2. **Andrey Kozlov**tsev, Doctor of Technical Sciences, professor of Department of Mechanization of Technological Processes in Agriculture, Orenburg state agrarian University, Orenburg, Chelyuskintsev Str., 18, 460014, e-mail: ap_kozlovcev@mail.ru.

3. **Rasul Khammatov**, engineer, a competitor of the Department of Life Safety and Technological Equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktyabrya Str., 34, e-mail: hr11@mail.ru.

The method of calculation of the system for ensuring the microclimate of livestock premises is proposed. This method is based on the laws of conservation of mass and energy and applies to the cal-

culation of air conditioning systems. The calculations provide a variety of air treatment techniques, such as recirculation, drying, humidification, heating and cooling, and heat loss.

© Мартынов В.М., Козловцев А.П., Хамматов Р.А.

УДК 697.921.4

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-56-4-112-117

В.М. Мартынов, Р.А. Хамматов, А.А. Катков

РАСЧЕТ ПРИТОЧНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННОЙ УСТАНОВКИ И ОБОСНОВАНИЕ ЕЁ ПАРАМЕТРОВ

Ключевые слова: воздух; температура; теплота; вентиляция; труба.

Введение. Оптимальный микроклимат в животноводческом помещении невозможно обеспечить без вентиляции. В зимний период при вентиляции теряется большой поток теплоты, который можно восполнить отоплением помещения, на что затрачивается дорогостоящая энергия. Поэтому актуально уменьшить затраты на отопление благодаря снижению потребного воздухообмена и применению утилизации теплоты.

С этой целью нами разработана приточно-рециркуляционная установка (ПРУ) [1; 2], изображенная на рисунке 1. Принцип её работы заключается в следующем. За счет создаваемого вентиляторами 10 разряжения наружный воздух через регулирующую жалюзийную решетку 2 поступает в приемную камеру 3 и движется по трубам 7. В холодные периоды года эти трубы снаружи омываются рециркулируемым теплым и влажным воздухом, чему способствует подсос воздуха через отверстия 13 и 14. При охлаждении этого воздуха ниже точки росы на поверхности труб 7 выпадает конденсат с выделением скрытой теплоты парообразования. Эта теплота способствует сохранению теплового баланса помещения 1. Подогретый приточный воздух поступает из пучка труб 7 в выпускную камеру 8, где к нему за счет имеющегося в этой камере разряжения подмешивается через отверстия 14 и регулируемые жалюзийные решетки 9 рециркулируемый воздух помещения. В результате температура воздуха, нагнетаемого в помещение 1 вентиляторами 10, близка к температуре воздуха

в помещении. Образовавшийся на поверхности пучка труб 7 конденсат собирается в поддоне 11 и отводится по системе 12 в канализацию.

При низкой температуре наружного воздуха в случае обледенения поверхности труб 7 снижают воздухообмен, приоткрывая жалюзийные решетки 4. Это приводит к снижению поступления приточного воздуха и подмешиванию к нему теплого воздуха из помещения 1. При ещё большем похолодании прикрывают жалюзийную решетку 2.

В теплый период регулируемые отверстия 13 и жалюзийные решетки 4 и 9 полностью закрывают. Устройство работает с максимальной подачей приточного воздуха без рециркуляции внутреннего воздуха и его осушки.

Следовательно, ПРУ обеспечивает осушку воздуха с выделением теплоты фазового превращения, снижение потребного воздухообмена, а также регулирующую принудительную подачу приточного и рециркулируемого воздуха и их смешение в разных пропорциях в зависимости от времени года, благодаря чему исключается обледенение пучка труб теплообменника и обдувание животных холодными струями вводимого в помещение воздуха.

Для того чтобы данная установка эффективно выполняла свои функции, необходимо правильно подобрать расчетным путем конструктивные и режимные параметры.

Цель работы – разработать методику расчета рекуперативного утилизатора теплоты трубчатого типа.

Материалы и методы исследования. Поставленная цель решалась с помощью теоретических методов исследования.

Результаты исследований. Рассмотрим противоточный рекуперативный утилизатор тепла трубчатого типа (рисунок 2), в котором в качестве приточного воздуха поступает наружный воздух или его смесь с внутренним воздухом с температурой $t_{н1}$. В результате теплообмена с воздухом, подаваемым из помещения с температурой $t_{вн}$, приточный воздух нагревается до температуры $t_{н1}$ и поступает в помещение. Для повышения его температуры до t_n можно подмешать к нему внутренний воздух помеще-

ния с температурой $t_{вн}$ и (или) покидающий утилизатор тепла воздух с температурой t_y . В дальнейшем учитываем расхода воздуха исходя из потребного воздухообмена помещения в расчёте на каждый утилизатор. Часть воздуха в количестве G_y с температурой t_y удаляется из помещения вытяжной вентиляцией. Причем для сохранения материального баланса помещения по сухому воздуху всегда

$$G_n = G_y = G, \quad (1)$$

где G_n , G_y – массовый расход сухой части воздуха соответственно наружного на притоке и удаляемого из помещения, кг/с.

Рисунок 1

Приточно-рециркуляционная установка: 1 – помещение; 2 – жалюзийная решетка; 3 – приемная камера; 4 – регулируемые жалюзийные решетки; 5, 6 – трубные решетки; 7 – трубы; 8 – выпускная камера; 9 – регулируемые жалюзийные решетки; 10 – вентилятор; 11 – поддон; 12 – система отвода конденсата; 13, 14 – отверстия

Рисунок 2

Принципиальная схема рекуперативного утилизатора тепла

Необходимая площадь поверхности теплообмена утилизатора тепла

$$F = Q_{yt} / (k \cdot \Delta \bar{t}), \quad (2)$$

где Q_{yt} – поток теплоты, возвращаемый утилизатором тепла, Вт; k – коэффициент теплопередачи утилизатора, Вт/(м² °С); $\Delta \bar{t}$ – средний температурный напор в утилизаторе тепла, определяемый по формуле [3]:

$$\Delta \bar{t} = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}. \quad (3)$$

В соответствии с графиком изменения температур в утилизаторе тепла (рисунок 3) для нашего случая

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{\max} &= t_y - t_{н1}; \\ \Delta t_{\min} &= t_{вн} - t_{н1}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В расчетах для отопительного периода примем температуру в коровнике постоянной и равной $t_{вн} = 10^\circ\text{C}$ [4].

Мощность утилизации тепла с учётом обеспечения теплового баланса

$$Q_{\text{ут}} = G(i_{\text{вн}} - i_y) = G(i_{\text{н1}} - i_{\text{н1}}), \quad (5)$$

где $i_{\text{вн}}$, i_y – энтальпия соответственно внутреннего и удаляемого из помещения воздуха после обработки в ПРУ, Дж/кг с. в.; $i_{\text{н1}}$, $i_{\text{н1}}$ – энтальпия приточного воздуха соответственно на выходе и входе в ПРУ, Дж/кг с. в.

Для диапазона температур от минус 50 до плюс 50°C энтальпию влажного воздуха в Дж/кг с. в. определим по формуле [5; 6]:

$$i = 1006 \cdot t + (2501000 + 1860 \cdot t) \cdot d, \quad (6)$$

где d – влагосодержание воздуха, кг/кг с. в., вычисляемое по формуле [5; 6; 7]:

$$d = 0,622 \cdot \varphi \cdot p_{\text{нв}} / (P_a - \varphi \cdot p_{\text{нв}}), \quad (7)$$

где φ – относительная влажность воздуха в долях; $p_{\text{нв}}$ – парциальное давление насыщенного водяного пара в воздухе, Па; P_a – атмосферное давление, Па.

$$p_{\text{нв}} = 613,08 \exp \left[\frac{(19,842 - 2,352z)t}{255,028 - 14,636z + t + 0,00015t^2} \right], \quad z = \text{sign}(t). \quad (8)$$

Считаем, что уменьшение энтальпии $i_{\text{вн}}$ до i_y происходит благодаря снижению температуры с $t_{\text{вн}}$ до t_y в результате не только теплообмена, но и выделения конденсата на поверхности труб и осушки рециркуляционного и удаляемого воздуха. Для $t_{\text{вн}} = 10^\circ\text{C}$ и относительной влажности воздуха $\varphi_{\text{вн}} = 0,75$ [4] энтальпия воздуха $i_{\text{вн}} = 24686$ Дж/кг с. в. Для принятых параметров внутреннего воздуха точкой росы является температура $5,78^\circ\text{C}$.

Из (5) определяется

$$i_{\text{н1}} = i_{\text{н1}} + i_{\text{вн}} - i_y, \quad (9)$$

а из (6) соответствующая этой энтальпии температура

$$t_{\text{н1}} = (i_{\text{н1}} - 2501000 d_{\text{н1}}) / (1006 + 1860 d_{\text{н1}}), \quad (10)$$

где $d_{\text{н1}} = d_{\text{н1}}$ – влагосодержание приточного воздуха, кг/кг с. в.

Для тонкостенной трубы круглого сечения справедливо будет вычислять коэффициент теплопередачи как для плоской стенки [3; 9]:

$$k = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}} + 1/\alpha_2}, \quad (11)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи соответственно внутри и снаружи трубы, Вт/(м² °C); $\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки трубы, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности стенки трубы, Вт/(м °C).

Поскольку на трубах утилизатора выпадает конденсат, с целью предотвращения коррозии их целесообразно изготавливать из пластмассы, например, ПВХ с $\lambda_{\text{ст}} \approx 0,2$ Вт/(м °C) и $\delta_{\text{ст}} \approx 2$ мм.

Рисунок 3
График изменения температур теплоносителей при противотоке

Используем ранее установленную зависимость [7; 8] парциального давления насыщенного водяного пара в воздухе над поверхностью льда (для отрицательных температур) и чистой воды (для положительных температур)

Коэффициенты теплоотдачи в случае развитого турбулентного движения воздуха (число Рейнольдса $Re > 10^4$) внутри и снаружи гладких труб определяются с помощью известного критериального уравнения [3]

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (12)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Pr – критерий Прандтля, который можно принять для приточного и удаляемого воздуха равным 0,714.

Критерий Рейнольдса

$$Re = vl/\nu, \quad (13)$$

где ν – скорость воздуха, направленная вдоль труб, м/с; l – характерный линейный размер, м; ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

Скорость воздуха в трубах

$$v_1 = 4V_1 / (N \cdot \pi d_{\text{вн}}^2), \quad (14)$$

где V_1 – объёмный расход приточного воздуха в трубах, м³/с; N – число параллельно работающих труб, шт.; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м.

Скорость воздуха в межтрубном пространстве при его живом сечении (см. рисунок 2)

$$S = ab - N \cdot \pi d_n^2 / 4 \quad (15)$$

равна

$$v_2 = V_2 / S, \quad (16)$$

где d_n – наружный диаметр трубы, м; V_2 – объёмный расход воздуха в межтрубном пространстве, м³/с. Этот расход складывается из рециркуляционного и удаляемого воздуха.

Объёмный расход V связан с массовым G через плотность воздуха. Характерные линейные размеры для трубного и межтрубного пространств равны соответственно:

$$l_1 = d_{\text{вн}}; \quad l_2 = 4S / [2(a + b) + N \cdot \pi d_{\text{н}}] \quad (17)$$

Определив критерии Нуссельта, вычисляют средние по длине аппарата коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha = Nu \cdot \lambda_{\text{в}} / l, \quad (18)$$

где $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м °С). В расчетах в диапазоне температур t от минус 50 до плюс 200 °С можно принять следующую аппроксимацию:

$$\lambda_{\text{в}} = 0,02437 + 0,0000754 \cdot t. \quad (19)$$

Если принять сечение утилизатора в форме квадрата, то $a = b$ и $N = n^2$, где n – число труб в одном ряду.

Рассмотрим на рисунке 2 левое сечение утилизатора тепла, соответствующее входу наружного воздуха температурой $t_{\text{н1}}$. Из условия замерзания конденсата, образующегося на теплообменной поверхности утилизатора тепла, примем температуру наружной стенки труб $t_{\text{см2}} = 0$ °С. Тогда при определенной температуре t_y и мощности Q из уравнений баланса плотности теплового потока

$$\begin{aligned} q_{\text{н}} &= \alpha_1 (t_{\text{см1}} - t_{\text{н1}}) = \\ &= \frac{\lambda_{\text{см}}}{\delta_{\text{см}}} (t_{\text{см2}} - t_{\text{см1}}) = \alpha_2 (t_y - t_{\text{см2}}) \end{aligned} \quad (20)$$

определим

$$t_{\text{см1}} = \left(\frac{\lambda_{\text{см}}}{\delta_{\text{см}}} t_{\text{см2}} + \alpha_1 t_{\text{н1}} \right) / \left(\frac{\lambda_{\text{см}}}{\delta_{\text{см}}} + \alpha_1 \right); \quad (21)$$

$$t_y = t_{\text{см2}} + q_{\text{н}} / \alpha_2. \quad (22)$$

Поскольку в формулах (11), (20) и (22) требуется численное значение α_2 , в расчетах примем

$$\alpha_2 = \xi \alpha_1, \quad (23)$$

где ξ – варьируемый коэффициент пропорциональности больше единицы.

Тогда из (18) с учетом (17) и (19) вычисляется Nu_2 . Затем из (12) определяется Re_2 , а из (13) – скорость воздуха в межтрубном пространстве v_2 . Тогда объёмный расход воздуха V_2 вычисляют из формулы (16).

В случае, если α_1 и α_2 одного порядка, длина труб утилизатора [3]:

$$L = F / [N \pi (d_{\text{вн}} + \delta_{\text{см}})] \quad (24)$$

Заметим, что уравнение (12) справедливо при $L/l \geq 50$ [3]. Иначе влияние теплового начального участка на Nu учитывается поправочным множителем $\varepsilon_l > 1$.

Предложенная методика расчета позволяет рассчитать трубчатый утилизатор тепла и определить его параметры. Для этого удобно использовать таблицу MS Excel. В качестве исходных данных выступают параметры наружного и внутреннего воздуха, воздухообмен G , зазоры между трубами, от которых будут зависеть размеры a и b и др.

Расчетным путем установлено, что в коровнике с удельной тепловой характеристикой 0,42 Вт/(м³ °С) привязного содержания 200 коров с уровнем лактации 20 л и средней массой коров 550 кг благодаря утилизации теплоты обеспечиваются оптимальные параметры микроклимата без дополнительного отопления при температуре наружного воздуха до минус 16 °С. При этом $Q_{\text{ут}}$ от двух утилизаторов теплоты составляет более 43 кВт, что позволяет нагреть приточный воздух до температуры $t_{\text{н1}} = -5,43$ °С. При этом $t_y = 2,5$ °С. Для этого потребуется 169 труб диаметром 93,7 мм с толщиной стенки 2,2 мм и длиной $L = 4,27$ м. Скорость воздуха в трубах $v_1 = 1,42$ м/с, а в межтрубном пространстве она ограничена значением $v_2 = 12$ м/с. Общая площадь теплообмена F обоих утилизаторов составила 415 м². При зазоре между трубами 12 мм размеры в сечении $a = b = 1,37$ м.

Вывод. Предложенная методика расчета утилизатора теплоты трубчатого типа позволяет рассчитать и оптимизировать его параметры.

Библиографический список

1. Мартынов, В.М. Обоснование системы вентиляции коровника [Текст] / В.М. Мартынов, Р.А. Хамматов // Современное состояние, традиции и инновационные технологии в развитии АПК: материалы международной научно-практической конференции, посвященной 90-летию Башкирского государственного аграрного университета (в рамках XXX международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2020»). Уфа: Башкирский ГАУ, 2020. С. 195–201.

2. Пат. 2643420 РФ, МПК F24F 7/00, F24F 9/00. Приточно-рециркуляционная установка / В.М. Мартынов; заявители и патентообладатели В.М. Мартынов, Г.П. Юхин, А.А. Катков, А.М. Калимуллин, И.Р. Габидуллин, Р.А. Хамматов. № 2016146240; заявл. 24.11.2016; опубл. 01.02.2018, бюл. № 4. 9 с.

3. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева; изд. 2-е, стереотип. М.: Энергия, 1977. 344 с.

4. РД-АПК 1.10.01.01-18. Методические рекомендации по технологическому проектированию ферм и комплексов крупного рогатого скота (утв. Минсельхозом РФ 1 сентября 2018 г.) [Текст]. М., 2018. 166 с.

5. Бурцев, С.И. Влажный воздух. Состав и свойства [Текст]: учеб. пособие / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. СПб.: СПбГАХПТ, 1998. 146 с.

6. Мартынов, В.М. Аналитическое определение температуры мокрого термометра [Текст] / В.М. Мартынов, Р.А. Хамматов, И.Р. Габидуллин // Актуальные проблемы энергообеспечения предприятий: материалы IV Всероссийской научно-практической конференции в рамках Российского энергетического форума и XXV юбилейной международной выставки «Энергетика Урала». Уфа: Башкирский ГАУ, 2020. С. 109–115.

7. Мартынов, В.М. Аппроксимирующие зависимости для расчета термодинамических свойств влажного воздуха [Текст] / В.М. Мартынов, И.Р. Габидуллин // Современные тенденции решения проблем в инженерных сетях населенных пунктов. Актуальные проблемы рационального использования ресурсов: материалы Всероссийской научно-практической конференции в рамках Весеннего форума строительства и ЖКХ. Уфа: Башкирский ГАУ, 2017. С. 53–57.

8. Chernoiivanov V., Katkov A., Gabitov I. Technical equipment of farms for comfortable cow keeping in winter conditions. Bulgarian Journal of Agricultural Science. Vol. 25, 2019, pp. 45–53.

9. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха [Текст]: учебник для вузов / В.М. Гусев, Н.И. Ковалев, В.П. Попов, В.А. Потрошков; под ред. В.М. Гусева. Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1981. 343 с.

Сведения об авторах

1. **Мартынов Владимир Михайлович**, доктор технических наук, профессор кафедры безопасности жизнедеятельности и технологического оборудования, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, e-mail: m_w_m@mail.ru.

2. **Хамматов Расул Анварович**, инженер, соискатель кафедры безопасности жизнедеятельности и технологического оборудования, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, e-mail: hr11@mail.ru.

3. **Катков Алексей Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры безопасности жизнедеятельности и технологического оборудования, ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, г. Уфа, ул. 50-летия Октября, 34, тел.: +7 (347) 252-72-52.

В статье описаны устройство и принцип действия предложенной приточно-рециркуляционной установки трубчатого типа, применяемой в системах обеспечения микроклимата животноводческих помещений. Представлена методика расчета трубчатого утилизатора тепла, включающая определение конструктивных и режим-

ных параметров, таких как площади теплообменника, количества и длины труб заданного диаметра, расходов встречных потоков воздуха. Параметры теплообменника выбираются из условия незамерзания выпадающего на стенках труб конденсата.

V. Martynov, R. Khammatov, A. Katkov

CALCULATION OF THE SUPPLY AND RECIRCULATION UNIT AND JUSTIFICATION OF ITS PARAMETERS

Key words: *air; temperature; heat; ventilation; pipe.*

Authors' personal details

1. **Vladimir Martynov**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Life Safety and Technological Equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktiabrya St., 34, e-mail: m_w_m@mail.ru.

2. **Rasul Khammatov**, engineer, a competitor of the Department of Life Safety and Technological Equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktiabrya St., 34, e-mail: hr11@mail.ru.

3. **Aleksey Katkov**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Life Safety and Technological Equipment, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Bashkir State Agrarian University», 450001, Ufa, 50-letiya Oktiabrya St., 34.

The article describes the device and operating principle of the proposed supply and recirculation installation of a tubular type. It is used in systems for providing the microclimate of livestock premises. A method for calculating a tubular heat exchanger is presented, which includes determining

© Мартынов В.М., Хамматов Р.А., Катков А.А.

УДК 621.43:681.51

DOI: 10.31563/1684-7628-2020-56-4-117-124

А.В. Неговора, И.Р. Ахметьянов, Д.А. Гусев

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПОЗИТНЫХ БАЛЛОНОВ ДЛЯ КОМПРИМИРОВАННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Ключевые слова: *автотракторная техника; альтернативные виды топлива; компримированный природный газ; газобаллонное оборудование; баллоны сложной формы; компьютерное моделирование.*

Введение. В современных условиях среди альтернативных видов топлив лидирующую позицию занимает газомоторное топливо, оно хорошо подходит в качестве заменителя жидких нефтяных топлив для двигателей внутреннего сгорания благодаря своей экономичности, экологичности и доступности, при этом не требуя кардинальных изменений конструкции автотракторной техники. В настоящее время в сельском хозяйстве, на транспорте и иных отраслях агропромышленного комплекса Российской Федерации используются сжиженные углеводородные газы преимущественно нефтяного происхождения (СУГ, или пропан-бутановые смеси), компримированные (сжатые) природные газы (КПГ) и сжиженные природные газы (СПГ), основой которых является метан.

Наиболее перспективным из перечисленных газомоторных топлив ввиду низкой стоимости и доступности для использования при эксплуатации двигателей являются КПГ, это обусловлено широким развитием в Российской Федерации магистральных газопроводов и промышленно-бытовых газовых сетей, которые позволяют получать сжатый газ несложным и малозатратным способом. По результатам многих исследований, наиболее экологичным, безопасным и выгодным топливом является метан. Использование же сжиженного метана (в виде СПГ), имея перед КПГ некоторые преимущества, требует применения криогенной техники, что трудновыполнимо в условиях предприятий и поэтому мало распространено.

В то же время главной проблемой широкого внедрения КПГ являются большие массо-габаритные показатели заправочных ёмкостей – баллонов, работающих под большим давлением, –

the design and operating parameters, such as the heat exchanger area, the number and length of pipes of a given diameter, and the flow rates of oncoming air flows. The heat exchanger parameters are selected from the condition of non-freezing of condensate falling out on the pipe walls.

до 22 МПа, причём если при использовании КПГ в автобусах большой вместимости, работающих в городской черте, и на тракторах при наличии передвижной заправочной станции не возникает проблем с размещением баллонов, то при использовании на автобусах малого класса и легковых автомобилях такие проблемы возникают: приходится существенно сокращать размеры багажного отсека.

Данную проблему пытаются решить применением баллонов сложной формы: наборных цилиндрических (PPI, USA), дисковых (рисунки 1, 2).

Рисунок 1
Наборные баллоны фирмы PPI, USA

В Российской Федерации научными коллективами ведутся работы по разработке баллонов сложных форм, например, учёные Волжского политехнического института предложили баллон для метана дисковидной формы [1, 2].

Данный производитель решает проблему организации пространства, занимаемого баллонами, путём применения модульной конструкции, позволяющей гибко менять геометриче-