

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-4-325-340>

УДК 697.92

Об энергоэффективности кондиционирования воздуха в помещении

С. Н. Осипов¹⁾, А. В. Захаренко¹⁾, Е. М. Широкова²⁾

¹⁾ГП «Институт жилища – НИПТИС имени Атаева С. С.» (Минск, Республика Беларусь),

²⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

© Белорусский национальный технический университет, 2019
Belarusian National Technical University, 2019

Реферат. Повышение средних температур наружного воздуха и их колебания за последние 20 лет (подтверждением могут служить рекорды летних температур в нашей стране) существенно увеличивают потребность в кондиционировании воздуха в помещениях с длительным присутствием людей, особенно при их большом скоплении (магазины, зрелищные залы, учебные аудитории и т. п.). Процесс кондиционирования достаточно энергоемкий, однако рост благосостояния во многих республиках бывшего СССР, а также увеличивающаяся с каждым годом сложность физиологической адаптации организма человека к повышающимся температурам наружного воздуха обуславливают возможность и одновременно необходимость массового внедрения данных систем. При этом важно учитывать, что цены на электроэнергию в настоящее время сохраняются на достаточно высоком уровне и для владельцев жилья в течение ближайших лет будут только расти. Поэтому разработка новых способов существенного роста энергоэффективности процесса кондиционирования воздуха в помещениях представляет несомненный интерес. Один из таких способов – использование ламинарных или близких к ним подвижных слоев кондиционированного воздуха в ограниченной зоне работы или отдыха людей. Такой зоной, высотой около 1,0–1,2 м от пола, в каждой квартире является, например, жилая комната (спальня), в которой при помощи простых воздухоподающих и воздухозаборных устройств создаются нормативные температурные условия. В случае сидячей работы людей высота зоны кондиционированного воздуха должна увеличиваться до 1,3–1,5 м. В настоящее время уже установлено, что использование ламинарных или близких к ним воздушных потоков благодаря существенно пониженному теплообмену с окружающими нагретыми поверхностями позволяет уменьшать расход электроэнергии в два и более раз. Кроме этого, необходимо отметить простоту подобных систем. В частности, при современных системах контроля и управления кондиционированием воздуха в «обязанности» потребителей входит только установка на управляющем приборе исходных данных, касающихся непосредственно требуемых параметров микроклимата. При этом следует отметить отсутствие в настоящее время целостного научно-технического описания аэродинамических и теплообменных процессов в зоне кондиционирования. Даже в современных условиях для стран с резко континентальным климатом (Россия, Казахстан и др.) проблемой является выбор типа кондиционера для эффективного его использования

Адрес для переписки

Осипов Сергей Николаевич
ГП «Институт жилища –
НИПТИС имени Атаева С. С.»
ул. Ф. Скорины, 15б,
220114, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 263-81-91
up-niptis@rambler.ru

Address for correspondence

Osipov Sergey N.
UE “Institute of Housing –
NIPTIS named after Ataev S. S.”
15b F. Skoriny str.,
220114, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 263-81-91
up-niptis@rambler.ru

в жаркие периоды лета. В общем, можно отметить, что все проблемы энергоэффективного применения кондиционеров необходимо решать комплексно.

Ключевые слова: энергоэффективное кондиционирование, ламинарные потоки, место отдыха, рабочее место, расчет

Для цитирования: Осипов, С. Н. Об энергоэффективности кондиционирования воздуха в помещении / С. Н. Осипов, А. В. Захаренко, Е. М. Широкова // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2019. Т. 62, № 4. С. 325–340. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-4-325-340>

On the Energy Efficiency of Indoor Air Conditioning

S. N. Osipov¹⁾, A. V. Zakharenko¹⁾, E. M. Shirokova²⁾

¹⁾UE “Institute of Housing – NIPTIS named after Ataev S. S.” (Minsk, Republic of Belarus),

²⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus)

Abstract. The increase of average outdoor temperatures and their fluctuations over the past 20 years (as evidenced by the records of summer temperatures in our country) has significantly increased the need for air conditioning premises where people are present for a long time, especially when they are crowded (shops, entertainment halls, classrooms, etc.). The air conditioning process is quite energy-intensive, but the growth of well-being in many republics of the former USSR, as well as the increasing complexity of the physiological adaptation of the human body to rising outdoor temperatures make it possible (and at the same time necessary) to implement these systems on a large scale. It is important to take into account that electricity prices are currently maintained at a high level for homeowners, and in the coming years the prices will only grow. Therefore, the development of new ways of significant increase of the energy efficiency of the indoor air conditioning process is of a great interest. One of these methods is the use of laminar (or close to them) moving layers of conditioned air in a limited area of work or rest of people. Such a zone, about 1.0–1.2 m height from a floor in each apartment is, e.g., living rooms (bedroom) in which standard temperature conditions are created by means of simple air supplying and air intake devices. In the case of sedentary work of people, the height of such a zone of conditioned air should be increased to 1.3–1.5 m. It has already been established that the use of laminar (or close to them) air flows allows to reduce the power consumption by two or more times due to significantly reduced heat exchange with the surrounding heated surfaces. Besides, the simplicity of such systems ought to be noted. In particular, in conditions of modern systems of control and management of air conditioning, the "duties" of consumers include only the installation on the control device of the initial data relating directly to the required parameters of the microclimate. At the same time, it should be noted that there is currently no complete scientific and technical description of aerodynamic and heat exchange processes in the air conditioning zone. Even in modern conditions for countries with a sharply continental climate (Russia, Kazakhstan, etc.), the problem is the choice of the type of air conditioner for its effective use in hot periods of summer. In general, it can be noted that all the problems of energy-efficient use of air conditioners must find a comprehensive solution.

Keywords: energy-efficient air conditioning, laminar flows, place of rest, workplace, calculation

For citation: Osipov S. N., Zakharenko A. V., Shirokova E. M. (2019) On the Energy Efficiency of Indoor Air Conditioning. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 62 (4), 325–340. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-4-325-340> (in Russian)

Введение

В последнее время кондиционирование воздуха в помещениях различного назначения становится особенно необходимым в связи с ростом неравномерности климатических температур, с повышением уровня сложности многих производственных процессов, а также для обеспечения комфортабельного отдыха людей. Поэтому повышение энергоэффективности систем кондиционирования воздуха – актуальная задача.

Основу энергоэффективного кондиционирования составляют следующие условия: уменьшение охлаждаемых объемов помещений, ограничение этих объемов теплоизолирующими материалами и существенное уменьшение перемешивания кондиционированных потоков воздуха с окружающими теплыми. Если первые два условия не требуют научного анализа, то третье нуждается в значительных научных исследованиях.

В физической основе третьего условия лежат организация и использование слоевых ламинарных или близких к ним потоков в зонах длительного (в течение часов) пребывания людей. Результаты наиболее значимых исследований слоевых потоков в помещениях стали известны со второй половины XX в. [1, 2]. Так, в [1] приведена зависимость искривления оси охлажденной струи с применением критерия Архимеда (Ar), а в [2] описывается процесс перемешивания легкого газа (метана в горных выработках угольных шахт) со спутным турбулентным потоком воздуха с образованием слоя с использованием критерия Ричардсона (Ri) и слоевого числа. Утверждается, что при $c_w/c_f > 3$ (c_w – коэффициент трения для турбулентного потока воздуха по слою; c_f – коэффициент трения для основного потока) для горизонтальных горных выработок, в которых образуются длинные слои, число расслоения лежит в пределах от 1 до 2. Для чисел расслоения более 5 слои практически не образуются.

Среди других выделяется публикация А. П. Нетюхайло [3], где на основании анализа соотношений между энергиями турбулентности и гравитационной в неоднородном по плотности потоке оценивается устойчивость расслоения течения в соответствии с Ri , для которого критическое значение равно 2. Указывается, что по исследованиям других авторов критическое значение $Ri \approx 0,25$. Такое большое различие критических значений Ri для решения поставленной задачи обуславливает использование классических дифференциальных уравнений движения и сплошности пограничного слоя раздела для жидкостей с плотным расслоением. В [3] показано, что при воздействии спутного турбулентного потока потеря устойчивости ламинарного течения может характеризоваться следующей зависимостью:

$$C_{кр} = Re_{\delta} Fr_{\delta}^n = \frac{1}{A_{кр}^3}, \quad (1)$$

где Re_{δ} , Fr_{δ} – критерий Рейнольдса и Фруда для динамического пограничного слоя раздела потоков; $A_{кр}$ – показатель, зависящий от многих (пяти) коэффициентов.

Анализ нейтральных кривых устойчивости позволил определить численные значения параметра устойчивости для каждой формы движения: 1 – безволновое ламинарное течение при $A_1 \geq 0,19$; 2 – движение регулярных волн при $A_2 \geq 0,125-0,190$; 3 – движение неустойчивых волн при $A_3 \geq 0,108-0,125$; 4 – коротковолновое движение при $A_4 \geq 0,085-0,108$; 5 – турбулентное движение при $A_5 < 0,085$.

Хотя различие величин $A_{кр}$ между устойчивыми ламинарным и турбулентным течениями всего в 2,2 раза, но с учетом (1) различие в величинах $C_{кр}$ составляет уже $2,23^3 \approx 11,2$ раза. Однако эти данные были получены для H_2O , вязкость которой при температуре 15 °С примерно в 60 раз больше вязкости воздуха. Кроме того, другие ее свойства также сильно отличаются, что может кардинально влиять на физику формирования вида течения.

Для оценки скорости всплывания более легкого газа через более тяжелый или наоборот можно использовать решение дифференциального уравнения конвективной диффузии [4] и два новых критерия: гравитации $K_{гр} = gH^3/\nu_v D_0$ и конвективно-диффузионного переноса примеси $K_{к.п} = -\nu_{ср} H/D_y$ (где g – ускорение свободного падения; H – высота выработки; ν_v – вязкость воздуха; D_0, D_y – коэффициенты диффузии; $\nu_{ср}$ – средняя скорость всплывания метана). Расчетные данные хорошо согласуются с данными экспериментов в шахтах Донбасса при стационарной диффузии CH_4 и в шахтах Кузбасса при нестационарной диффузии CH_4 .

В 1978 г. в Московском инженерно-строительном институте А. И. Челышевым была защищена сугубо экспериментальная работа по изменению температуры воздуха по высоте вентилируемого производственного помещения с избытками теплоты [5], что свидетельствует об отсутствии существенных аналитических разработок этого важного вопроса в то время, хотя при описании поисков его решения упоминается ряд фамилий исследователей.

Интересные научные результаты исследования режимов движения воздуха в помещениях приведены в учебнике В. Н. Богословского [6, с. 42, 43, 304], где сказано, что верхняя граница ламинарной области соответствует критическому значению $GrPr_{кр} = 1,7 \cdot 10^8$. Для полной высоты ламинарной зоны среднеинтегральное значение критерия Нуссельта $Nu = 68,5$. Отмечается температурное расслоение воздуха по высоте помещения, по которому производится оценка эффективности обогрева. Наилучшим является обогрев при равномерном распределении температуры по высоте, что происходит при напольном отоплении [6, рис. VI.7].

В 1982 г. в СССР появился способ [7], который основывается на том, что с целью поддержания заданной относительной влажности в различных зонах помещения обработку наружного и рециркуляционного потоков воздуха необходимо осуществлять соответственно до заданных минимального и максимального значений влагосодержания, а смешивание производить в количествах, определяемых заданным влагосодержанием для каждой зо-

ны. Отдельно также предусматривался нагрев смеси потоков наружного и рециркуляционного воздуха до заданной температуры. К основным недостаткам данного способа при использовании ламинарных потоков воздуха можно отнести определенную сложность точного определения нормируемых параметров воздушных масс в изменяющихся условиях окружающей среды, а также высокую энергоемкость процессов их смешивания и подогрева.

В 1987–1991 гг. БПИ было получено пять авторских свидетельств на способы распределения воздуха в помещении [8–10] и еще шесть аналогичных способов, заявленных через Белорусский НИИ средств автоматизации, получивших положительные решения, но объявленных «для служебного пользования» (заявки № 4713140/29/090616 с пр. от 03.07.1989; № 4741673/29/122013 с пр. от 29.02.1989; № 467713/23-29/052385 с пр. от 11.04.1989; № 4685727/23-29/062343 с пр. от 03.05.1989; № 4671956/23-29/046854 с пр. от 03.04.1989; № 4716025/29/092430 с пр. от 05.07.1989).

Однако проблема энергоэффективного кондиционирования воздуха в зонах отдыха или работы одного или близко расположенных нескольких людей путем использования ламинарных потоков не была решена до 2009 г., когда был получен евразийский патент [11]. Такое положение сохраняется до сих пор, по-видимому, потому, что изготовителям кондиционеров и установщикам систем просто невыгодно применять энергоэффективные системы кондиционирования, а потребители не информированы о таких системах. Поэтому в данной статье приведены возможные варианты и достаточно простые примеры расчета необходимой производительности кондиционеров.

Основы энергоэффективного кондиционирования воздуха в ограниченных зонах помещений

Один из наиболее известных способов кондиционирования воздуха в помещении, повышающий экономичность данного процесса, заключается в обеспечении такого режима движения потоков кондиционированного воздуха, при котором сохраняются ламинарный или интенсивно-ламинарный потоки во всей кондиционируемой зоне, что приводит к резкому уменьшению интенсивности теплообмена с ограждающими поверхностями и приграничной областью соприкосновения сред различных зон. Основной принцип реализации данного способа заключается в обработке воздуха и подаче его в ограниченную зону помещения, а затем – в заборе отработанного объема воздуха, образуя при этом два противоточных воздушных потока с обеспечением допустимого перепада по температуре и интенсивного ламинарного режима свободных конвективных потоков в самой ограниченной зоне помещения. На твердых ограждениях зоны ламинарного режима в пограничном слое и ламинарного режима в приграничной области соприкосновения сред различных зон происходит уменьшение интенсив-

ности теплообмена, что позволяет резко сократить расход энергии на обеспечение требуемого температурного режима.

Интересен парадоксальный вариант кондиционирования воздуха в помещении с использованием систем лучистого потолочного отопления для охлаждения помещений в летнее время [12, с. 409–414; 13, с. 83–90]. Конструкция подобных систем представляла собой встроенные в железобетонное перекрытие трубчатые змеевики, по которым пропусклась холодная вода. Охлаждаемая таким образом потолочная поверхность способствовала охлаждению всего помещения, посредством чего создавались комфортные условия для пребывания человека в данном помещении даже при очень высоких наружных температурах воздуха. Несмотря на выявленную эффективность подобных систем, необходимость в больших площадях радиационных панелей (что приводит к усложнению конструкции и значительным тепловым потерям) была признана существенным недостатком при решении о массовом внедрении подобных систем радиационного охлаждения помещений в зданиях.

Описанный далее способ кондиционирования воздуха в помещении обеспечивает уменьшение энергозатрат путем снижения интенсивности теплообмена между ограждающими поверхностями и некондиционируемой зоной за счет ламинарных режимов движения кондиционируемых потоков воздуха. В общем, процесс кондиционирования заключается в следующем: воздух, подаваемый в ограниченную зону помещения, в которой предусмотрено пребывание людей, подвергают тепловлажностной обработке в системе кондиционирования и подают в нижнюю часть зоны в режиме, обеспечивающем ламинарный поток. Проходя вдоль нижних ограждающих поверхностей, воздух частично нагревается и за счет архимедовых сил постепенно переходит в верхнюю часть зоны. Основной поток достигает ограждающей противоположной поверхности зоны, изменяет свое направление на обратное и поступает к вытяжному устройству, расположенному в верхней части зоны, образуя второй противоположный поток. При этом в самой зоне создается интенсивный ламинарный режим свободно конвективных потоков, а в приграничной области соприкосновения сред в верхней части данной зоны – ламинарный режим. Режимы, протекающие в ограниченной зоне помещения, обеспечиваются за счет расчетного распределения скоростей воздуха в самой зоне. Требуемый перепад температуры в кондиционируемой зоне обеспечивается благодаря расчету температуры и расхода воздуха, подаваемого в зону с учетом источников тепловыделения. Расчетные режимы движения потоков кондиционированного воздуха позволяют уменьшить интенсивность теплообмена с ограждающими поверхностями и приграничной областью соприкосновения сред различных зон. Схема для осуществления предложенного способа кондиционирования воздуха в жилом помещении (спальня, гостиная и т. п.) представлена на рис. 1.

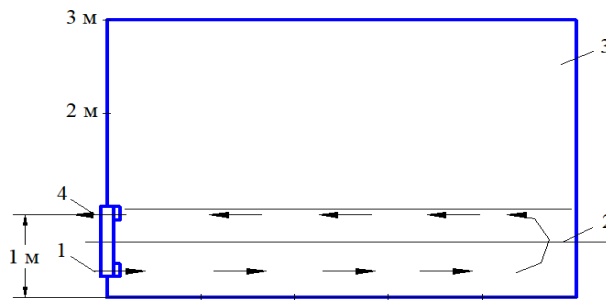


Рис. 1. Схема системы кондиционирования жилого помещения с использованием ламинарных потоков воздуха: 1 – устройство подачи обработанного воздуха; 2 – ограниченная зона подачи обработанного воздуха; 3 – охлаждаемое помещение; 4 – вытяжное устройство

Fig. 1. The diagram of the air conditioning system of the dwelling with the use of laminar air flows: 1 – device for treated air supplying; 2 – limited area for treated air supplying; 3 – cooled room; 4 – exhaust device

Пример реализации предлагаемого способа

Принимаем исходные данные для расчета в соответствии с требованиями [14–16]:

1) для условий Казахстана (г. Алматы), где многие предприятия Беларуси проектируют и строят здания: температура наружного воздуха $t_n = 31,5$ °С, расчетная температура воздуха в зоне помещения $t_p = 25$ °С, температура подаваемого воздуха в помещение $t_o = 20$ °С;

2) движение воздушных потоков близко к интенсивному ламинарному режиму ($Re = 2000–3000$);

3) теплообмен на границе холодного и теплого потоков при ламинарном режиме происходит за счет теплопроводности;

4) вдоль пола и стен в холодной зоне движение потоков вынужденное в ламинарном режиме.

Расчет производится для кондиционирования спальных мест в жилой комнате.

Учитывая обычное расположение конвекторов не выше уровня подоконника и высоту спальных мест над уровнем пола, для ориентировочного расчета примем высоту холодного слоя 1 м в жилой комнате размера 3×5 м. Тогда в холодной зоне должно образоваться два слоя воздуха, движущихся навстречу друг друга, толщиной примерно по $\Delta h = 0,5$ м.

1. Исходя из допустимого перепада температур $\Delta t = t_p - t_o = 25 - 20 = 5$ °С и среднего значения критерия Рейнольдса $Re = 2500$, определим часовой расход воздуха в холодной зоне и количество холода, переносимого этим воздухом. Для данных условий из критерия Рейнольдса Re

$$v = \frac{vRe}{d}, \quad (2)$$

где v – скорость воздушного потока, м²/с; v – коэффициент кинематической вязкости, $v = 1,6 \cdot 10^{-5}$ м²/с; d – толщина слоя, $d = \Delta h = 0,5$ м.

Тогда средняя скорость воздуха в кондиционированном слое

$$v = \frac{1,6 \cdot 10^{-5} \cdot 2500}{0,5} = 0,08 \text{ м/с.} \quad (3)$$

Расход воздуха

$$Q = 0,5 \cdot 3,0 \cdot 0,08 = 0,12 \text{ м}^3/\text{с} = 432 \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (4)$$

Переносимое количество холода

$$q = C_p \rho Q \Delta t = 1,005 \cdot 1,2 \cdot 432 \cdot 5 = 2605,0 \text{ кДж/ч.} \quad (5)$$

где C_p – удельная теплоемкость, $C_p = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$; ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Для расчета конвективного теплообмена холодного воздуха с полом и боковыми стенками определим среднее значение коэффициента конвективного теплообмена α_k по формуле для вынужденной конвекции [6], приняв при этом температуру поверхности пола и стен в стационарном режиме $t_{ст} = 29 \text{ °C}$, а среднюю расчетную температуру воздуха 22 °C . Тогда

$$\alpha_k = 3,38 \sqrt{v/l} = 3,38 \sqrt{0,08/5} = 0,43 \text{ ккал/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)} = 1,8 \text{ кДж/(ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{°C)}, \quad (6)$$

где l – длина помещения, м.

Количество холода, затрачиваемого при контакте с полом и стенами, составит

$$q_{п+ст} = \alpha_k S \Delta t = 1,8 \cdot (3 \cdot 5 + 1 \cdot 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1) \cdot (29 - 22) = 352,8 \text{ кДж/ч.} \quad (7)$$

Расчет теплообмена между горячей и холодной зонами через верхнюю границу холодной зоны, исходя из учета процесса теплопроводности, производим с использованием решения задачи теплопередачи в полуограниченном теле [17]. Используем формулу

$$q_b = 2S \sqrt{\lambda C_p \rho / \pi} (t_r - t_x) / 2\sqrt{r}, \quad (8)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, $0,023 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ ($\text{Дж/(с} \cdot \text{м} \cdot \text{°C)}$); t_r – температура воздуха в горячей зоне, $t_r = 31,5 \text{ °C}$; t_x – температура воздуха в холодной зоне, $t_x = 22 \text{ °C}$; r – время прогрева холодного слоя при его движении между противоположными ограждениями помещения, что составляет $r = l/v = 5/0,08 = 62,5 \text{ с} = 0,017 \text{ ч}$.

Тогда теплоступления за один проход воздуха

$$\Delta q_b = 2 \cdot 15 \cdot \sqrt{0,023 \cdot 1,005 \cdot 10^3 \cdot 1,2 / 3,14} (31,5 - 22) / 2\sqrt{62,5} = 3,35 \text{ кДж.} \quad (9)$$

Количество проходов воздуха за 1 ч $n = 1/0,017 = 59 \text{ 1/ч}$. Часовой приток теплоты в холодную зону через верхнюю границу $q_b = \Delta q_b n = 3,35 \cdot 59 = 197,65 \text{ кДж/ч}$. Приток горячего воздуха из горячей зоны в холодную

примем для ламинарного режима равным 10 % от расхода воздуха в холодном слое, т. е. 43,2 м³/ч. Тогда расход холода на охлаждение притекающего воздуха

$$q_{об} = C_p \rho (t_r - t_x) \Delta Q = 1,005 \cdot 1,2 \cdot (31,5 - 22) \cdot 43,2 = 495,0 \text{ кДж/ч.} \quad (10)$$

Итого, общий приток теплоты $\Sigma q = 352,8 + 197,65 + 495,0 = 1045,5$ кДж/ч. С учетом тепловыделения двух человек в режиме отдыха по 418,68 кДж/ч $\Sigma q = 1045,5 + 837,36 = 1882,9$ кДж/ч, что позволяет уменьшить перепад температур воздуха на выходе из устройства подачи обработанного воздуха примерно на 1 °С (увеличить на выходе – с 20 до 21 °С) или уменьшить расход воздуха до 320 м³/ч. При сохранении расчетных условий кондиционирования можно обеспечить трех или даже четырех человек допустимыми условиями отдыха (ГОСТ 30494–2011).

Данный расчет показывает преимущество локального кондиционирования помещения по отношению к кондиционированию всего помещения, на которое холодильные нагрузки составляют около 1,7–2,6 кВт [18], тогда как по предлагаемому способу – 0,53 кВт. При этом не учитывается возможность прогрева воздуха помещения через окна, которые необходимо прикрывать наружными жалюзи.

Для сравнения с предлагаемым способом произведен ориентировочный (точная методика такого расчета отсутствует) расчет расхода холода для кондиционирования воздуха в сравниваемой зоне с помощью кондиционера при тех же условиях, что и в приведенном выше примере, но при турбулентных воздушных потоках.

Для сохранения прежних условий кондиционирования в нижней зоне размерами в вертикальной плоскости 5×1 м располагаем ось выхода холодной плоской струи из кондиционера со скоростью $v = 5$ м/с на высоте 1 м от пола и определяем угол выпуска β холодной струи, при котором ось потока достигает противоположной вертикальной поверхности (стены) хотя бы на уровне пола (рис. 2).

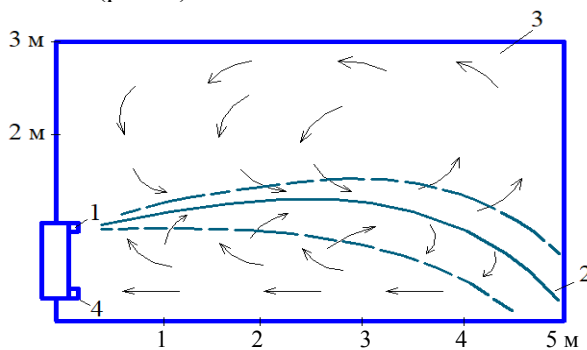


Рис. 2. Схема системы кондиционирования помещения с использованием турбулентных потоков воздуха: 1 – устройство подачи обработанного воздуха; 2 – ограниченная зона подачи обработанного воздуха вдоль оси выхода холодной плоской струи; 3 – охлаждаемое помещение; 4 – вытяжное устройство

Fig. 2. The diagram of air conditioning system of the premises with the use of turbulent air flows: 1 – feeder of the processed air; 2 – restricted area of flow of the treated air along the axis of the outlet cold flat jet; 3 – cooled room; 4 – exhaust device

Для этих условий выхода холодной струи критерий Рейнольдса

$$Re = 2b_0v/v = 2 \cdot 0,05 \cdot 5/(14,8 \cdot 10^{-6}) = 3,4 \cdot 10^4. \quad (11)$$

При наличии перепада температур струя в зависимости от условий движения и температурных полей отклоняется, что можно учесть через величину критерия Архимеда [19, с. 189]

$$Ar_x = (n/m^2)Ar_0(x/b_0)^{3/2}, \quad (12)$$

где n , m – коэффициенты затухания, равные для плоской струи 2,0 и 2,5 [19, с. 182]; Ar_0 – критерий Архимеда в начальном сечении,

$$Ar_0 = 19,62 \cdot (\Delta t_0 b_0 / v_0^2 T_{окр}); \quad (13)$$

Δt_0 – перепад температур между температурами на выходе струи из сопла (17 °С) и окружающей средой ($T_{окр} = 30$ °С или 27 °С); v_0 – скорость выхода струи, равная примерно 5 м/с; b_0 – ширина щели, из которой выходит холодный воздух, $b_0 = 0,05$ м.

После подстановки всех численных значений получим критерии Архимеда на разных расстояниях от выпускного отверстия, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Значения критерия Архимеда на разных расстояниях от выпускного отверстия
Archimedes number values at different distances from the outlet

x , м	1	2	3	4	5
Ar_x	0,037	0,105	0,193	0,296	0,420

Скорость потока выходящего из кондиционера холодного воздуха определяем из формулы

$$v_x = \frac{vm}{\sqrt{x/b_0}}. \quad (14)$$

Значения v_x на различном расстоянии от выпускного отверстия представлены в табл. 2.

Таблица 2

Значения скорости потока выходящего из кондиционера холодного воздуха на различном расстоянии от выпускного отверстия

The values of the flow rate of the cold air leaving the air conditioner at a different distance from the outlet

x , м	1	2	3	4	5
v_x , м/с	2,80	1,96	1,60	1,40	1,25

При $Ar_x > 0,15$ плоские струи уже заметно отклоняются под действием гравитационных сил от прямолинейного движения. Для определения зоны начала заметного отклонения холодной струи на рис. 3 показаны значе-

ния $v = f(x)$ (кривая 1), $Ar_x = f(x)$ (кривая 2) и $Ar = 0,15$ (линия 3). Как видно из приведенных кривых, на расстоянии около 2,5 м от кондиционера поток холодного воздуха начинает заметно отклоняться вниз.

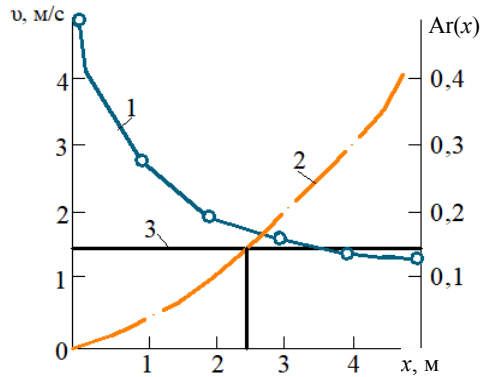


Рис. 3. Изменение критерия Архимеда и скорости потока выходящего из кондиционера холодного воздуха на разных расстояниях от выпускного отверстия

Fig. 3. Changing the Archimedes number and the flow rate of the cold air leaving the air conditioner at different distances from the outlet

Искривление оси охлажденной струи определяем по формуле [1]

$$\bar{y} = \bar{S} \sin \theta_0 + 0,091 Ar_0 \sqrt{T_0 / T_{\text{окр}}} (\bar{S})^{5/2}, \quad (15)$$

где $\bar{y} = y \cdot 2 / b_0$, $\bar{S} = \bar{x} \cdot 2 / b_0$ – для рассматриваемого случая, при использовании прежних условных обозначений для b_0 и x ; y – расстояние от оси выпускаемого холодного потока воздуха по вертикали; T_0 – температура воздушного потока на выходе струи из кондиционера, К; θ_0 – угол между осью выпуска струи и горизонтальной поверхностью.

Однако эта формула получена для нагретой по сравнению с окружающей средой свободной воздушной струи. Для охлажденной струи формула примет вид

$$\bar{y} = -\bar{S} \sin \theta + 0,091 Ar_0 \sqrt{T_{\text{окр}} / T_0} (\bar{S})^{5/2}. \quad (16)$$

В результате расчета при $\theta = 0$, т. е. в случае совпадения оси выпуска струи с горизонтальной поверхностью, получены данные, приведенные в табл. 3.

Таблица 3

x , м	1	2	3	4	5
\bar{y} , м	0,03	0,17	0,47	0,97	1,70

Учитывая, что уровень расположения оси выпуска холодной струи над полом равен $\bar{y}_0 = 1$ м для доставки холодного воздуха хотя бы в противоположный угол ($x = 5$ м, $y = 0$), т. е. кондиционирования выбранной зоны (рис. 2), ось выпуска холодной струи необходимо направить вверх под углом

$$\beta = \arctg 0,7/5,0 = \arctg 0,14 = 8^\circ. \quad (17)$$

Если учесть кривизну оси холодного потока от места выпуска до противоположного угла, то его длина уже будет не 5 м, а почти 6 м. Однако в данном расчете по методике, разработанной для свободной плоской струи, необходимо учитывать стеснение струи на последнем участке перед стеной. Поэтому в качестве расчетного участка холодной струи следует принять первые 5 м от места выхода струи из кондиционера.

Как показывают расчеты полей температур, основанные на рекомендациях литературных источников и аналогии распределения скоростей и температур в поперечном сечении струи с учетом различных значений $T_{\text{окр}}$ для нижней ($T_{\text{окр}} = 27^\circ\text{C}$) и верхней зон ($T_{\text{окр}} = 33^\circ\text{C}$) (рис. 4), на 5 м движения охлажденной струи перепад температур уменьшается до (2–3) $^\circ\text{C}$, а поле температур значительно выравнивается. При этом объем присоединенных масс воздуха достигает 3–4-кратного значения, выходящего из кондиционера ($Q = 500 \text{ м}^3/\text{ч}$), т. е. в целом достигает 2000–2500 $\text{м}^3/\text{ч}$.

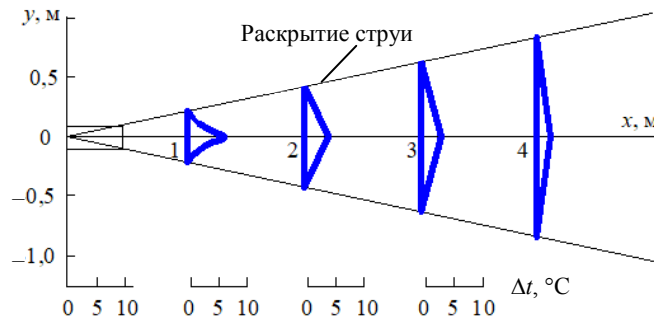


Рис. 4. Схема расширения турбулентной струи и изменения полей скоростей при удалении от выпуска на расстояние x

Fig. 4. The diagram of expansion of the turbulent jet and changes in velocity fields when receding at a distance x from the outlet

Считаем, что присоединение масс воздуха из окружающего пространства происходит примерно симметрично, т. е. из нижней и верхней зон – по 1000 $\text{м}^3/\text{ч}$. Тогда потери холода, уходящего вместе с воздухом в силу закона неразрывности потока, с учетом поля температур составляют 30 %. В нижнюю зону попадает около 60 % холода и 60 % воздуха (примерно 1500 $\text{м}^3/\text{ч}$).

Общее количество холода, подаваемого кондиционером в помещение, составит

$$q_0 = QC_{p,o}\Delta t, \quad (18)$$

где $C_{p,o}$ – объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении и t_0 .

Согласно справочным данным [20, с. 324], $C_p = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$; $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ и $C_{p,o} = 1,005 \cdot 1,2 = 1,21 \text{ кДж}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{C})$. Тогда $q_0 = 500 \cdot 1,21 \cdot 10 = 6050 \text{ кДж}/\text{ч}$, из которых в верхнюю зону уходят не менее $6050 \cdot 40/100 = 2420 \text{ кДж}/\text{ч}$. В нижнюю зону выпадает около $6050 - 2420 = 3630 \text{ кДж}/\text{ч}$.

Определим среднее значение критерия Рейнольдса в нижней кондиционируемой зоне. При этом толщина возвратного потока, омывающая пол и нижние части стен с учетом средней толщины прямого потока с присоединенными массами, изменяется примерно от 0,05 (в дальнем углу) до 1,00 м (у кондиционера), а толщина прямого потока также изменяется в обратном порядке в этих же пределах. Расход воздуха в нижней зоне с учетом рециркуляции составляет около 1500 м³/ч. Средняя скорость потоков с учетом поперечных размеров половины зоны (1×3 м)/2 = 1,5 м² составит $v_{cp} = 1500/(1,5 \cdot 3600) = 0,28$ м/с. Тогда среднее значение критерия Рейнольдса в нижней зоне (с учетом температуры) – $Re = 2 \cdot 0,5 \times 0,28/(15,5 \cdot 10^{-6}) = 1,8 \cdot 10^4$, т. е. режим движения воздуха в нижней зоне явно турбулентный.

Исходя из средней скорости движения воздуха в нижней зоне, найдем потери холода при теплообмене воздуха с полом и боковыми стенами, приняв приведенную выше зависимость коэффициента конвективного теплообмена для случая ламинарного пограничного слоя, хотя при этом режим движения воздушного потока турбулентный. Тогда

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 3,38\sqrt{v/l} = 3,38\sqrt{0,28/5} = 0,80 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) = \\ &= 3,35 \text{ кДж}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \end{aligned} \quad (19)$$

Количество холода, затрачиваемого при контакте с полом и стенами:

$$q_{п+ст} = \alpha_k S \Delta t = 3,35 \cdot (3 \cdot 5 + 1 \cdot 5 \cdot 2 + 3 \cdot 1) \cdot (29 - 22) = 656,6 \text{ кДж}/\text{ч}. \quad (20)$$

С учетом тепловыделения двух человек

$$\Sigma q = 2420 + 656,6 + 837,36 = 3914,0 \text{ кДж}/\text{ч}.$$

Сравнения затрат холода при кондиционировании одинаковой зоны в условиях ламинарного и турбулентного режимов вентиляции приведены в табл. 4.

Таблица 4

Режим	Вид тепlopоступления, кДж/ч			Всего с запасом 10 %
	из верхней зоны	от ограждающих конструкций	от людей	
Ламинарный	693	353	837	2071
Турбулентный	2420	657	837	4305

Следовательно, использование ламинарных режимов движения воздуха в кондиционированной зоне уменьшает теплопритоки от ограждающих конструкций и из верхней зоны примерно в два-три раза. Общий расход холода для кондиционирования воздуха по предлагаемому способу для зоны уменьшается ориентировочно в два раза.

Если кондиционировать все помещения, а не ограниченную зону, то расход холода увеличивается еще в полтора раза и достигнет нижних пределов, указанных Д. Крумом и Б. Робертсом.

Таким образом, предлагаемый способ кондиционирования воздуха повышает экономичность примерно в два раза за счет кондиционирования

локальной зоны помещения путем обеспечения такого режима движения противоточных потоков кондиционированного воздуха, при котором сохраняется ламинарный или интенсивно-ламинарный поток во всей кондиционированной зоне, что приводит к резкому уменьшению интенсивности теплообмена с ограждающими поверхностями и приграничной областью соприкосновения сред различных зон.

Большой интерес представляет работа В. Д. Акельева [21], в которой приведено обобщение процессов тепло- и массопереноса при свободной конвекции в пространствах, расположенных в замкнутых контурах. Показано [21, с. 27], что при свободной конвекции горизонтальных потоков воздуха в ламинарном режиме общие потери давления на трение при протяженности даже 12–15 м составляют менее 10^{-2} Па. Такие ничтожные перепады давления свидетельствуют о теоретической возможности достаточно устойчивого сочетания за счет гравитационной составляющей двух противоположно направленных ламинарных потоков воздуха.

Изложенные выше материалы относятся только к зонам отдыха небольшого количества людей без каких-либо дополнительных источников тепловыделений. Кроме этого, при наличии тепловыделяющих устройств типа современных телевизоров, видеопроекторов при мощности до 100 Вт использование для кондиционирования ламинарных воздушных слоев также достаточно энергоэффективно. При оценке условий кондиционирования воздуха в помещениях для работы людей на компьютерах с прочим офисным оборудованием и большой площадью светопрозрачных конструкций значительный интерес представляет статья [22]. Приведенные в ней величины теплопоступлений в помещения офисов позволяют констатировать, что при отсутствии теплопоступлений через заполнения светопрозрачного фасада также возможно эффективное использование слоевого кондиционирования воздуха. Для компенсации теплопоступлений через светопрозрачный фасад уже необходимо применение интенсивно-ламинарного режима.

ВЫВОДЫ

1. Противоточные ламинарные свободно конвективные потоки позволяют избавиться от необходимости перемешивания воздуха в разных зонах и сосредоточить выпуск и забор воздуха с одной стороны, обеспечив образование верхней некондиционированной зоны.

2. Интенсивно-ламинарный режим дает возможность по отношению к ламинарному обеспечивать максимально необходимую подвижность воздуха исходя из допустимых перепадов температуры в зоне кондиционирования, так как при ламинарном режиме из-за малых скоростей потоков и расходов воздуха в поперечном сечении зоны может не обеспечиваться необходимый температурный режим.

3. Ламинарный режим вблизи твердых ограждений и пограничный слой на них являются наиболее постоянными факторами и сохраняются на всей поверхности теплообмена между ограждениями и воздушными потоками, в результате чего обеспечивается минимальный нагрев воздуха в кондиционированной зоне.

4. Ламинарный режим в приграничной области соприкосновения сред различных зон обеспечивает теплоотдачу путем теплопроводности без влияния тепломассообмена за счет турбулентной диффузии.

5. Использование ламинарных режимов движения слоев кондиционированного воздуха в зонах длительного пребывания людей в помещениях позволяет существенно экономить расход электроэнергии на кондиционирование.

ЛИТЕРАТУРА

1. Батулин, В. В. Основы промышленной вентиляции / В. В. Батулин. 3-е изд., доп. М.: Профиздат, 1965. 608 с.
2. Bakke, P. Turbulent Diffusion of a Buoyant Layer at a Wall / P. Bakke, S. J. Leach / Applied Scientific Research. Vol. 15, No 1. Munich, 1965. P. 97–136.
3. Нетюхайло, А. П. Исследования устойчивости и кинематической структуры течений разноплотностных жидкостей / А. П. Нетюхайло // Харьк. ин-т ж.-д. транспорта имени С. М. Кирова. Харьков, 1969. 20 с.
4. Осипов, С. Н. О концентрациях метана в изотермических условиях непрветриваемых горизонтальных тупиковых выработок / С. Н. Осипов, И. И. Зинченко / Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1971. № 5. С. 117–125.
5. Чельшев, А. И. Исследование закономерности изменения температуры воздуха по высоте вентилируемого производственного помещения с избытками тепла / А. И. Чельшев. М.: Моск. инж.-строит. ин-т имени В. В. Куйбышева, 1977. 20 с.
6. Богословский, В. Н. Строительная теплофизика. Теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Н. Богословский. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1982. 415 с.
7. Способ кондиционирования воздуха в многозональной двухканальной системе: а. с. SU № 793074 М.кл. F24F3/00,7 / А. Я. Креслинь, Э. Э. Дзелзитис, М. Н. Шуев. Опубл. 30.01.1982.
8. Способ распределения воздуха в помещении: а. с. SU № 1692235 A1, F24F5/00,7/00 / С. Н. Осипов [и др.]. Опубл. 07.12.1988.
9. Способ распределения воздуха в помещении: а. с. SU № 1786340 A1, F24F7/00 / С. Н. Осипов [и др.]. Опубл. 06.02.1991.
10. Способ распределения воздуха в помещении: а. с. SU № 1812860 A2, F24F5/00,7/00 / С. Н. Осипов [и др.]. Опубл. 09.04.1990.
11. Способ распределения воздуха в помещении: Евраз. пат. № 011697 / С. Н. Осипов. Опубл. 28.04.2009.
12. Нестеренко, А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А. В. Нестеренко. 3-е изд. перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1971. 459 с.
13. Колпаков, Г. В. Регулирование микроклимата в условиях летнего перегрева зданий: радиационное охлаждение / Г. В. Колпаков. М.: Стройиздат, 1970. 175 с.
14. Отопление, вентиляция и кондиционирование: СНиП РК 4.02-42–2006. Введ.: 06.01.2007. 54 с.
15. Строительная климатология: СНиП РК 2.04.01–2010. Введ.: 29.12.2010. 45 с.
16. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях: ГОСТ 30494–2011. Введ.: 12.07.2012. М.: Стандартинформ, 2013. 23 с.
17. Пехович, А. И. Расчеты теплового режима твердых тел / А. И. Пехович, В. М. Жидких. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1976. 351 с.
18. Крум, Д. Ж. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий / Д. Ж. Крум, Б. М. Робертс; пер. с англ. Е. Е. Карписа, М. Л. Сосина. М.: Стройиздат, 1980. 399 с.
19. Справочник проектировщика / В. Н. Богословский [и др.] / под ред. И. Г. Старовойрова. 2-е изд., перераб. и доп. М., 1977. Ч. 2: Вентиляция и кондиционирование воздуха. 502 с.
20. Мартыненко, О. Г. Свободно-конвективный теплообмен / О. Г. Мартыненко, Ю. А. Соколовишин. Минск: Наука и техника, 1982. 398 с.
21. Акельев, В. Д. Тепло- и массообмен в ограниченных пространствах строительных конструкций и сооружений / В. Д. Акельев. Минск: БНТУ, 2010. 316 с.
22. Борухова, Л. В. Определение воздухообмена в помещениях общественных зданий с большой площадью светопрозрачных конструкций / Л. В. Борухова, А. С. Шибeko // Наука и техника. 2017. Т. 16. № 2. С. 125–130. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-2-125-130>.

REFERENCES

1. Baturin V. V. (1965) *Fundamentals of Industrial Ventilation*, 3rd ed. Moscow, Profizdat Publ. 608 (in Russian).
2. Bakke P., Leach S. J. (1965) Turbulent Diffusion of a Buoyant Layer at a Wall. *Applied Scientific Research*, 15 (1), 97–136. <https://doi.org/10.1007/bf00411550>.
3. Netyukhailo A. P. (1969) *Studies of Stability and Kinematic Structure of Flows of Different-Density Liquids*. Kharkiv, Kharkiv Institute of Railway Transport named after S. M. Kirov. 20 (in Russian).
4. Osipov S. N., Zinchenko I. I. (1971) On Methane Concentrations in Isothermal Conditions of Unventilated Horizontal Dead-End Elaborations. *Journal of Mining Science*, 7 (5), 589–596. <https://doi.org/10.1007/bf02501077>.
5. Chelyshev A. I. (1977) *Study of the Regularity of Air Temperature Changes in Accordance with the Height of Ventilated Production Premises with Excess Heat*. Moscow, Moscow Institute of Civil Engineering named after V. V. Kuibyshev (MISI). 20 (in Russian).
6. Bogoslovskii V. N. (1982) *Construction Thermophysics: Thermophysical Fundamentals of Heating, Ventilation and Air Conditioning*. 2nd ed. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 415 (in Russian).
7. Kreslin' A. Ya., Dzelzitis E. E., Shuev M. N. (1982) *Air Conditioning Method in Multispectral Two-Channel System*. Author's Certificate USSR No 793074 (in Russian).
8. Osipov S. N., Staroverov V. M., Klenovskii A. I., Abdusaidov A. A. (1988) *Method of Air Distribution in the Room*. Author's Certificate USSR No 1692235 (in Russian).
9. Osipov S. N., Staroverov V. M., Klenovskii A. I., Abdusaidov A. A. (1991) *Method of Air Distribution in the Room*. Author's Certificate USSR No SU 1786340 A1 (in Russian).
10. Osipov S. N. [et al.]. *Method of Air Distribution in the Room: SU Author's Certificate No 1812860 A2, F24F5/00, 7/00 / Published 09.04.1990* (in Russian).
11. Osipov S. N. (2009) *Method of Air Distribution in the Room*. Eurasia Patent No 011697 (in Russian).
12. Nesterenko A. V. (1971) *Fundamentals of Thermodynamic Calculations of Ventilation and Air Conditioning*. 3rd ed. Moscow, Vysshaya Shkola Publ. 459 (in Russian).
13. Kolpakov G. V. (1970) Regulation of Microclimate in Conditions of Summer Overheating of Buildings: Radiation Cooling. Moscow, Stroizdat Publ. 175 (in Russian).
14. Construction Norms and Regulations of the Republic of Kazakhstan 4.02-42–2006. *Heating, Ventilation and Conditioning*. Astana, 2007. 54 (in Russian).
15. Construction Climatology: Construction Norms and Regulations of the Republic of Kazakhstan 2.04.01–2010. Introduced 01.03.2002. 45 (in Russian).
16. Stste Standart 30494–2011. *Residential and Public Buildings. The Parameters of the Microclimate in the Premises*. Moscow, Standartinform Publ., 2013. 23 (in Russian).
17. Pekhovich A. I., Zhidkikh V. M. (1976) *Calculations of the Thermal Regime of Solids*. 2nd ed. Leningrad, Energiya Publ., Leningrad Branch. 351 (in Russian).
18. Croome D. J., Roberts B. M. (1975) *Airconditioning and Ventilation of Buildings*. Pergamon Press. 575.
19. Bogoslovskii V. N., Shepelev I. A., El'terman V. M., Barkalov B. V., Egiazarov A. G., Leskov E. A. (1977) *Handbook of the Designer. Part 2: Ventilation and Airconditioning*. 2nd ed. Moscow, Stroizdat Publ. 502 (in Russian).
20. Martynenko O. G., Sokovishin Yu. A. (1982) *Free-Convective Heat Transfer*. Minsk, Nauka i Tekhnika Publ. 398 (in Russian).
21. Akel'ev V. D. (2010) *Heat and Mass Transfer in Confined Spaces of Building Structures and Constructions*. Minsk, BNTU. 316 (in Russian).
22. Borukhava L. V., Shybeika A. S. (2017) Determination of Air Exchange in Public Building Premises Having Large Area of Translucent Structures. *Nauka i Tekhnika = Science & Technique*, 16 (2), 125–130 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-2-125-130>.

Received: 4 October 2018

Accepted: 8 January 2019

Published online: 31 July 2019