и ремонта автомобильной техники, Национальный университет «Львовская политехника»

Красниця Б. С.,

аспирант, Львовский национальный аграрный университет

Аннотация

Цель. Разработка аналитической модели сосковой резины с учетом ее предварительного натяжения, конструкционно-технологических параметров и физико-механических характеристик материала резины для моделирования ее деформаций в радиальной, продольной и круговой плоскостях.

Методы. Аналитический, математического моделирования.

Результаты. На основании уравнений равновесия для цилиндрической оболочки с учетом изотропной среды и безмоментного напряженного состояния, пространственного действия сил и предварительного натяжения сосковой

резины разработана система аналитических уравнений, которые позволяют моделировать деформации сосковой резины, что является фактором ее смыкания. Разработаны аналитические зависимости деформации сосковой резины от ее конструкционных параметров и физико-механических характеристик материала. Параметрами для моделирования деформаций есть: R – радиус сосковой резины, E – модуль упругости, h – толщина сосковой резины, p_n – вакуумметрическое давление, l – длина активной части сосковой резины, ν – коэффициент Пуассона для резины, F_n – сила натяжения сосковой резины. В зависимости от центрального угла в радиальной

плоскості розреза моделюється форма деформації соскової резини на всій її робочій довжині.

Висновки. Отримані залежності дозволяють моделювати деформації соскової резини в продольній, круговій і радіальній площинах в залежності від її конструктивних параметрів і фізико-механичних характеристик матеріалу.

Розроблені аналітичні залежності враховують попереднє напруження соскової резини, вакуумметричне тиснення і дозволяють моделювати деформації в залежності від центрального кута в радіальній площині розрізу резини.

Використання розроблених аналітичних залежностей дозволяє обґрунтувати основні параметри, які впливають на технологічний процес молокоотдачі тварини.

Ключові слова: резина соскова, тиснення вакуумметричне, модуль пружності, деформація радіальна, система координат, напруження резини, оболочка циліндрична, середовище ізотропне.

Постановка проблеми. Дійкова гума безпосередньо контактує з дійкою корови і впливає на якість процесу доїння. Від ефективності її роботи залежить інтенсивність молокоотдачі, тривалість доїння, здоров'я сосків і відповідно якість молока. У процесі експлуатації дійкова гума змінює свої властивості, втрачає еластичність, розтягується, що впливає на захворювання маститом, утворення мозолів на кінчиках дійок, а це веде до гіперкератозу й атрофії.

Жорсткість дійкової гуми визначається або за величиною розтягу при навантаженні її масою 6 кг, або за вакуумом змикання протилежних стінок. Дозволяється використовувати дійкову гуму, в якій вакуум змикання є 5,3–12 кПа, і з видовженням 20–35 мм [1]. Від величини натягу дійкової гуми залежить значення вакууму її змикання. Натяг дійкової гуми формує характер змикання – плавний чи змикання з ударом. А з тривалістю експлуатації жорсткість гуми втрачається і для адаптації режиму змикання до фізіології молокоотдачі доцільно коректувати натяг.

Тому розроблення математичної моделі деформації дійкової гуми дозволить обґрунтувати конструктивні і технологічні параметри, за яких величина і характер змикання гуми будуть адекватні до фізіологічних особливостей молокоотдачі корови.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. S. Y. Reitsma і D. K. Breckman

досліджували вплив режимів роботи шести типів дійкової гуми і технологічних параметрів процесу доїння на зусилля стиску дійки [2]. Зокрема, I. Karas, R. Gálik, Š. Pogran і M. Šesták провели комп'ютерне моделювання зусилля стиску дійкової гуми і тензора деформації [3]. Моделювання проводили при зміні товщини гуми від 0,4 мм до 2,3 мм за вакуумметричного тиснення в піддійковій камері 50 кПа для двох типів дійкової гуми. Для вимірювання зусилля стиску дійкової гуми на дійку M. A. Davis, D. J. Reinemann і G. A. Mein розробили методику, яка визначає зусилля за відбитком [4]. Вони констатували, що зусилля стиску є прямо пропорційне натягу дійкової гуми.

Результати багатьох порівняльних експериментів вказують на те, що дизайн дійкової гуми зазвичай більше впливає на характеристики доїння, ніж будь-який інший фактор доїльного апарату. Порівняльні дослідження в Ірландії показали шестикратну різницю в спаданні доїльних стаканів, восьмикратну різницю в захворюваності дійок і 33% відмінностей в інтенсивності молокоотдачі [5]. Зручна дійкова гума мінімізує ризик ураження дійки корови. Серед сотень конструкцій, доступних у всьому світі, діаметр губи мундштука коливається від 18–26 мм, середній отвір циліндра для дійкової гуми – від 18 до 30 мм, а ефективна довжина вкладиша складає приблизно 90–164 мм [6].

Практично всі дослідники аналізують експериментально деформацію дійкової гуми, її змикання та вплив попереднього натягу в доїльному стакані на технологічні параметри роботи доїльного стакана і зусилля змикання. Математичної моделі деформацій дійкової гуми залежно від конструктивних і технологічних її параметрів на сьогодні не існує. Усі твердження побудовані на експериментальних даних, у разі застосування нового виду матеріалу або інших конструктивних параметрів необхідно проводити й експериментальні дослідження щодо висновку умов експлуатації.

Мета досліджень. Розроблення аналітичної моделі дійкової гуми з врахуванням її попереднього натягу, конструктивно-технологічних параметрів та фізико-механичних характеристик матеріалу гуми для моделювання її деформацій у радіальній, повздовжній і коловій.



Результати досліджень. Для розроблення математичної моделі деформації дійкової гуми приймаємо наступні умови. Гума є ізотропним середовищем, а деформація гумового тонкостінного циліндра буде

відбуватися за умови безмоментного напруженого стану [7, 8].

Для складання системи рівнянь наведемо розрахункову схему дійкової гуми, як циліндричної оболонки (рис.).

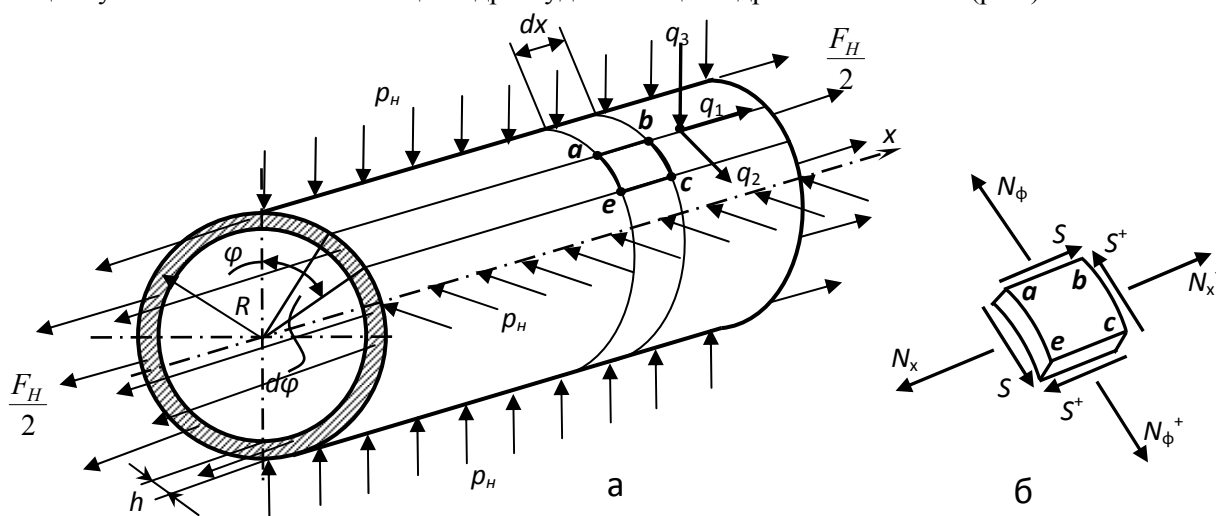


Рис. Схема дії навантажень на циліндричну оболонку (а) дійкової гуми і дія сил на квадрат лінійного елемента (б) поверхні циліндричної оболонки

Fig. Scheme of action loads on the cylindrical shell (a) of the liner and the forces on the square linear element (b) the surface of the cylindrical shell

Дійкова гума розміщена в доільному стакані, защемлена у двох кінцях і з попереднім натягом. Зусилля натягу діє на кінцях циліндра (рис.) і становить $F_H/2$. Зі сторони циліндричної частини діє атмосферний тиску, а у внутрішньому просторі – вакуумметричний тиск, по зовнішній поверхні циліндра буде рівномірно розподілений тиск p_n . Товщина циліндричної частини, що закріплена по торцях, дорівнює h . Система координат циліндрична x і ϕ .

ки [7, 8], прийнявши $A = 1$, $B = R = \text{const}$, $R_1 = \infty$, $R_2 = R$. Система рівнянь безмоментної теорії для циліндричної оболонки буде:

Виділимо квадрат лінійного елемента циліндра дійкової гуми (рис. б) і позначимо дію сил. Зусилля зсуву S діють по дотичній до бічних поверхонь квадратного елемента, а сили розтягу N_x і N_ϕ – по нормалі до поверхонь.

$$\begin{cases} R \cdot \frac{dN_x}{dx} + \frac{dS}{d\phi} + R \cdot q_1 = 0 \\ \frac{dN_\phi}{d\phi} + R \cdot \frac{dS}{dx} - \frac{q_2}{dx \cdot d\phi} = 0 \\ N_\phi = R \cdot \frac{q_3}{dx \cdot R \cdot d\phi} \end{cases} \quad (1)$$

Квадрат лінійного елемента поверхні дорівнює: $ds^2 = dx^2 + R^2 \cdot d\phi^2$.

Розпишемо компоненти сил зовнішнього навантаження через зовнішній тиск на циліндричну оболонку:
 $q_1 = F_H/(4 \cdot \pi \cdot R \cdot h)$; $q_2 = p_n \cdot dx \cdot d\phi \cdot R \cdot \sin\phi \cdot \cos\phi$;
 $q_3 = p_n \cdot dx \cdot R \cdot d\phi \cdot \sin\phi \cdot \cos\phi$.

Модифікуємо систему рівнянь пружних переміщень для циліндричної оболон-

Визначимо кільцеве зусилля зсуву S із другого рівняння системи (1), підставивши третє рівняння системи (1). Отримаємо:

$$\frac{dS}{dx} = -\frac{1}{R} \cdot \frac{d(R \cdot p_n \cdot dx \cdot \sin\phi \cdot \cos\phi \cdot d\phi)}{d\phi} - p_n \cdot \sin\phi \cdot \cos\phi. \quad (2)$$

Величина $\frac{d(R \cdot p_n \cdot dx \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi \cdot d\phi)}{d\phi}$ є величиною другого порядку і її можна прирівняти до нуля.

Тоді
$$S = \int (p_n \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi) \cdot dx + C_1. \quad (3)$$

Унаслідок інтегрування залежності (3) з врахуванням умови, що $x = l/2$, $S = 0$, рівняння кільцевого погонного зусилля буде мати вигляд:

$$S = p_n \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi \cdot (l/2 - x). \quad (4)$$

З першого рівняння системи (1) визначаємо поздовжнє зусилля розтягу N_x :

$$\frac{dN_x}{dx} = -\frac{1}{R} \frac{dS}{d\phi} - \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h},$$

або
$$\frac{dN_x}{dx} = -\frac{p_n}{R} \cdot \left(\frac{l}{2} - x\right) \frac{d(\sin \phi \cdot \cos \phi)}{d\phi} - \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h}. \quad (5)$$

Інтегруючи рівняння (5), отримаємо

$$N_x = -\frac{p_n}{R} \cdot (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2}\right) + \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot x + C_2.$$

Враховуючи умову, що за $x = l/2$, $N_x = 0$, отримаємо залежність поздовжнього погонного зусилля розтягу:

$$N_x = \frac{p_n}{R} \cdot (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) \cdot \left(\frac{l^2}{8} - \frac{l \cdot x}{2} + \frac{x^2}{2}\right) + \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot \left(\frac{l}{2} - x\right). \quad (6)$$

Система питомих сил (Н/м), що діють на дійкову гуму з врахуванням сили її натягу і вакуумметричного тиску, має вигляд:

$$\begin{cases} N_x = \frac{p_n}{R} \cdot (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) \cdot \left(\frac{l^2}{8} - \frac{l \cdot x}{2} + \frac{x^2}{2}\right) + \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot \left(\frac{l}{2} - x\right) \\ S = p_n \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi \cdot (l/2 - x) \\ N_\phi = p_n \cdot R \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi \end{cases}. \quad (7)$$

Геометричні рівняння для циліндричної оболонки з врахуванням, що $A = 1$, $B = R$, $R_1 = \infty$, $R_2 = R$ [7; 8] і $S = 0$, будуть мати вигляд:

$$\begin{cases} \frac{dU}{dx} = \frac{1}{E \cdot h} \cdot (N_x - \nu \cdot N_\varphi) \\ \frac{1}{R} \cdot \frac{d\mathcal{G}}{d\varphi} + \frac{w}{R} = \frac{1}{E \cdot h} \cdot (N_\varphi - \nu \cdot N_x) \\ \frac{1}{R} \cdot \frac{dU}{d\varphi} + \frac{d\mathcal{G}}{dx} = \frac{2 \cdot (1 + \nu)}{E \cdot h} \cdot S \end{cases} \quad (8)$$

Підставивши в перше рівняння системи (8) залежність (6) для N_x і залежність N_φ із системи (7), отримаємо диференціальне рівняння поздовжньої деформації дійкової гуми:

$$\frac{dU}{dx} = \frac{1}{E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \cdot \left(\frac{l^2}{8} - \frac{l \cdot x}{2} + \frac{x^2}{2} \right) + \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot \left(\frac{l}{2} - x \right) - \nu \cdot p_n \cdot R \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \right],$$

інтегруючи по x , отримаємо залежність для моделювання поздовжньої деформації дійкової гуми:

$$U = \frac{1}{E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \cdot \left(\frac{l^2 \cdot x}{8} - \frac{l \cdot x^2}{4} + \frac{x^3}{6} \right) + \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right) - \nu \cdot p_n \cdot R \cdot x \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \right] + C_3. \quad (9)$$

Постійну інтегрування рівняння (9) визначаємо за початкових умов: $x = l/2$, $U = 0$. Тоді залежність (9) поздовжньої деформації набуде вигляду:

$$U = \frac{1}{E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \cdot \left(\frac{l^2 \cdot x}{8} - \frac{l \cdot x^2}{4} + \frac{x^3}{6} - \frac{l^3}{48} \right) + \frac{F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} - \frac{l}{8} \right) + \nu \cdot p_n \cdot R \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \left(\frac{l}{2} - x \right) \right]. \quad (10)$$

Із третього рівняння системи (8) визначимо характер кругової деформації, що характеризує форму змикання дійкової гуми. Приведемо послідовність визначення деформації \mathcal{G} .

Продиференціюємо залежність (10) по $dU/d\varphi$ і підставимо в третє диференціальне рівняння системи (8), отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{d\mathcal{G}}{dx} = & -\frac{1}{R \cdot E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot \left(\frac{l^2 \cdot x}{8} - \frac{l \cdot x^2}{4} + \frac{x^3}{6} - \frac{l^3}{48} \right) \cdot (-4 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi) + \right. \\ & \left. + \nu \cdot p_n \cdot R \cdot (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \cdot \left(\frac{l}{2} - x \right) \right] + \frac{2 \cdot (1 + \nu)}{E \cdot h} \cdot p_n \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot (l/2 - x). \end{aligned} \quad (11)$$

Після інтегрування рівняння (12) отримаємо:

$$\begin{aligned} \mathcal{G} = & -\frac{1}{R \cdot E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot \left(\frac{l^2 \cdot x^2}{16} - \frac{l \cdot x^3}{12} + \frac{x^4}{24} - \frac{l^3 \cdot x}{48} \right) \cdot (-4 \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi) + \nu \cdot p_n \cdot R \times \right. \\ & \left. \times (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right) \right] + \frac{2 \cdot (1 + \nu)}{E \cdot h} \cdot p_n \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right) + C_4. \end{aligned} \quad (12)$$

Постійну інтегрування C_4 визначаємо за початкових умов: $x = 0$ і $x = l$, $\mathcal{G} = 0$, відповідно $C_4 = 0$.

$$\mathcal{G} = -\frac{1}{R \cdot E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot \left(\frac{l^2 \cdot x^2}{16} - \frac{l \cdot x^3}{12} + \frac{x^4}{24} - \frac{l^3 \cdot x}{48} \right) \cdot (-4 \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi) + \nu \cdot p_n \cdot R \times \right. \\ \left. \times (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right) \right] + \frac{2 \cdot (1 + \nu)}{E \cdot h} \cdot p_n \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right). \quad (13)$$

Радіальну деформацію дійкової гуми визначаємо з другого рівняння системи (8):

$$w = \frac{R}{E \cdot h} \cdot (N_\phi - \nu \cdot N_x) - \frac{d\mathcal{G}}{d\phi}. \quad (14)$$

Підставимо в рівняння (14) значення N_x , N_ϕ і продиференціюємо залежність (13) по $d\mathcal{G}/d\phi$, згрупуємо складові й отримаємо:

$$w = \frac{1}{R \cdot E \cdot h} \cdot \left[\frac{p_n}{R} \cdot \left(\frac{l^2 \cdot x^2}{16} - \frac{l \cdot x^3}{12} + \frac{x^4}{24} - \frac{l^3 \cdot x}{48} \right) \cdot 4 \cdot (\sin^2 \phi - \cos^2 \phi) - \nu \cdot p_n \cdot R \times \right. \\ \left. \times 4 \cdot (\cos \phi \cdot \sin \phi) \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right) \right] + \frac{2 \cdot (1 + \nu)}{E \cdot h} \cdot p_n \cdot (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) \cdot \left(\frac{l \cdot x}{2} - \frac{x^2}{2} \right) + \\ + \frac{R}{E \cdot h} \cdot \left[p_n \cdot R \cdot \sin \phi \cdot \cos \phi - \frac{\nu \cdot p_n}{R} \cdot (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) \cdot \left(\frac{l^2}{8} - \frac{l \cdot x}{2} + \frac{x^2}{2} \right) - \right. \\ \left. - \frac{\nu \cdot F_H}{4 \cdot \pi \cdot R \cdot h} \cdot \left(\frac{l}{2} - x \right) \right]. \quad (15)$$

У рівняннях (10), (12) і (15) наступні параметри: R – радіус дійкової гуми, м; E – модуль пружності, Н/м²; h – товщина дійкової гуми, м; p_n – вакуумметричний тиск, Н/м²; l – довжина активної частини дійкової гуми, м; ν – коефіцієнт Пуассона; ϕ – центральний кут, град.; F_H – сила натягу дійкової гуми, Н; x – довільна віддаль від одного з кінців дійкової гуми, м.

Висновки. Отримані залежності дозволяють моделювати деформацію дійкової гуми в повздожній, круговій і радіальній площинах залежно від її конструкційних параметрів та фізико-механічних характеристик матеріалу.

Розроблені аналітичні залежності враховують попередній натяг дійкової гуми, вакуумметричний тиск і уможливають моделювання деформації залежно від центрального кута в радіальній площині перерізу гуми.

Використання розроблених аналітичних залежностей уможливує обґрунтування

основних параметрів, які впливають на технологічний процес молоковіддачі тварини.

Бібліографія

1. Бабкин В. П., Савран В. П., Круговой В. Я. Исследование физико-механических свойств сосковой резины и пути повышения ее качества. Тезисы докл. VI Всесоюз. симп. по машинному доению с.-х. животных (Таллин, 13–16 сент. 1983 г.). М., 1983. Ч. 2. С. 84–86.
2. Reitsma, S. Y. and Breckman D. K. Measurement and analysis of milking machine teat cup operation. *Canadian Agricultural Engineering*. 1985. Vol. 27. No. 2. Pp. 91–97.
3. Karas I., Gálík R., Pogran Š., Šesták M., Computer simulation of the teat-cup liner stress and strain tensor. *Res. Agr. Eng.* 2013. Vol. 59. No. 3. Pp. 114–119.
4. Davis, M. A., Reinemann, D. J. & Mein, G. A. 2001. Development and testing of a device to measure the compressive teat load applied to a bovine teat by the closed teatcup liner. *Paper Number 013007*, presented at the 2001 ASAE Annual International Meeting, Sacramento, California. July 29–August 1. URL: www.uwex.edu/uwmril/pdf/Milk-

[Machine/Liners/07 NMC CL Variation\[1\].pdf](#) (дата звернення 26.05.2019).

5. O'Shea, J. & O'Callaghan, E. Milking performance of commercial clusters with standard pulsation. *Experiments on milking machine components at Moorepark 1976-1979* / An Foras Taluntais. 1980.

6. Akam, D. & S. B Spencer. Design and operation of milking machine components. *Chapter 5 in "Machine Milking and Lactation". Insight Books / eds. A. J. Bramley, F. H. Dodd, G. A. Mein & J. A. Bramley. Vermont, USA, 1992.*

7. Колкунов Н. В. Основы расчета упругих оболочек. М.: Высшая школа, 1972. 296 с.

8. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластини и оболочки. / под ред. Г. С. Шапиро. Изд. 3-е. М.: Книжный дом «Либроком», 2009. 640 с.

Bibliografii

1. Babkin V. P., Savran V. P., Krugovoy V. Ya. Issledovanie fiziko-mehanicheskikh svoystv soskovoy rezinyi i puti povyisheniya ee kachestva. *Tez. dokl. VI Vsesoyuz. simp. po mashinomu doeniyu s.-h. zhivotnyih* (Tallin, 13–16 sent. 1983 g.). М., 1983. Ch. 2. S. 84–86.

2. Reitsma, S. Y. and Breckman D. K. Measurement and analysis of milking machine teat cup operation. *Canadian Agricultural Engineering*. 1985. Vol. 27. No. 2. Pp. 91–97.

3. Karas I., Gálik R., Pogran Š., Šesták M., Computer simulation of the teat-cup liner stress and strain tensor. *Res. Agr. Eng.* 2013. Vol. 59. No. 3. Pp. 114–119.

4. Davis, M. A., Reinemann, D. J. & Mein, G. A. 2001. Development and testing of a device to measure the compressive teat load applied to a bovine teat by the closed teatcup liner. *Paper Number 013007*, presented at the 2001 ASAE Annual International Meeting, Sacramento, California. July 29-August 1. URL: [www.uwex.edu/uwmril/pdf/MilkMachine/Liners/07 NMC CL Variation\[1\].pdf](http://www.uwex.edu/uwmril/pdf/MilkMachine/Liners/07 NMC CL Variation[1].pdf) (дата звернення 26.05.2019).

5. O'Shea, J. & O'Callaghan, E. Milking performance of commercial clusters with standard pulsation. *Experiments on milking machine components at Moorepark 1976-1979* / An Foras Taluntais. 1980.

6. Akam, D. & S. B Spencer. Design and operation of milking machine components. *Chapter 5*

in "Machine Milking and Lactation". Insight Books / eds. A. J. Bramley, F. H. Dodd, G. A. Mein & J. A. Bramley. Vermont, USA, 1992.

7. Kolkunov N. V. Osnovyi rascheta uprugih obolochek. М.: Vysshaya shkola, 1972. 296 s.

8. Timoshenko S. P., Voynovskiy-Kriger S. Plastini i obolochki / pod. red. G. S. Shapiro. Izd. 3-e. М.: Knizhniy dom «Librokom», 2009. 640 s.

References

1. Babkin, V. P., Savran, V. P., Krugovoy, V. Ya. Investigation of the physicommechanical properties of nipple rubber and ways to improve its quality. *Report VI All-Union. simp on machine milking agr. animals* (Tallinn, September 13–16, 1983). М., 1983. Part 2. Pp. 84–86.

2. Reitsma, S. Y. and Breckman D. K. Measurement and analysis of milking machine teat cup operation. *Canadian Agricultural Engineering*. 1985. Vol. 27. No. 2. Pp. 91–97.

3. Karas I., Gálik R., Pogran Š., Šesták M., Computer simulation of the teat-cup liner stress and strain tensor. *Res. Agr. Eng.* 2013. Vol. 59. No. 3. Pp. 114–119.

4. Davis, M. A., Reinemann, D. J. & Mein, G. A. 2001. Development and testing of a device to measure the compressive teat load applied to a bovine teat by the closed teatcup liner. *Paper Number 013007*, presented at the 2001 ASAE Annual International Meeting, Sacramento, California. July 29-August 1. URL: [www.uwex.edu/uwmril/pdf/MilkMachine/Liners/07 NMC CL Variation\[1\].pdf](http://www.uwex.edu/uwmril/pdf/MilkMachine/Liners/07 NMC CL Variation[1].pdf) (дата звернення 26.05.2019).

5. O'Shea, J. & O'Callaghan, E. Milking performance of commercial clusters with standard pulsation. *Experiments on milking machine components at Moorepark 1976-1979* / An Foras Taluntais. 1980.

6. Akam, D. & S. B Spencer. Design and operation of milking machine components. *Chapter 5 in "Machine Milking and Lactation". Insight Books / eds. A. J. Bramley, F. H. Dodd, G. A. Mein & J. A. Bramley. Vermont, USA, 1992.*

7. Kolkunov N. V. Fundamentals of the calculation of elastic shells. Moscow: High School, 1972. 296 p.

8. Timoshenko S. P., Voinovsky-Krieger S. Plastini and shells. per. with / under. ed. G. S. Shapiro. Ed. 3rd. Moscow: Librokom book house, 2009. 640 p.