

4.3.1. ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ  
ДЛЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА  
(ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

Научная статья

УДК 637.116

DOI: 10.53914/issn2071-2243\_2024\_4\_149

EDN: JUWOOR

**К расчету параметров пневмоцилиндров  
перемещения ползунов пульсатора****Оксана Владимировна Китаёва<sup>1</sup>, Владимир Федорович Ужик<sup>2</sup>,  
Юрий Сергеевич Бабешко<sup>3</sup>**<sup>1</sup> Санкт-Петербургский государственный аграрный университет, Санкт-Петербург, Россия<sup>2,3</sup> Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина,

Белгород, Россия

<sup>1</sup> oksanauzhik@mail.ru

**Аннотация.** Совершенствование технологии машинного доения коров напрямую связано с разработкой новых технических решений, которые реализуют тот или иной способ воздействия на вымя коровы в процессе доения с задаваемым минимальным риском негативного воздействия на молочную железу. Разработанный авторами электромеханический пульсатор обладает возможностью регулирования частоты пульсаций, а также автономного изменения соотношения тактов сосания и сжатия в передних и задних долях вымени коровы. Регулирование частоты пульсаций в предложенном устройстве осуществляется за счет изменения частоты вращения электродвигателя привода червячного колеса, а соотношение тактов – за счет перемещения по пазу в крышке пневмоцилиндром (с подпружиненным пружиной поршнем и штоком) ползуна с патрубком. Результаты выполненного математического моделирования конструкции пульсатора и процесса перемещения пневмоцилиндром ползуна с патрубком позволили установить, что при диаметре ступицы 0,02 м, внутреннем радиусе патрубка 0,003 м, толщине его стенки 0,001 м, высоте шипа ползуна 0,002 м, варьировании диаметра оси ступицы в пределах 0,001–0,004 м, удаления ползуна от оси ступицы – в пределах 0,000–0,0065 м, диаметра обечайки – в интервале 0,06–0,11 м, а также предварительном сжатии пружины 0,1 м, коэффициенте жесткости пружины 108,53 Н/м и вакуумметрическом давлении, которое подается в пневмоцилиндр, 48000 кПа требуемый диаметр пневмоцилиндра изменяется в пределах 0,026–0,032 м. Приведена графическая интерпретация зависимости диаметра пневмоцилиндра от диаметра обечайки червячного колеса и удаления паза от оси ступицы червячного колеса.

**Ключевые слова:** пневмоцилиндр, червячное колесо, пружина, ползун, патрубок, крышка, ступица

**Для цитирования:** Китаёва О.В., Ужик В.Ф., Бабешко Ю.С. К расчету параметров пневмоцилиндров перемещения ползунов пульсатора // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2024. Т. 17, № 4(83). С. 149–161. [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2024\\_4\\_149-161](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_4_149-161).

4.3.1. TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT  
FOR AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX (ENGINEERING SCIENCES)

Original article

**On the calculation of the parameters of pneumatic  
cylinders for moving the pulsator sliders****Oksana V. Kitaeva<sup>1</sup>, Vladimir F. Uzhik<sup>2</sup>, Yuriy S. Babeshko<sup>3</sup>**<sup>1</sup> Saint Petersburg State Agrarian University, Saint Petersburg, Russia<sup>2,3</sup> Belgorod State Agrarian University named after V. Gorin, Belgorod, Russia<sup>1</sup> oksanauzhik@mail.ru

**Abstract.** The improvement of the technology of machine milking cows is directly related to the development of new technical solutions that implement one or another method of influencing the udder of a cow during milking with a specified minimum risk of negative effects on the mammary gland. The electromechanical pulsator developed by the authors has the ability to regulate the pulsation frequency, as well as independently change the ratio of sucking and compression cycles in the anterior and posterior lobes of the cow's udder. The pulsation frequency in the proposed device is regulated by changing the rotation speed of the electric motor of the worm wheel drive, and the clock ratio is due to the movement of a slider with a nozzle through a groove in the lid by a pneumatic cylinder (with a spring-loaded piston and a rod). As evidenced by the results of mathematical modeling of the pulsator design and the process of moving a slider with a nozzle by a pneumatic cylinder, it was found that

the required diameter of the pneumatic cylinder varies between 0.026–0.032 m at the following values of main constructive elements: a hub diameter - 0.02 m, an internal radius - 0.003 m, a wall thickness - 0.001 m, a slider spike height - 0.002 m, variation in the diameter of the hub axis - 0.001-0.004 m, variation in a slider distance from the hub axis - 0.000-0.0065 m, shell diameter variation - 0.06-0.11 m, spring pre-compression - 0.1 m, spring stiffness coefficient - 108.53 N/m, vacuum pressure, which is fed into a pneumatic cylinder - 48,000 kPa. A graphical interpretation of the dependence of the diameter of the pneumatic cylinder on the diameter of the worm wheel shell and the removal of the groove from the hub axis of the worm wheel is given.

**Keywords:** pneumatic cylinder, worm wheel, spring, slider, branch pipe, cover, hub

**For citation:** Kitaeva O.V., Uzhik V.F., Babeshko Yu.S. On the calculation of the parameters of pneumatic cylinders for moving the pulsator sliders. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta = Vestnik of Voronezh State Agrarian University*. 2024;17(4):149-161. (In Russ.). [https://doi.org/10.53914/issn2071-2243\\_2024\\_4\\_149-161](https://doi.org/10.53914/issn2071-2243_2024_4_149-161).

Совершенствование технологии машинного доения коров неразрывно связано с разработкой новых технических решений, реализующих тот или иной способ воздействия на вымя коровы в процессе доения с полагаемым минимальным риском отрицательного воздействия на молочную железу. Одним из таких устройств является разработанный электромеханический пульсатор, обладающий возможностью регулирования частоты пульсаций, а также автономного изменения соотношения тактов сосания и сжатия в передних и задних долях вымени коровы. Описание его конструкции достаточно подробно приведено в патенте на полезную модель 223957 и публикации в журнале «Инновации в АПК: проблемы и перспективы» [1, 10].

Определение параметров пневмоцилиндра при перемещении ползуна выполняется в соответствии с рисунком 1.

Регулирование частоты пульсаций пульсатора осуществляют изменением частоты вращения электродвигателя привода червячного колеса 3, а соотношение тактов – перемещением по пазу 8 в крышке 4 пневмоцилиндром 6 (с подпружиненным пружиной 5 поршнем 7 и штоком 9) ползуна 10 с патрубком 2. Как и при вращении червячного колеса 3 при перемещении ползуна 10 силой  $F_{ц}$ , развиваемой пневмоцилиндром 6, возникает сила  $F_{трп}$  трения скольжения, препятствующая его движению в результате взаимодействия с крышкой 4 [2–9]:

$$F_{ц} = F_{трп}, \quad (1)$$

где  $F_{ц}$  – сила перемещения ползуна, развиваемая пневмоцилиндром,  $H$ ;

$F_{трп}$  – сила трения скольжения ползуна по крышке,  $H$ .

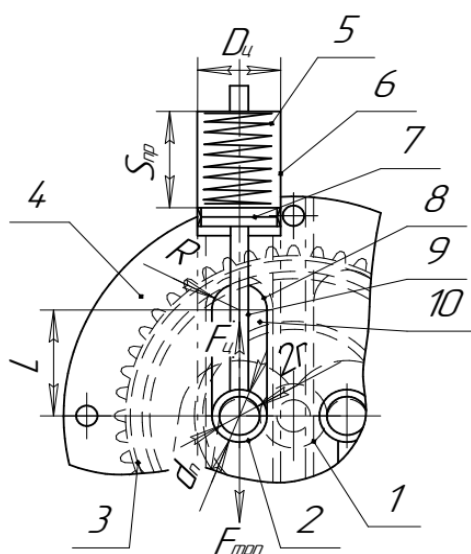


Рис. 1. К определению параметров пневмоцилиндра перемещения ползуна: 1 – ступица; 2 – патрубок; 3 – червячное колесо; 4 – крышка пульсатора; 5 – пружина; 6 – пневмоцилиндр; 7 – поршень; 8 – паз; 9 – шток; 10 – ползун

Как следует из вышеприведенного описания и рисунка 1, сила  $F_{ц}$  перемещения ползуна 10 формируется под воздействием вакуумметрического давления на штоке 9 пневмоцилиндра 6, соединяемого с подпружиненным пружиной 5 поршнем 7. В таком случае мы можем записать

$$F_{ц} = F_{\text{вак}} - F_{\text{тц}} - F_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где  $F_{\text{вак}}$  – сила, развиваемая поршнем под воздействием вакуумметрического давления,  $H$ ;

$F_{\text{тц}}$  – сила трения скольжения поршня по стенке цилиндра,  $H$ ;

$F_{\text{пр}}$  – сила сжатия пружины,  $H$ .

Силу, развиваемую поршнем под воздействием вакуумметрического давления, можно определить из уравнения

$$F_{\text{вак}} = P_{ц} \frac{\pi D_{ц}^2}{4}, \quad (3)$$

где  $D_{ц}$  – диаметр пневмоцилиндра, м;

$P_{ц}$  – вакуумметрическое давление, Па.

Для определения силы трения скольжения поршня по стенке цилиндра воспользуемся уравнением вида

$$F_{\text{тц}} = P_{ц} \pi D_{ц} h k_3, \quad (4)$$

где  $h$  – высота уплотнительного манжета поршня пневмоцилиндра, м;

$k_3$  – коэффициент трения скольжения поршня по внутренней стенке пневмоцилиндра.

Третья составляющая уравнения (2) – жесткость пружины  $F_{\text{пр}}$ . Как следует из описания, пружина 5 (рис. 1) предназначена для возвращения поршня 7 со штоком 9, а значит, и ползуна 10 в исходное положение после отключения пневмоцилиндра 6 от источника вакуумметрического давления. В таком случае в исходном положении должно выполняться условие

$$F_{\text{при}} = -kx \geq F_{\text{трп}}, \quad (5)$$

где  $F_{\text{при}}$  – жесткость пружины в исходном положении ползуна при предварительном ее сжатии,  $H$ ;

$x$  – предварительное сжатие пружины, м;

Уравнение, характеризующее упругие свойства пружины, будет иметь вид

$$F_{\text{пр}} = -k(x + L), \quad (6)$$

где  $F_{\text{пр}}$  – жесткость пружины,  $H$ ;

$k$  – коэффициент жесткости пружины,  $H/м$ ;

$L$  – расстояние перемещения ползуна, м.

Подставив в уравнение (1) уравнения (2), (3), (4), (5) и (6), получим

$$F_{\text{трп}} = P_{ц} \frac{\pi D_{ц}^2}{4} - P_{ц} \pi D_{ц} h k_3 - k(x + L). \quad (7)$$

Также данное уравнение можно представить в следующем виде:

$$P_{ц} \pi D_{ц}^2 - 4P_{ц} \pi D_{ц} h k_3 - 4[k(x + L) + F_{\text{трп}}] = 0. \quad (8)$$

Решая данное квадратное уравнение, получим выражение, позволяющее определить требуемый диаметр пневмоцилиндра перемещения ползуна пульсатора:

$$D_{ц} = \frac{4P_{ц} \pi h k_3 \pm \sqrt{(4P_{ц} \pi h k_3)^2 + 16P_{ц} \pi [k(x + L) + F_{\text{трп}}]}}{2P_{ц} \pi}. \quad (9)$$

Как в уравнении (5), так и в уравнении (9) присутствует параметр  $F_{\text{трп}}$ , характеризующий силу трения скольжения ползуна 10 (рис. 1) по крышке 4. Для ее определения обратимся к рисунку 2.

Очевидно, что сила трения скольжения будет формироваться под воздействием веса ползуна 4 и перепада атмосферного и вакуумметрического давления, действующего на ползун 4 в зоне паза 2:

$$F_{\text{трп}} = k_4(G_{\text{пз}} + P_{\text{вак}}S_{\text{пз}}), \quad (10)$$

где  $k_4$  – коэффициент трения скольжения ползуна по крышке пульсатора;

$G_{\text{пз}}$  – вес ползуна,  $H$ ;

$S_{\text{пз}}$  – площадь ползуна в зоне паза, ограниченная ступицей и обечайкой червячного колеса,  $\text{м}^2$ .

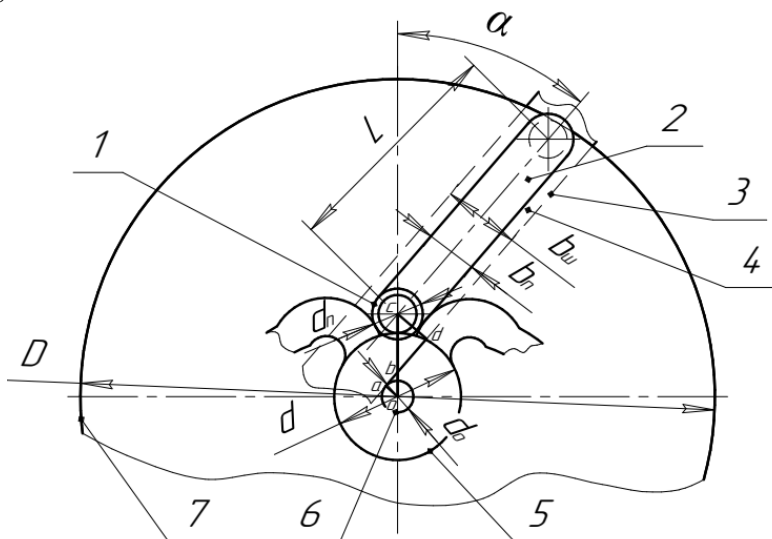


Рис. 2. К определению силы трения скольжения ползуна по крышке пульсатора: 1 – патрубок; 2 – паз; 3 – ползун; 4 – шип; 5 – ступица; 6 – ось; 7 – обечайка

Площадь  $S_{\text{пз}}$  ползуна в зоне паза можно представить как

$$S_{\text{пз}} = b_{\text{п}}L + \frac{\pi b_{\text{п}}^2}{2} - S_{\text{ст}} - S_{\text{об}}, \quad (11)$$

где  $b_{\text{п}}$  – ширина паза, м;

$L$  – расстояние перемещения ползуна, равное межцентровому расстоянию образующих паз полуокружностей, м;

$S_{\text{ст}}$  – площадь паза, перекрытая ступицей червячного колеса,  $\text{м}^2$ ;

$S_{\text{об}}$  – площадь паза, перекрытая обечайкой червячного колеса,  $\text{м}^2$ .

Так как ширина паза 2 равна наружному диаметру патрубка 1:

$$b_{\text{п}} = d_{\text{п}}, \quad (12)$$

где  $d_{\text{п}}$  – наружный диаметр патрубка, м,

то уравнение (12) приобретает следующий вид:

$$S_{\text{пз}} = d_{\text{п}}L + \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{2} - S_{\text{ст}} - S_{\text{об}}. \quad (13)$$

Очевидно, что угол  $\alpha$  отклонения расположения паза 2 от вертикальной оси  $Y$  системы координат с началом в центре  $o$  ступицы 5 не может произвольно выбираться. Его минимальное значение регламентировано тем, что вращение паза 2 в направлении оси  $Y$  относительно центра  $c$  патрубка 1, располагаемого на этой же оси, возможно до соприкосновения шипа 4 ползуна 3 с осью 6 ступицы 5. Вращение паза 2 в направлении оси  $X$  допустимо до его параллельного положения данной оси. При дальнейшем вращении ступица 5 попадает в зону паза 2, что недопустимо. Следствием изменения угла  $\alpha$  расположения паза 2 является изменение межцентрового расстояния  $L$  образующих паз 2 полуокружностей в зоне примыкания к ступице 5 и обечайке 7, а значит, и площади  $S_{\text{пз}}$  ползуна 3 в зоне паза 2, подвергаемой воздействию перепада давлений.

Перед тем как установить зависимость площади  $S_{пз}$  ползуна 3 в зоне паза 2, подвергаемой воздействию перепада давлений, от угла  $\alpha$  отклонения расположения паза 2 от вертикальной оси  $Y$  системы координат, установим связь угла  $\alpha$  с конструктивными параметрами червячного колеса: диаметром ступицы 5, диаметром обечайки 7, диаметром патрубка 1, внутренним диаметром патрубка 1 и шириной ползуна 3 (рис. 3).

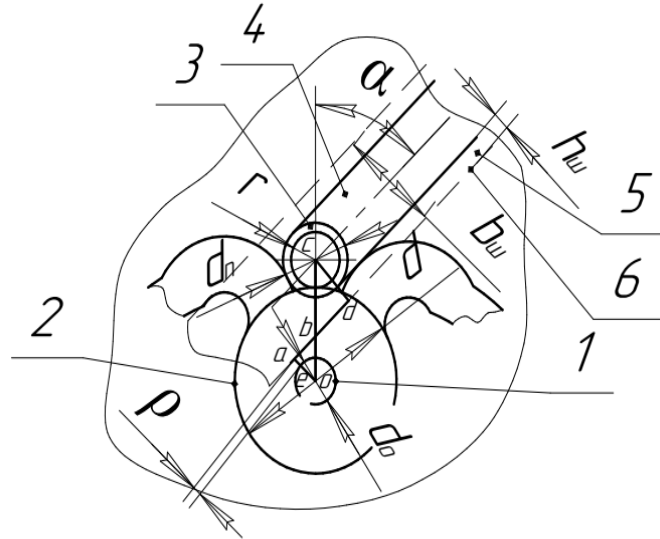


Рис. 3. К определению взаимосвязи угла  $\alpha$  отклонения расположения паза от вертикальной оси  $Y$  и конструктивных параметров червячного колеса: 1 – ось; 2 – ступица; 3 – патрубок; 4 – паз; 5 – шип; 6 – ползун

Для этого рассмотрим треугольники  $\Delta oab$  и  $\Delta cdb$ . Нам известно, что сторона  $oa$  треугольника  $\Delta oab$  – это расстояние от центра оси 1 ступицы 2 до шипа 6 ползуна 5 с учетом радиуса оси 1 и удаления ползуна 5 от оси 1:

$$oa = oe + \rho = \frac{d_o}{2} + \rho, \quad (14)$$

где  $d_o$  – диаметр оси ступицы, м;

$\rho$  – удаление ползуна от оси ступицы, м.

Межцентровое расстояние патрубка 3 и ступицы 2  $oc$ , которое включает сторону  $ob$  треугольника  $\Delta oab$  и сторону  $cb$  треугольника  $\Delta cdb$  определяется из уравнения (15):

$$oc = ob + cb. \quad (15)$$

При этом мы также можем записать, что

$$oc = \frac{d}{2} + r, \quad (16)$$

где  $d$  – диаметр ступицы, м.

Сторона  $cd$  треугольника  $\Delta cdb$  является половиной ширины ползуна 6:

$$cd = \frac{b_{ш}}{2}, \quad (17)$$

где  $b_{ш}$  – ширина ползуна, м.

Ширину ползуна мы можем представить как

$$b_{ш} = d_{п} + 2h_{ш}, \quad (18)$$

где  $h_{ш}$  – ширина шипа, м.

Учитывая то, что

$$d_{п} = 2(r + s), \quad (19)$$

где  $s$  – толщина стенки патрубка, м,

уравнение (18) мы можем записать как

$$b_{ш} = 2(r + s + h_{ш}). \quad (20)$$

С учетом уравнения (20) равенство (17) приобретает следующий вид:

$$cd = r + s + h_{ш}. \quad (21)$$

Мы также можем записать, что

$$\frac{oa}{ob} = \frac{cd}{cb}. \quad (22)$$

Так как из уравнения (17) следует, что:

$$ob = oc - cb, \quad (23)$$

то, подставив уравнение (23) в уравнение (22), получим

$$\frac{oa}{oc - cb} = \frac{cd}{cb}. \quad (24)$$

Решая данное уравнение относительно стороны  $cb$ , получим

$$cb = \frac{oc \cdot cd}{cd + oa}. \quad (25)$$

Так как треугольник  $\Delta cdb$  является прямоугольным, мы можем записать уравнение для определения синуса угла  $cbd$ , являющимся искомым нами углом  $\alpha$  отклонения расположения паз 4 от вертикальной оси  $Y$  системы координат:

$$\sin \alpha = \frac{cd}{cb}. \quad (26)$$

С учетом уравнения (25) получим

$$\sin \alpha = \frac{cd + oa}{oc}. \quad (27)$$

Отсюда

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{cd + oa}{oc} \right). \quad (28)$$

В развернутом виде, с учетом уравнений (14), (16) и (21), уравнение (28) приобретает вид

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{2r + 2s + 2h_{\text{ш}} + d_o + 2\rho}{d + 2r} \right). \quad (29)$$

Знание угла  $\alpha$  позволяет нам определить значение угла  $\beta$  (рис. 4), образованного сторонами  $co$  и  $ce$  треугольника  $coe$ , сторонами которого являются радиус обечайки 1, за исключением внутреннего радиуса  $r$  патрубка 1, отрезок  $oe$ , межцентровое расстояние ступицы 5 червячного колеса и примыкающей к ней полуокружности, образующей паз 2, отрезок  $oc$  и искомое межцентровое расстояние  $L$  полуокружностей, образующих паз 2, отрезок  $ce$ :  $\beta = \pi - \alpha$ .

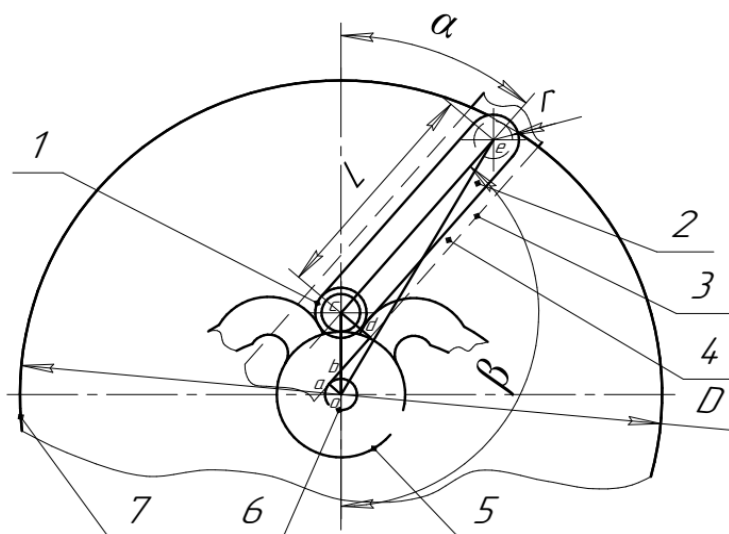


Рис. 4. К определению взаимосвязи межцентрового расстояния образующих паз полуокружностей и конструктивных параметров червячного колеса:  
1 – патрубок; 2 – паз; 3 – ползун; 4 – шип; 5 – ступица; 6 – ось; 7 – обечайка

Подставив в выражение (30) уравнение (29), получим

$$\beta = \pi - \arcsin\left(\frac{2r + 2s + 2h_{III} + d_o + 2\rho}{d + 2r}\right). \quad (31)$$

Отрезок  $oe$  равен:

$$oe = \frac{D}{2} - r. \quad (32)$$

Используя формулы диагоналей параллелограмма через стороны и косинус угла  $\beta$ , мы можем записать

$$oe^2 = oc^2 + ce^2 - 2 \cdot oc \cdot ce \cdot \cos \beta. \quad (33)$$

Преобразовав уравнение (33), мы получим квадратное уравнение

$$ce^2 - 2 \cdot oc \cdot ce \cdot \cos \beta + oc^2 - oe^2 = 0. \quad (34)$$

Решим данное уравнение относительно  $ce$ :

$$ce = \frac{2 \cdot oc \cdot \cos \beta \pm \sqrt{(2 \cdot oc \cdot \cos \beta)^2 - 4(oc^2 - oe^2)}}{2}. \quad (35)$$

Подставив в уравнение (35) уравнения (16), (31) и (32), получим равенство для расчета межцентрового расстояния  $L$  полуокружностей, образующих паз в крышке пульсатора:

$$L = \left(\frac{d}{2} + r\right) \cos\left(\pi - \arcsin\left(\frac{2r + 2s + 2h_{III} + d_o + 2\rho}{d + 2r}\right)\right) \pm \sqrt{\frac{\left(2\left(\frac{d}{2} + r\right) \cos\left(\pi - \arcsin\left(\frac{2r + 2s + 2h_{III} + d_o + 2\rho}{d + 2r}\right)\right)\right)^2 - 4\left(\left(\frac{d}{2} + r\right)^2 - \left(\frac{D}{2} - r\right)^2\right)}{2}}. \quad (36)$$

При определении  $S_{ст}$  – площади паза 4, перекрытой ступицей червячного колеса 1, обратимся к рисунку 5.

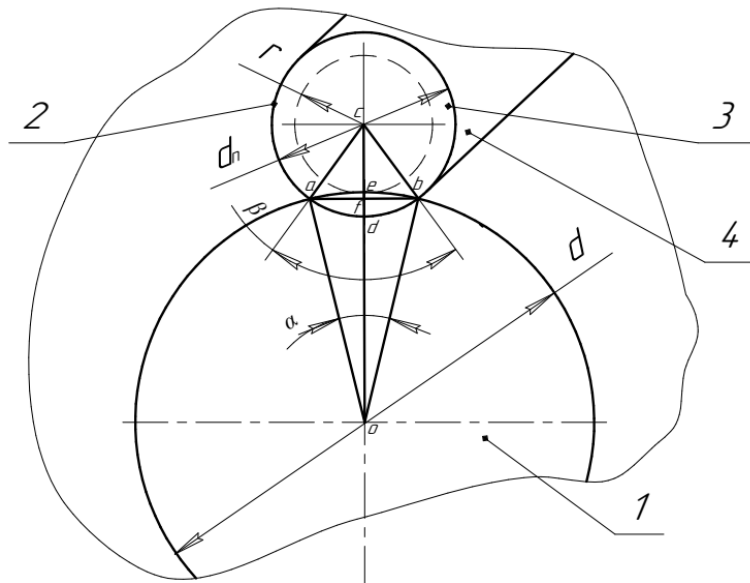


Рис. 5. К определению площади паза, перекрытой ступицей червячного колеса:  
1 – ступица; 2 – полуокружность; 3 – патрубок; 4 – паз

Из рисунка 5 следует, что данная площадь состоит из площади сегмента  $abe$  ступицы 1 и сегмента  $abd$  образующей паз 4 полуокружности 2:

$$S_{ст} = S_{abe} + S_{abd}, \quad (37)$$

где  $S_{abe}$  – площадь сегмента ступицы,  $m^2$ ;

$S_{abd}$  – площадь сегмента полуокружности,  $m^2$ .

Прежде чем приступить к определению площади сегментов  $abe$  и  $abd$ , необходимо установить значение центральных углов  $\alpha$  и  $\beta$  (рис. 6). Вначале определяем расстояние между центрами окружностей  $oc$ :

$$oc = \frac{d}{2} + r, \quad (38)$$

где  $d$  – диаметр ступицы, м<sup>2</sup>;

$r$  – внутренний радиус патрубка, м.

Рассматривая два треугольника  $\Delta oaf$  и  $\Delta caf$ , запишем:

$$oa^2 = af^2 + of^2, \quad ca^2 = af^2 + cf^2. \quad (39)$$

Общей стороной в этих треугольниках является сторона  $af$ .

В таком случае

$$oa - of^2 = ca^2 - cf^2. \quad (40)$$

Так как

$$of + cf = oc = \frac{d}{2} + r, \quad (41)$$

$$\text{то } cf = \left( \frac{d}{2} + r - of \right). \quad (42)$$

$$\text{Отсюда } oa^2 - of^2 = ca^2 - \left( \frac{d}{2} + r - of \right)^2. \quad (43)$$

Решая уравнение (43) относительно  $of$ , получим

$$of = \frac{oa^2 - ca^2 + \left( \frac{d}{2} + r \right)^2}{2\left( \frac{d}{2} + r \right)}. \quad (44)$$

$$\text{Так как } oa \text{ равно половине диаметра ступицы, а } ca = r + s, \quad (45)$$

где  $s$  – толщина стенки патрубка, м,

то получим:

$$of = \frac{\frac{d^2}{4} - (r + s)^2 + \left( \frac{d}{2} + r \right)^2}{2\left( \frac{d}{2} + r \right)} = \frac{d^2 - 2s^2 - 4rs + 2dr}{2d + 4r}. \quad (46)$$

Получив уравнение для расчета катета  $of$ , можно записать уравнение, характеризующее угол  $\alpha$ :

$$\alpha = 2 \arccos \frac{d^2 - 2s^2 - 4rs + 2dr}{d^2 + 2dr}. \quad (47)$$

Зная длину катета  $of$ , из уравнения (41) определим катет  $cf$ :

$$cf = \frac{2r^2 + rd + s^2 + 2rs}{d + 2r}, \quad (48)$$

а также угол  $\beta$ :

$$\beta = 2 \arccos \frac{2r^2 + rd + s^2 + 2rs}{(d + 2r)(r + s)}. \quad (49)$$

Зная значения углов  $\alpha$  и  $\beta$ , можно записать уравнения для расчета площади сегмента  $abe$ :

$$S_{abe} = \frac{d^2}{8} \left( 2 \arccos \frac{d^2 - 2s^2 - 4rs + 2dr}{d^2 + 2dr} - \sin \left( 2 \arccos \frac{d^2 - 2s^2 - 4rs + 2dr}{d^2 + 2dr} \right) \right), \quad (50)$$

а также площади сегмента  $abd$ :

$$S_{abd} = \frac{(r + s)^2}{2} \left( 2 \arccos \frac{2r^2 + rd + s^2 + 2rs}{(d + 2r)(r + s)} - \sin \left( 2 \arccos \frac{2r^2 + rd + s^2 + 2rs}{(d + 2r)(r + s)} \right) \right). \quad (51)$$

Преобразовав уравнение (11) с учетом уравнений (13), (19), (36), (50) и (51), получим уравнение для расчета площади ползуна, подвергаемой перепаду вакуумметрического и атмосферного давления:



$$\begin{aligned}
 S_{\text{пз}} = 2(r+s) & \left[ \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{\text{ш}}+d_0+2\rho}{d+2r} \right) \right) \pm \right. \\
 & \left. \pm \sqrt{\frac{\left( 2 \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{\text{ш}}+d_0+2\rho}{d+2r} \right) \right) \right)^2 - 4 \left( \left( \frac{d}{2} + r \right)^2 - \left( \frac{D}{2} - r \right)^2 \right)}{2}} \right] + \frac{4\pi(r+s)^2}{4} - \\
 & \frac{d^2}{8} \left( 2 \arccos \frac{d^2-2s^2-4rs+2dr}{d^2+2dr} - \sin \left( 2 \arccos \frac{d^2-2s^2-4rs+2dr}{d^2+2dr} \right) \right) - \\
 & - \frac{(r+s)^2}{2} \left( 2 \arccos \frac{2r^2+rd+s^2+2rs}{(d+2r)(r+s)} - \sin \left( 2 \arccos \frac{2r^2+rd+s^2+2rs}{(d+2r)(r+s)} \right) \right). \quad (52)
 \end{aligned}$$

Уравнение (52) позволяет определить значение силы трения скольжения ползуна по крышке пульсатора:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{трп}} = k_4 & \left[ G_{\text{пз}} + P_{\text{бак}} \left( 2(r+s) \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{\text{ш}}+d_0+2\rho}{d+2r} \right) \right) \pm \right. \right. \\
 & \left. \pm \sqrt{\frac{\left( 2 \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{\text{ш}}+d_0+2\rho}{d+2r} \right) \right) \right)^2 - 4 \left( \left( \frac{d}{2} + r \right)^2 - \left( \frac{D}{2} - r \right)^2 \right)}{2}} \right) + \\
 & \left. + \pi(r+s)^2 - \frac{d^2}{8} \left( 2 \arccos \frac{d^2-2s^2-4rs+2dr}{d^2+2dr} - \sin \left( 2 \arccos \frac{d^2-2s^2-4rs+2dr}{d^2+2dr} \right) \right) - \right. \\
 & \left. - \frac{(r+s)^2}{2} \left( 2 \arccos \frac{2r^2+rd+s^2+2rs}{(d+2r)(r+s)} - \sin \left( 2 \arccos \frac{2r^2+rd+s^2+2rs}{(d+2r)(r+s)} \right) \right) \right]. \quad (53)
 \end{aligned}$$

Используя уравнение (53), можно по неравенству (5) установить минимально допустимую жесткость пружины, расположенной в пневмоцилиндре:

$$\begin{aligned}
 k \geq \frac{k_4}{x} & \left[ G_{\text{пз}} + P_{\text{бак}} \left( 2(r+s) \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{\text{ш}}+d_0+2\rho}{d+2r} \right) \right) \pm \right. \right. \\
 & \left. \pm \sqrt{\frac{\left( 2 \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{\text{ш}}+d_0+2\rho}{d+2r} \right) \right) \right)^2 - 4 \left( \left( \frac{d}{2} + r \right)^2 - \left( \frac{D}{2} - r \right)^2 \right)}{2}} \right] + \frac{4\pi(r+s)^2}{2} - \\
 & - \frac{d^2}{8} \left( 2 \arccos \frac{d^2-2s^2-4rs+2dr}{d^2+2dr} - \sin \left( 2 \arccos \frac{d^2-2s^2-4rs+2dr}{d^2+2dr} \right) \right) - \\
 & - \frac{(r+s)^2}{2} \left( 2 \arccos \frac{2r^2+rd+s^2+2rs}{(d+2r)(r+s)} - \sin \left( 2 \arccos \frac{2r^2+rd+s^2+2rs}{(d+2r)(r+s)} \right) \right) \right]. \quad (54)
 \end{aligned}$$

Из анализа уравнения (29), характеризующего угол  $\alpha$  отклонения расположения паза от вертикальной оси  $Y$  системы координат, следует, что при диаметре ступицы 0,02 м, внутреннем радиусе патрубка 0,003 м, толщине его стенки 0,001 м, высоте шипа ползуна 0,002 м и варьировании диаметра оси ступицы в пределах 0,001–0,004 м, а удаления ползуна от оси ступицы в пределах 0,000–0,0065 м, угол отклонения расположения паза от вертикальной оси  $Y$  может устанавливаться в пределах от  $30^\circ$  до  $90^\circ$ . Причем минимальный угол отклонения может быть выбран при диаметре оси ступицы 0,001 м и удалении, равном 0 м, а максимальный – при любом диаметре оси ступицы. При этом при диаметре оси ступицы 0,001 м отклонение ползуна от оси ступицы составит 0,0065 м, а при диаметре 0,004 м – 0,005 м. Но как отмечалось выше, при изменении угла отклонения паза от оси  $Y$  меняется межцентровое расстояние образующих паз полуокружностей. Это изменение характеризуется уравнением (36). При этом было принято, что диаметр ступицы равен 0,02 м, внутренний радиус патрубка – 0,003 м, толщина его стенки – 0,001 м, высота шипа ползуна – 0,002 м, диаметр оси ступицы – 0,004 м и удаление ползуна от оси ступицы – в пределах 0,000–0,0065 м. Установлено, что при варьировании диаметра обечайки в интервале 0,06–0,11 м и удаления ползуна от оси ступицы в интервале 0–0,005 м межцентровое расстояние  $L$  изменяется в пределах от 0,014 до 0,050 м, возрастая по мере увеличения диаметра обечайки червячного колеса и удаления ползуна от оси ступицы, при этом изменяются силы трения ползуна по крышке пульсатора.

Установлено, что при варьировании диаметра обечайки в интервале 0,06–0,11 м, удаления ползуна от оси ступицы в интервале 0–0,005 м и коммутируемом вакуумметрическом давлении 48,0 кПа, сила трения  $F_{\text{трп}}$  изменяется от 3,87 до 10,85 Н. При этом максимальная сила трения – 10,85 Н развивается при диаметре обечайки 0,11 м и параллельном оси  $X$  положении паза ползуна.

Как следует из описания работы пульсатора, возвращение ползуна в исходное положение, после отключения пневмоцилиндра от источника вакуумметрического давления, происходит под воздействием пружины, зависимость коэффициента жесткости которой от силы трения ползуна по крышке пульсатора описывается уравнением (54). Основное условие работоспособности пружины – при предварительном ее сжатии сила упругости должна быть не менее силы трения ползуна по крышке пульсатора. Анализируя данное уравнение с использованием конструктивных параметров пульсатора, изложенных выше, установлено, что, так как варьирование диаметра обечайки червячного колеса, а также положение ползуна относительно осей  $X$  и  $Y$  системы координат вызывают изменение силы трения  $F_{\text{трп}}$ , возникает необходимость в корректировке коэффициента жесткости пружины. Но как показали исследования, более существенное изменение жесткости пружины требуется при изменении степени предварительного ее сжатия. Так, при параллельном оси  $X$  расположении ползуна и предварительном сжатии пружины 0,1 м увеличение диаметра обечайки червячного колеса с 0,06 до 0,11 м требует увеличения коэффициента жесткости пружины с 57,29 до 108,53 Н/м, в то время как уменьшение предварительного сжатия пружины с 0,1 до 0,01 м при диаметре обечайки 0,11 м требует применения пружины с коэффициентом жесткости, равном 1085,27 Н/м.

Анализируемые выше уравнения положены в основу уравнения (55), позволяющего рассчитать диаметр пневмоцилиндра, управляющего положением ползуна на крышке пульсатора.

$$\begin{aligned}
 D_{ц} = 2hk_3 \pm \frac{1}{2P_{ц}\pi} \left\{ (4P_{ц}\pi hk_3)^2 + 16P_{ц}\pi \left[ k \left( x + \left[ \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{ш}+d_o+2\rho}{d+2r} \right) \right) \pm \right. \right. \right. \right. \\
 \left. \left. \left. \pm \sqrt{\frac{\left( 2 \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{ш}+d_o+2\rho}{d+2r} \right) \right) \right)^2 - 4 \left( \left( \frac{d}{2} + r \right)^2 - \left( \frac{D}{2} - r \right)^2 \right)}{2}} \right] \right) \right. \\
 \left. + k_4 \left[ G_{пз} + P_{вак} \left( 2(r+s) \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{ш}+d_o+2\rho}{d+2r} \right) \right) \pm \right. \right. \right. \\
 \left. \left. \left. \pm \sqrt{\frac{\left( 2 \left( \frac{d}{2} + r \right) \cos \left( \pi - \arcsin \left( \frac{2r+2s+2h_{ш}+d_o+2\rho}{d+2r} \right) \right) \right)^2 - 4 \left( \left( \frac{d}{2} + r \right)^2 - \left( \frac{D}{2} - r \right)^2 \right)}{2}} + \frac{4\pi(r+s)^2}{2} - \right. \right. \\
 \left. \left. - \frac{d^2}{8} \left( 2 \arccos \frac{d^2 - 2s^2 - 4rs + 2dr}{d^2 + 2dr} - \sin \left( 2 \arccos \frac{d^2 - 2s^2 - 4rs + 2dr}{d^2 + 2dr} \right) \right) - \right. \right. \\
 \left. \left. - \frac{(r+s)^2}{2} \left( 2 \arccos \frac{2r^2 + rd + s^2 + 2rs}{(d+2r)(r+s)} - \sin \left( 2 \arccos \frac{2r^2 + rd + s^2 + 2rs}{(d+2r)(r+s)} \right) \right) \right] \right\}^{0,5}. \quad (55)
 \end{aligned}$$

При варьировании диаметра обечайки в интервале 0,06–0,11 м и удаления паза от оси ступицы червячного колеса в интервале 0–0,005 м установлено, что при предварительном сжатии пружины 0,1 м, коэффициенте жесткости пружины 108,53 Н/м и вакуумметрическом давлении, подаваемом в пневмоцилиндр, 48000 кПа требуемый диаметр пневмоцилиндра изменяется в пределах 0,026–0,032 м. Графическая интерпретация данной зависимости приведена на рисунке 6.

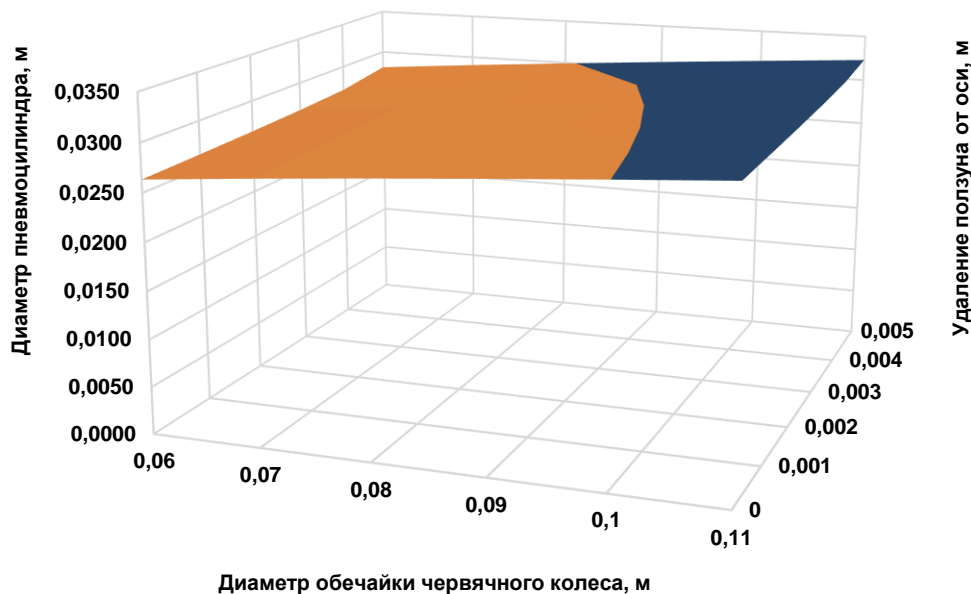


Рис. 6. Зависимость диаметра пневмоцилиндра от диаметра обечайки червячного колеса и удаления паза от оси ступицы червячного колеса

### Выводы

Таким образом, как свидетельствуют результаты выполненного математического моделирования конструкции пульсатора и его рабочего процесса, при диаметре ступицы 0,02 м, внутреннем радиусе патрубка 0,003 м, толщине его стенки 0,001 м, высоте шипа ползуна 0,002 м, варьировании диаметра оси ступицы в пределах 0,001–0,004 м и удаления ползуна от оси ступицы в пределах 0,000–0,0065 м угол отклонения расположения паза от вертикальной оси  $Y$  может устанавливаться в пределах от  $30^\circ$  до  $90^\circ$ . Минимальный угол отклонения может быть выбран при диаметре оси ступицы 0,001 м и удалении, равном 0 м, максимальный угол – при любом диаметре оси ступицы. При этом при диаметре оси ступицы 0,001 м отклонение ползуна от оси ступицы составит 0,0065 м, а при диаметре 0,004 м – 0,005 м.

Показано, что при варьировании диаметра обечайки в интервале 0,06–0,11 м и удаления ползуна от оси ступицы в интервале 0–0,005 м межцентровое расстояние  $L$  изменяется в пределах от 0,014 до 0,050 м, возрастая по мере увеличения диаметра обечайки червячного колеса и величины удаления ползуна от оси ступицы. При варьировании диаметра обечайки в интервале 0,06–0,11 м, удаления ползуна от оси ступицы в интервале 0–0,005 м и коммутируемом вакуумметрическом давлении 48,0 кПа сила трения  $F_{\text{трп}}$  изменяется от 3,87 до 10,85 Н. При этом максимальная сила трения (10,85 н) развивается при диаметре обечайки 0,11 м и параллельном оси  $X$  положении паза ползуна.

При параллельном оси  $X$  расположении ползуна и предварительном сжатии пружины 0,1 м увеличение диаметра обечайки червячного колеса с 0,06 до 0,11 м требует увеличения коэффициента жесткости пружины с 57,29 до 108,53 Н/м, в то время как уменьшение предварительного сжатия пружины с 0,1 до 0,01 м при диаметре обечайки 0,11 м требует применения пружины с коэффициентом жесткости, равном 1085,27 Н/м. При этом при увеличении диаметра обечайки червячного колеса с 0,06 до 0,11 м, предварительном сжатии пружины 0,1 м, коэффициенте жесткости пружины 108,53 Н/м и вакуумметрическом давлении, подаваемом в пневмоцилиндр, 48 000 кПа требуемый диаметр пневмоцилиндра изменяется в пределах 0,026–0,032 м.

### Список источников

1. Бабешко Ю.С. Разработка электромеханического пульсатора адаптивного доильного аппарата // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. 2024. № 2(42). С. 5–9.
2. Вибрации в технике: Справочник; в 6 т.; гл. ред. В.Н. Челомей. Т. 1 Колебания линейных систем; под ред. В.В. Болотина. Москва: Машиностроение, 1978. 352 с.
3. Гордиевских М.Л. Повышение эффективности машинного доения коров путем совершенствования технологического процесса и технических средств учета текущих физиологических потребностей животных: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 2006. 32 с.
4. Никитин Е.М. Краткий курс теоретической механики для студентов ВТУзов. Москва: Наука, 1971. 400 с.

5. Савельев И.В. Курс общей физики. Т. 1. Механика. Молекулярная физика: учебное пособие. 2-е изд., перераб. Москва: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1982. 432 с.
6. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Для ВТУЗов. Т. 2. 13-е изд. Москва: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. 560 с.
7. Продивлянов А.В. Механизация и технология доения коров. Саратов: ФГБОУ ВПО Саратовский ГАУ, 2013. 36 с.
8. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учебник для ВТУЗов. 10-е изд., перераб. и доп. Москва: Высшая школа, 1986. 416 с.
9. Трофимова Т.И. Курс физики: учебное пособие для вузов. 11-е изд., стер. Москва: Издательский центр «Академия», 2006. 560 с.
10. Электромеханический пульсатор доильного аппарата. Китаёва О.В., Ужик В.Ф., Китаёв Ю.А., Бабешко Ю.С. Патент на полезную модель RU 223957 U1, 11.03.2024. Заявка № 2023136087; заявл. 28.12.2023; опубл. 11.03.2024, Бюл. 8. 5 с.

#### References

1. Babeshko Yu.S. Development of an electromechanical pulsator for an adaptive milking machine. *Innovations in Agricultural Complex: Problems and Perspectives*. 2024;2(42):5-9. (In Russ.).
2. Vibrations in technology: handbook; in 6 vols; chief editor V.N. Chelomei. Vol. 1 Vibrations of linear systems; edited by V.V. Bolotin. Moscow: Mashinostroenie Publishers; 1978. 352 p. (In Russ.).
3. Gordievskikh M.L. Improving the efficiency of machine milking cows by improving technological process and technical means taking into account the current physiological needs of animals: Abstract of Doctoral Dissertation in Engineering Sciences. Chelyabinsk; 2006. 32 p. (In Russ.).
4. Nikitin E.M. Short course in theoretical mechanics for higher educational institutions. Moscow: Nauka Publishers; 1971. 400 p. (In Russ.).
5. Saveliev I.V. Course of General Physics. Vol. 1. Mechanics. Molecular physics: textbook. 2<sup>nd</sup> edition, revised. Moscow: Nauka Publishers; Main Editorial Office of Physico-Mathematical Literature; 1982. 432 p. (In Russ.).
6. Piskunov N.S. Differential and Integral calculus; for higher education institutions. Vol. 2. 13<sup>th</sup> edition. Moscow: Nauka Publishers; Main Editorial Office of Physico-Mathematical Literature; 1985. 560 p. (In Russ.).
7. Protivlyanov A.V. Mechanization and Technology of Milking Cows. Saratov: Saratov State Agrarian University Publishers; 2013. 36 p. (In Russ.).
8. Targ S.M. Short Course in Theoretical Mechanics: textbook for universities. 10<sup>th</sup> edition, revised and enlarged. Moscow: Higher School Publishers; 1986. 416 p. (In Russ.).
9. Trofimova T.I. Course of Physics: textbook for universities. 11<sup>th</sup> edition, stereotyped. Moscow: Academia Publishing Center; 2006. 560 p. (In Russ.).
10. Electromechanical pulsator of the milking machine. Kitaeva O.V., Uzhik V.F., Kitaev Yu.A., Babeshko Yu.S. Utility model patent RU 223957 U1, 11.03.2024; No. 2023136087; applied 28.12.2023; published 11.03.2024, Bulletin No. 8. 5 p. (In Russ.).

#### Информация об авторах

О.В. Китаёва – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технических систем в агробизнесе ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный аграрный университет», oksanauzhik@mail.ru.

В.Ф. Ужик – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры машин и оборудования в агробизнесе ФГБОУ ВО «Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина», uzhik16@rambler.ru.

Ю.С. Бабешко – аспирант кафедры машин и оборудования в агробизнесе ФГБОУ ВО «Белгородский государственный аграрный университет имени В.Я. Горина», babeshko.ura@mail.ru.

#### Information about the authors

O.V. Kitaeva, Doctor of Engineering Sciences, Docent, Professor, the Dept. of Engineering Systems in Agribusiness, Saint Petersburg State Agrarian University, oksanauzhik@mail.ru.

V.F. Uzhik, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor, the Dept. of Machinery and Equipment in Agribusiness, Belgorod State Agrarian University named after V. Gorin, uzhik16@rambler.ru.

Yu.S. Babeshko, Postgraduate Student, the Dept. of Machinery and Equipment in Agribusiness, Belgorod State Agrarian University named after V. Gorin, babeshko.ura@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 18.08.2024; одобрена после рецензирования 26.09.2024; принята к публикации 10.10.2024.

The article was submitted 18.08.2024; approved after reviewing 26.09.2024; accepted for publication 10.10.2024.

© Китаёва О.В., Ужик В.Ф., Бабешко Ю.С., 2024

---

---