

Ужик О. В.

Белгородская государственная  
сельскохозяйственная академия имени  
В.Я. Горина Белгород, Россия

## БЕЗВРЕДНЫЙ ДОИЛЬНЫЙ АППАРАТ ДЛЯ КОРОВ

УДК 636.2.034: 631.3

Выполнено математическое моделирование рабочего процесса регулятора вакуумметрического давления. Получены уравнения для расчета его основных конструктивных параметров.

**Ключевые слова:** доильный аппарат, регулятор, трубка, корова, вымя.

Известно, что эффективность и полнота молоковыведения при доении коров зависит не только от рефлекторной деятельности организма животного, но и от технических характеристик доильного оборудования [1, 2]. Для предотвращения вредного воздействия на молочную железу коровы доильные установки снабжены многорежимными доильными аппаратами, обеспечивающими изменение вакуумного режима доения, частоты и соотношения тактов в зависимости от интенсивности потока молока, или автоматами снятия доильных аппаратов по завершению доения.

Однако, как известно, вымя коров зачастую имеет ярко выраженную неравномерность развития. В связи с этим необходимо создание таких доильных машин, которые обладали бы возможностью изменения режима доения каждой доле вымени коров в отдельности в зависимости от интенсивности потока молока в ней.

На основании проведенных исследований нами разработана новая конструктивная, на наш взгляд наиболее рациональная схема доильного аппарата с почетвертным управляемым режимом доения в зависимости от интенсивности потока молока [3]. Адаптивный доильный аппарат состоит из двухкамерных доильных стаканов 12 (рисунок 1), регуляторов вакуумметрического давления 7 и 14 в подсосковых камерах 11 и межстенных камерах 8 для каждого доильного стакана 12, и четырехкамерного коллектора 2.

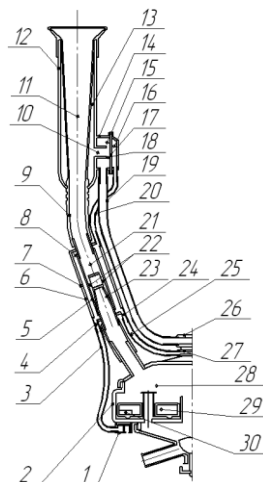


Рисунок 1 - Схема адаптивного доильного аппарата

1 - магнитоуправляемый пневмоклапан; 2 - четырехкамерный коллектор; 3 - патрубок; 4 - калиброванный канал; 5 - эластичная трубка; 6 - корпус; 7 - регулятор вакуумметрического давления; 8 - межстенная камера; 9 - патрубок; 10 - патрубок; 11 - подсосковая камера; 12 - доильный стакан; 13 - межстенная камера; 14 - регулятор вакуумметрического давления; 15 - камера переменного вакуумметрического давления; 16 - камера управления; 17 - мембрана; 18 - щель; 19 - патрубок; 20 - патрубок; 21 - камера переменного вакуумметрического давления; 22 - щель; 23 - Т-образный патрубок; 24 - калиброванный канал; 25 - патрубок; 26 - распределительная камера; 27 - распределитель; 28 - молокоприемная камер; 29 - поплавок; 30 - магнит.

Доильный аппарат обеспечивает в процессе доения изменение вакуумного режима как в межстенной, так и подсосковой камере доильного стакана, в зависимости от интенсивности потока молока, регистрируемого поплавковым датчиком. Согласно описанию принципа действия регулятора вакуумметрического давления в подсосковой камере доильного стакана трубка 1 (рисунок 2) находится под действием внутреннего  $P_d$  и внешнего  $P_{упр}$  вакуумметрических давлений. Рассмотрим ее как круглую цилиндрическую трубку из упругого материала, подчиняющегося закону Гука.

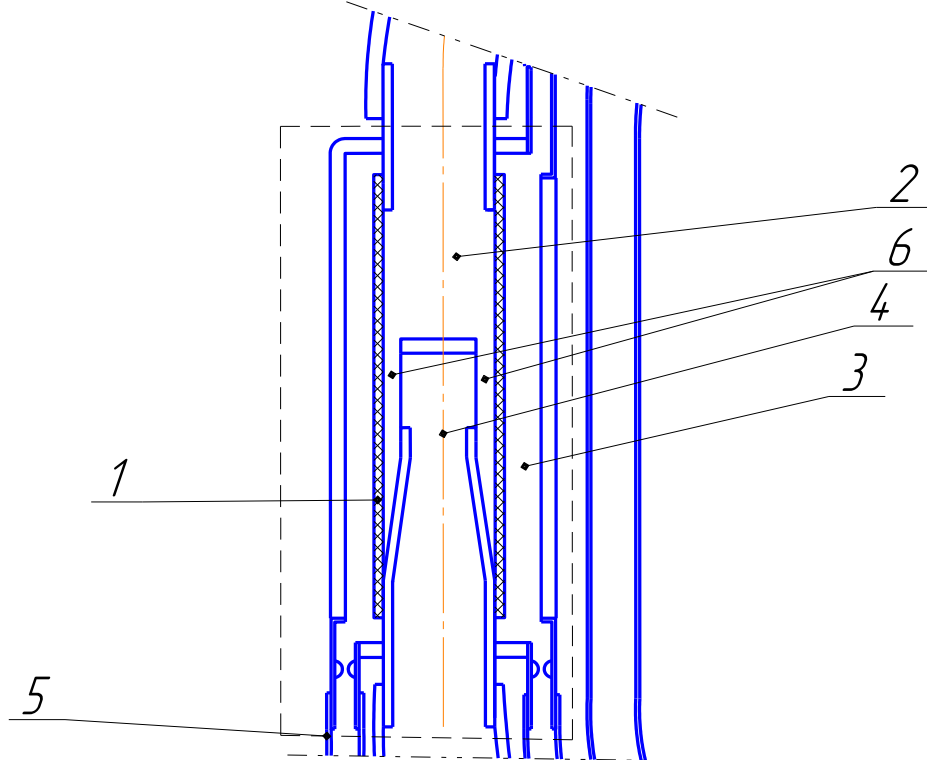


Рисунок 2 - Схема регулятора вакуумметрического давления

Очевидно, что внутреннее вакуумметрическое давление  $P_d$  в камере 2, сообщаемой с подсосковой камерой доильного стакана, зависит от внешнего вакуумметрического давления  $P_{упр}$  в камере 3, так как трубка 1, деформируясь в сторону камеры 2 под воздействием перепада давления между камерами 2 и 3, стремится разъединить камеры 2 и 4, тем самым ограничивая отсос воздуха по патрубку 5 через щели 6 из камеры 2 и далее подсосковой камеры доильного стакана. В результате, вакуумметрическое давление в камере 2 будет стремиться к значению вакуумметрического давления в камере 3.

Концы трубки 1 жестко зафиксированы, а в поперечном направлении стенки трубки имеют возможность перемещения. Допустим, что трубка 1 в корпусе регулятора установлена без предварительного натяжения. Тогда при условии, что:

$$P_d = P_{упр} = 0,$$

деформации и напряжения в стенке трубки отсутствуют, а при  $P_d$  и  $P_{упр}$  не равным нулю существуют перемещения  $w$  от начального состояния к рассматриваемому деформированному.

Определим уменьшение диаметра  $\Delta d_{тр}$  трубки по длине под воздействием внешней нагрузки до потери устойчивости ее цилиндрической оболочки, условия которой приведены в специальной литературе [4]. Для этого допустим, что при  $P_d$  и  $P_{упр}$  не равным нулю образующая  $AB$  трубки 1 (рисунок 3) в деформированном состоянии представляет собой дугу радиусом  $R'$ , в то время как при условии она представляет собой прямую, являющуюся хордой  $AB$  дуги  $AB$ .

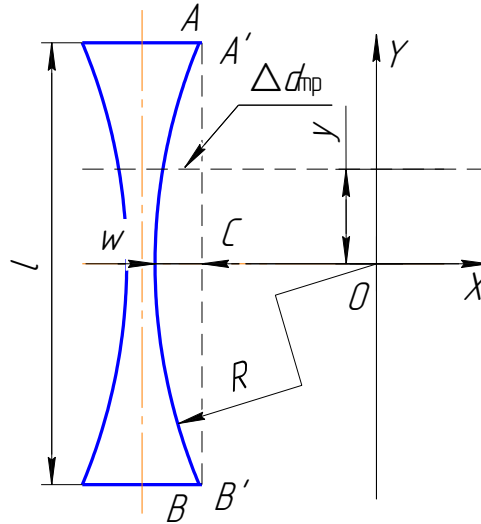


Рисунок 3 - Деформация трубки под внешней нагрузкой

Тогда мы можем записать:

$$\frac{l}{2} = \sqrt{R^2 - (R - w)^2}, \quad (1)$$

где  $l$  - длина трубки, м;  $w$  - прогиб трубки, м.

Откуда:

$$R = \frac{l^2 + 4w^2}{8w}. \quad (2)$$

Расположим начало Декартовой системы координат в центре  $O$  окружности радиусом  $R$ , дуга  $AB$  которой является образующей трубки 1 в деформированном состоянии. Тогда расстояние  $OC$  от центра  $O$  окружности до хорды  $AB$  будет равно:

$$OC = \sqrt{R^2 - \left(\frac{l}{2}\right)^2}. \quad (3)$$

Отсюда мы можем определить уменьшение диаметра  $\Delta d_{тр}$  трубки по ее длине:

$$\Delta d_{тр} = 2(\sqrt{R^2 - y^2} - OC). \quad (4)$$

где  $y$  - ордината плоскости сечения трубки, в которой определяем уменьшение диаметра, м.:

$$-\frac{l}{2} \leq y \leq \frac{l}{2}. \quad (5)$$

Тогда уравнение, характеризующее изменение диаметра  $d_y$  трубки для точки с ординатой  $y$ , будет иметь вид:

$$d_y = d_1 - 2 \left( \sqrt{\left(\frac{l^2 + 4w^2}{8w}\right)^2 - y^2} - \sqrt{\left(\frac{l^2 + 4w^2}{8w}\right)^2 - \left(\frac{l}{2}\right)^2} \right), \quad (6)$$

где  $d_1$  - наружный диаметр трубки, м.

А длину дуги  $AB$  определим из уравнения:

$$AB = 2R \arcsin \frac{l}{2R} = \frac{l^2 + 4w^2}{4w} \arcsin \frac{4wl}{l^2 + 4w^2}. \quad (7)$$

Очевидно, что трубка находится в объемном напряженном состоянии. Определим относительные деформации  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  и  $\varepsilon_3$  в направлениях главных напряжений при объемном напряженном состоянии, воспользовавшись законом Гука для одноосного напряженного состояния, а также зависимостью между продольной и поперечной деформациями и принципом независимости действия сил [5]. В общем виде система уравнений, характеризующих напряженное состояние, имеет вид:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)], \\ \varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)], \\ \varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_2 + \sigma_1)], \end{cases} \quad (8)$$

где  $\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_2$  и  $\varepsilon_3$  – относительные деформации соответственно в радиальном, окружном и продольном направлении трубки;  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  и  $\sigma_3$  – соответственно радиальное, окружное и продольное напряжение,  $H/m^2$ ;  $E$  – модуль упругости,  $H/m^2$ ;  $\mu$  – коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона).

Относительную деформацию  $\varepsilon_1^p$  в радиальном направлении мы можем представить в виде:

$$\varepsilon_1^p = \frac{\Delta h}{h} = \frac{\sigma_1}{E}, \quad (9)$$

где  $\Delta h$  – деформация стенки трубки,  $m$ ;  $h$  – толщина стенки трубки,  $m$ .

Тогда в окружном и продольном направлениях относительная деформация  $\varepsilon_{1(23)}^p$  может быть представлена в виде:

$$\varepsilon_{1(23)}^p = -\mu \frac{\Delta h}{h}, \quad (10)$$

В окружном направлении относительную деформацию  $\varepsilon_2^o$  мы можем представить в виде:

$$\varepsilon_2^o = \frac{\pi[(d_1-h)-(d_y-h)]}{\pi(d_1-h)} = \frac{(d_1-d_y)}{(d_1-h)} = \frac{\sigma_2}{E}, \quad (11)$$

Тогда в радиальном и продольном направлениях относительная деформация  $\varepsilon_{2(13)}^o$  может быть представлена в виде:

$$\varepsilon_{2(13)}^p = \pm \mu \frac{\pi(d_1-d_y)}{\pi(d_1-h)} = \pm \mu \frac{\sigma_2}{E}, \quad (12)$$

Относительная деформация  $\varepsilon_3^{\Pi}$  в продольном направлении представляет собой отношение разности длин дуги хорды к длине хорды и описывается следующим уравнением:

$$\varepsilon_3^{\Pi} = AB - A'B' = \frac{\sigma_3}{E}, \quad (13)$$

Тогда в радиальном и окружном направлениях относительная деформация  $\varepsilon_{3(12)}^{\Pi}$  может быть представлена в виде:

$$\varepsilon_{3(12)}^{\Pi} = -\mu(AB - A'B') = -\mu \frac{\sigma_3}{E}, \quad (14)$$

Перепишем систему уравнений с учетом полученных зависимостей:

$$\begin{cases} \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1-d_y)}{\pi(d_1-h)} - \mu \frac{(AB-A'B')}{AB} = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)], \\ \frac{(d_1-d_y)}{(d_1-h)} + \mu \frac{\Delta h}{h} - \mu \frac{(AB-A'B')}{AB} = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)], \\ \frac{(AB-A'B')}{AB} + \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1-d_y)}{\pi(d_1-h)} = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_2 + \sigma_1)], \end{cases} \quad (15)$$

Решая данную систему уравнений, мы можем определить радиальное напряжение  $\sigma_1$ , возникающее при деформации трубки на величину  $w$ :

$$\begin{aligned} \sigma_1 = & \frac{E \left[ \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1-d_y)}{\pi(d_1-h)} - \mu \frac{(AB-A'B')}{AB} \right] + \mu E \left[ \frac{(d_1-d_y)}{(d_1-h)} + \mu \frac{\Delta h}{h} - \mu \frac{(AB-A'B')}{AB} \right]}{(1-\mu^2) \left( 1 - \mu^2 \frac{\mu^3 + \mu^4}{1-\mu^2} - \frac{\mu^2 + \mu^3}{1-\mu^2} \right)} + \\ & + \frac{\mu^2 E \left[ \frac{(AB-A'B')}{AB} + \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1-d_y)}{\pi(d_1-h)} \right] - \mu^3 E \left[ \frac{(d_1-d_y)}{(d_1-h)} + \mu \frac{\Delta h}{h} - \mu \frac{(AB-A'B')}{AB} \right]}{(1-\mu^2) \left( 1 - \mu^2 \frac{\mu^3 + \mu^4}{1-\mu^2} - \frac{\mu^2 + \mu^3}{1-\mu^2} \right)} + \\ & + \frac{\mu E \left[ \frac{(AB-A'B')}{AB} + \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1-d_y)}{\pi(d_1-h)} \right] - \mu^2 E \left[ \frac{(d_1-d_y)}{(d_1-h)} + \mu \frac{\Delta h}{h} - \mu \frac{(AB-A'B')}{AB} \right]}{(1-\mu^2) \left( 1 - \mu^2 \frac{\mu^3 + \mu^4}{1-\mu^2} - \frac{\mu^2 + \mu^3}{1-\mu^2} \right)}, \end{aligned} \quad (16)$$

где  $\sigma_1$  – не что иное, как перепад давлений на стенке трубки:

$$\sigma_1 = P_{\text{упр}} - P_{\text{д}}. \quad (17)$$

Отсюда искомое значение внешнего вакуумметрического давления  $P_{\text{упр}}$  в камере 3 будет равно:

$$P_{\text{упр}} = P_{\text{д}} + \frac{E \left[ \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1 - d_y)}{\pi(d_1 - h)} - \mu \frac{(AB - A'B')}{AB} \right] + \mu E \left[ \frac{(d_1 - d_y)}{(d_1 - h)} + \mu \frac{\Delta h}{h} - \mu \frac{(AB - A'B')}{AB} \right]}{\left( 1 - \mu^2 - \frac{\mu^3 + \mu^4}{1 - \mu^2} - \frac{\mu^2 + \mu^3}{1 - \mu^2} \right)} +$$

$$+ \frac{\mu^2 E \left[ \frac{(AB - A'B')}{AB} + \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1 - d_y)}{\pi(d_1 - h)} \right] - \mu^3 E \left[ \frac{(d_1 - d_y)}{(d_1 - h)} + \mu^3 \frac{\Delta h}{h} - \mu^3 \frac{(AB - A'B')}{AB} \right]}{\left( 1 - \mu^2 \right) \left( 1 - \mu^2 - \frac{\mu^3 + \mu^4}{1 - \mu^2} - \frac{\mu^2 + \mu^3}{1 - \mu^2} \right)} +$$

$$+ \frac{\mu E \left[ \frac{(AB - A'B')}{AB} + \frac{\Delta h}{h} + \mu \frac{\pi(d_1 - d_y)}{\pi(d_1 - h)} \right] - \mu^2 E \left[ \frac{(d_1 - d_y)}{(d_1 - h)} + \mu \frac{\Delta h}{h} - \mu \frac{(AB - A'B')}{AB} \right]}{\left( 1 - \mu^2 \right) \left( 1 - \mu^2 - \frac{\mu^3 + \mu^4}{1 - \mu^2} - \frac{\mu^2 + \mu^3}{1 - \mu^2} \right)}. \quad (18)$$

Очевидно, что перемещение трубки  $w$  обусловлено интенсивностью истечения потока молока из подсосковой камеры доильного стакана в трубку, интенсивностью откачивания воздуха по этому же пути, а также размером щели  $b$  между отверстиями патрубков 5 (рисунок 2.11) и внутренней стенкой трубки 1:

$$w = \Delta s - (a_1 + a_2). \quad (19)$$

где  $\Delta s$  - размер щели между отверстиями патрубков и внутренней стенкой трубки,  $m$ ;  $a_1$  - перемещение трубки, зависящее от интенсивности потока молока,  $m$ ;  $a_2$  - перемещение трубки, зависящее от интенсивности потока воздуха,  $m$ .

Отметим, что кольцевую щель, образуемую трубкой будем рассматривать как незатопленное отверстие круглой формы. В таком случае, для описания движения молока через эту щель с интенсивностью  $Q$  можно воспользоваться известным выражением [6]:

$$Q = \mu_1 S \sqrt{2g(H_0 - ek)} \quad (20)$$

где  $\mu_1$  - коэффициент расхода жидкости через прямоугольное отверстие;  $S$  - площадь поперечного сечения отверстия истечения жидкости,  $m^2$ ;  $H_0$  - напор истечения,  $m$ ;  $e$  - коэффициент вертикального сжатия струи, определяемый соотношением  $a/H_0$ ;  $k$  - высота щели истечения жидкости,  $m$ ;  $g$  - ускорение свободного падения,  $g = 9.81 \text{ м/с}^3$ .

Так как в патрубке 5 два сливных отверстия, то площадь поперечного сечения отверстия истечения молока  $S$  будет равна:

$$S = 2\pi D_m a_1. \quad (21)$$

где  $D_m$  - диаметр отверстий камеры 4 патрубков 5,  $m$ .

Напор истечения  $H_0$  молока будет зависеть от динамического и статического напора в трубке. В силу малых скоростей перемещения молока, динамическим напором можно пренебречь, а статический напор  $H_0$  представим как сумму статического напора  $H_c$  молока в трубке и напора, возникающего под воздействием разности давлений в трубке  $P_{\delta}$  и в молокоприемной камере  $P_a$ :

$$H_0 = H_c + (P_{\delta} - P_a)/\gamma, \quad (22)$$

где  $\gamma$  - удельный вес молока,  $\text{Н/м}^3$ .

Отсюда:

$$Q = 2\mu_1 \pi D_m a_1 \sqrt{2g \left[ H_0 + \frac{(P_{\delta} - P_a)}{\gamma} - a_1 e \right]}. \quad (23)$$

Так как произведение  $a_1 e$  весьма мало, им можно пренебречь. Поэтому выражение (см. 23) приобретает вид:

$$a_1 = \frac{Q}{2\mu_1 \pi D_m \sqrt{2g \left[ H_0 + \frac{(P_{\delta} - P_a)}{\gamma} \right]}}. \quad (24)$$

Для определения перемещения мембраны  $a_2$  в связи с необходимостью образования щели для откачки воздуха из [7]:

$$Q_B = \frac{\pi a_n^4}{128 \mu_B \delta_k} (P_D - P_a). \quad (25)$$

где  $Q_B$  – расход воздуха через трубку,  $м^3/с$ ;  $d_n$  – приведенный диаметр отверстия для расхода воздуха,  $м$ ;  $\mu_B$  – динамическая вязкость воздуха,  $м^2/с$ ;  $\delta_k$  – толщина стенки отверстия,  $м$ .

С учетом наличия двух отверстий для откачки воздуха, приведенный диаметр  $d_n$  можно представить в следующем виде:

$$d_n = \sqrt{8 D_m a_2}. \quad (26)$$

Тогда уравнение (см. 25) с учетом (см. 26) приобретает вид:

$$Q_B = \frac{4 \pi D_m^3 a_2^3}{\mu_B \delta_k} (P_D - P_a). \quad (27)$$

Преобразовав выражение (см. 27), получим искомое значение  $a_2$ :

$$a_2 = \sqrt[3]{\frac{\mu_B \delta_k Q_B}{4 \pi D_m^3 (P_D - P_a)}}. \quad (28)$$

Тогда полное перемещение трубки будет равно:

$$w = \Delta s - \frac{Q}{2 \mu_1 \pi D_m \sqrt{2g \left[ H_0 + \frac{(P_D - P_a)}{\gamma} \right]}} - \sqrt[3]{\frac{\mu_B \delta_k Q_B}{4 \pi D_m^3 (P_D - P_a)}}. \quad (29)$$

Отсюда, с учетом полученного уравнения для расчета полного перемещения трубки, мы можем определить внешнее управляющее давление  $P_{упр}$  для обеспечения необходимого вакуумметрического давления доения коровы в зависимости от интенсивности потока молока.

Для исследований рабочего процесса регулятора вакуумметрического давления в подсосковой камере доильного стакана нами был разработан тензометрический стенд (рисунок 4), включающий блок питания 1 «Агат», связанный с тензоусилителем 2 «Топаз-4», осциллограф 3 Р-500А, компьютер 4, а также исследуемый регулятор вакуумметрического давления, выполненный в виде межстенной камеры 5, образуемой жестким корпусом 6 и эластичной трубкой 7, и камеры 8 переменного вакуумметрического давления внутри трубки.

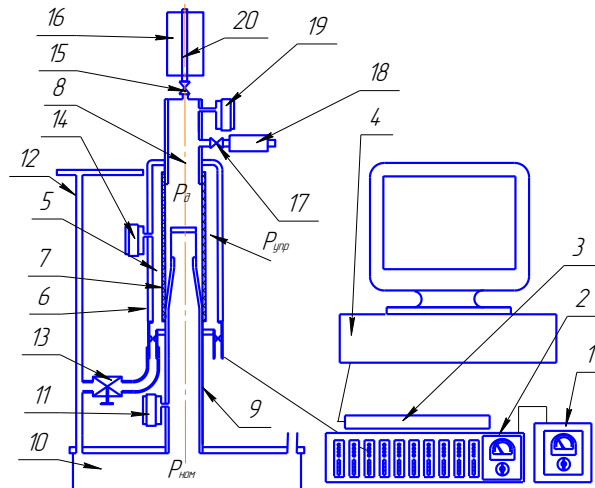


Рисунок 4 - Схема стенда для исследований рабочего процесса регулятора вакуумметрического давления в подсосковой камере доильного стакана

Для проверки адекватности математической и эмпирической моделей зависимости вакуумметрического давления в подсосковой камере доильного стакана в качестве факторов, влияющих на этот параметр, выбирали вакуумметрическое давление в каме-

ре управления, а также длину и диаметр трубки регулятора вакуума. Как показывают расчеты (рисунок 5), при диаметре отверстия патрубка, дросселируемого внутренней поверхностью трубки, равном 0,005 м, с ростом потока молока через регулятор от 0 до 2000 мл/мин наблюдается уменьшение прогиба трубки немногим менее, чем на 0,5 мм, в то время как для диаметра отверстия 0,011 перемещение стенки трубки уменьшается на 0,2 мм.

В результате обработки результатов измерений установлено, что экспериментальные данные достаточно точно могут быть представлены в виде математических моделей (рисунок 6). Например, для трубки длиной 45 мм и диаметром 28 мм:

$$y = -3,09861 + 0,97222x_1 + 0,000463x_2^2. \quad (30)$$

где:  $y$  – давление в межстенной камере регулятора, кПа;  $x_1$  – интенсивность потока молока, мл/с;  $x_2$  – вакуумметрическое давление доения, кПа.

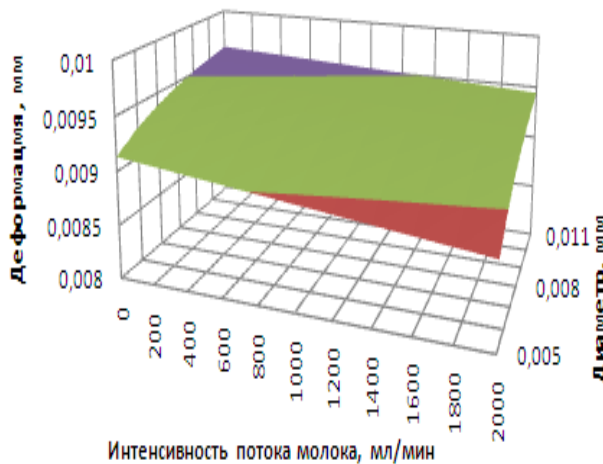


Рисунок 5 - Деформация трубки регулятора вакуумметрического давления

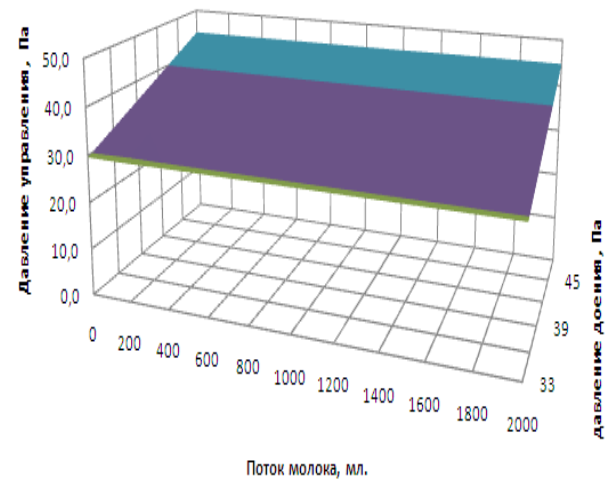


Рисунок 6 - Характер зависимости вакуумметрического давления в межстенной камере регулятора от интенсивности потока молока и давления доения для трубки длиной 45 мм и диаметром 28 мм

Для трубки длиной 45 мм и диаметром 33 мм:

$$y = -2,10139 + 0,929167x_2 + 0,000926x_2^2. \quad (31)$$

Для трубки длиной 45 мм и диаметром 38 мм:

$$y = -2,10139 + 0,92917x_2 + 0,00093x_2^2. \quad (32)$$

Близкий к единице коэффициент детерминации для данных уравнений ( $R^2=0,99961\dots0,99998$ ), очень большое расчетное значение статистики F ( $f=29656,2\dots67396,2$ ) и ничтожно малая значимость  $F=2,83 \cdot 10^{-7} \dots 8,4 \cdot 10^{-7}$ , свидетельствуют о высокой адекватности моделей.

Рассматривая по результатам исследований вакуумметрическое давление в межстенной камере регулятора при давлении доения 33 кПа и 48 кПа как функцию от длины и диаметра трубки, мы получили эмпирические модели вида:

Для вакуумметрического давления доения 33 кПа:

$$y = 16,2918 + 0,393x_3 + 0,09733x_4^2 - 0,001x_3x_4 - 0,00267x_3^2 - 0,00067x_4^2, \quad (33)$$

где:  $x_3$  – длина трубки, мм;  $x_4$  – диаметр трубки, мм.

Для вакуумметрического давления доения 48 кПа:

$$y = 30,2 + 0,5x_3 - 7 \cdot 10^{-16}x_4 - 7,7 \cdot 10^{-18}x_3x_4 - 0,004x_3^2 + 5,7 \cdot 10^{-18}x_4^2 \quad (34)$$

Так, в регуляторе вакуумметрического давления с трубкой длиной 45 мм и толщиной стенки 2 мм, модуле упругости материала трубки 2 МПа, диаметре отверстий Т-образного патрубка 0,005 м, кинематической вязкости воздуха 0,000017 Па·с, щели между отверстиями Т-образного патрубка и внутренней стенкой трубки 0,01 м, и давлении в магистрали доильного аппарата 50 кПа, при необходимости доения давлением 33

кПа, в межстенной камере должно быть давление 29,4 кПа, а при доении с давлением 48 кПа – 44,6 кПа. В регуляторе с длиной трубки 55 мм возрастание давления доения с 33 кПа до 48 кПа обеспечивается изменением давления в межстенной камере регулятора с 30,4 до 45,5 кПа.

Для проведения производственных испытаний был изготовлен опытный образец доильного аппарата с регуляторами вакуумметрического давления в подсосковых камерах, выполненными в молочных трубках доильных стаканов (рисунок 7).



Рисунок 7 - Общий вид доильного аппарата

Установлено, что разработанный доильный аппарат работоспособен и эффективен на всех режимах доения коров. Как показывают результаты исследований, экспериментальный доильный аппарат способствует более полной реализации рефлекса молокоотдачи по сравнению с доильным аппаратом «Гасконье Мелотт». Экономическая эффективность экспериментального доильного аппарата, а также экспериментального переносного адаптивного манипулятора доения коров складывалась из эффективности от снижения затрат труда при их использовании, увеличения продуктивности коров и снижения заболеваемости маститом. Доение коров экспериментальным доильным аппаратом обеспечивает достижение экономического эффекта по приведенным затратам, который составляет 29585,41 рублей. В расчете на одну первотелку эта сумма равна 139,55 рубля. Годовой экономический эффект доильного аппарата с учетом приведенных затрат и полноты выдаивания, в расчете на 212 коров, составляет 642201,81 рубля, а на одну голову – 3029,25 рубля.

### **Литература**

1. Еремин А.Г. Зоотехническое обоснование выбора доильных машин. /А.Г. Еремин – М.: Россельхозиздат, 1973.
2. Кормановский Л.П. Новый этап технического прогресса в машинном доении //Л.П. Кормановский // Техника в сельском хозяйстве. - 1995. - №4.



3. Патент №2367147 RU, C1 МПК А 01 J 5/04 Адаптивный доильный аппарат/Ужик О.В., Ужик Я.В. (RU). – №2008128329/12; Заявлено 11.07.2008; Опубл. 20.09.2009, Бюл. №26
4. Соловьев С.А. Исполнительные механизмы системы «человек – машина – животное». /С.А. Соловьев, Л.П. Карташов – Екатеринбург: УрОРАН, 2001. – 179 с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов //Учебник, Изд. шестое, стереотипное. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1972 г. - 544 с.
6. Константинов Ю.М. Гидравлика //Учебник. – 2-е изд. перераб. И доп. – К.: Вища школа, 1988 г. – 398 с.
7. Мельников С.В. Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов //Учебное пособие для студентов вузов. – 2-е изд. перераб.. – Л.Агропромиздат, 1985. – 640 с.: ил.

**Uzhik O. Milking machines harmless for cows**

Mathematical modeling of workflow control vacuum pressure. The equations for calculation of its basic design parameters.

**Keywords:** milking machine, regulator, tubing, a cow's udder.

**References**

1. Eremin AG Zootechnik rationale for the choice of milking machines. / AG Eremin - M. Rosselhozizdat, 1973.
2. Kormanovskiy LP New stage of technological progress in milking machines / LP Kormanovskiy // Technology in agriculture. - 1995. - № 4.
3. Patent number 2,367,147 RU, C1 IPC A 01 J 5/04 Adaptive milking machine / uzhik OV uzhik Y. (RU). - № 2008128329/12; Reported 11.07.2008; Publ. 20.09.2009, Bull. Number 26
4. Soloviev SA Actuators system "man - machine - animal." / SA Soloviev, LP Kartashov - Yekaterinburg UrORAN 2001. - 179 p.
5. Feodosyev VI Strength of materials // Method, Ed. the 6th, stereotypical. Home Edition physical and mathematical literature publishing house "Nauka", 1972 - 544.
6. Konstantinov YM Hydraulics // tutorial. - 2nd ed. rev. And add. - K.: Visha School, 1988 - 398.
7. Melnikov SV Technological equipment livestock farms and complexes // Tutorial for students. - 2nd ed. Rev. .. - L.Agropromizdat, 1985. - 640 p.: il.