

Силовые характеристики потока при подаче его в радиально–щелевой зазор в поперечном направлении

А. П. Черепанов, П. К. Ляпустин✉

Ангарский государственный технический университет, г. Ангарск, Российская Федерация

✉ lpk62@mail.ru

Резюме

В статье рассмотрена гипотеза определения силовых и энергетических характеристик потока между стенками при поперечной подаче в зазор, который образован этими стенками, с подачей потока сжимаемой жидкости через центральное отверстие в одной из стенок. Исследуются силовые параметры при безотрывном течении сжимаемой жидкости в этом зазоре и чередующихся концентричных кольцевых зон (каверн) пониженного (разрежения) и повышенного (выше атмосферного) давления в них. Несмотря на то, что течение в щелевых зазорах достаточно изучено, образование чередующихся кольцевых зон разрежения и давления не находит достаточного применения. Появление кольцевых зон разрежения и давления меняет представление о характере распределения потока в радиальном направлении зазора и требует уточнения условий их появления и определения силовых характеристик, что особенно интересно с точки зрения перераспределения энергии движущегося потока в этом зазоре. Удалось установить, что кольцевая зона образуется не только при развороте потока сжимаемой жидкости в зазор за кромкой отверстия в одной из стенок, но и самом зазоре за первой зоной появляется регулярное чередование последующих кольцевых зон. При этом первая кольцевая зона разрежения появляется на стенке с отверстием, а вторая на противоположной стенке и т. д. Если хотя бы одна из стенок сделана из упругого материала, то возможны ее колебания под воздействием усилий, вызванных чередованием разрежения с повышенным давлением. Амплитуда колебаний зависит от силы давления сжимаемой жидкости, подаваемой в зазор, и от упругости материала стенки. Показана взаимосвязь давления потока с его силовыми характеристиками при его безотрывном течении в зазоре, вызывающими прогиб упругой стенки и условия ее автоколебаний. Определение регулярных кольцевых зон разрежения и давления по мере удаления их от центрального отверстия проведено с помощью упрощенной модели безотрывного течения потока в зазоре. Модель позволила определить также силовые характеристики потока в зазоре с помощью рецепторов, содержащих дискретные струйные логические элементы, чувствительность которых несколько выше, чем, например, у манометров и вакуумметров. Установлено, что образование кольцевых зон прежде всего зависит от давления и расхода сжимаемой жидкости, подаваемой через центральное отверстие в зазор, а также от скорости расходящегося в зазоре потока и количества регулярных зон разрежения и давления в зазоре. Показаны некоторые возможности полезного применения регулярного чередования зон разрежения с повышенным давлением между близко расположенными стенками в различных устройствах и технологиях с образованием автоколебаний, когда одна из стенок выполнена упругой по отношению к другой (жесткой). На данное время разработаны устройства для испытания образцов материала на восприятие циклических нагрузок, устройства для распознавания положения, ориентации и захвата пластинчатых деталей при автоматической сборке. Разработано устройство для осуществления эжектирования и многокомпонентного смешивания газовых, паровых и других текучих сред. Найдено применение в пульсационных устройствах получение газожидкостных смесей в тепло и массообменных процессах при абсорбции, ректификации, диспергировании, эмульгировании, а также для вибрационной очистки от отложений, например, стенок циклонов и др.

Ключевые слова

силовые и энергетические характеристики потока, поперечная подача потока, концентричная кольцевая зона, давление, дроссель, пристенный пограничный слой, разрежение, радиально–щелевой зазор, сектор потока, многокомпонентное смешивание, эжектирование

Для цитирования

Черепанов А. П. Силовые характеристики потока при подаче его в радиально–щелевой зазор в поперечном направлении / А. П. Черепанов, П. К. Ляпустин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 1 (69). – С. 58–67. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.1(69).58-67

Информация о статье

поступила в редакцию: 10.02.2021, поступила после рецензирования: 20.02.2021, принята к публикации: 22.02.2021

Force characteristics of the flow when it is fed into a radial–slotted gap in the transverse direction

A. P. Cherepanov, P. K. Lyapustin✉

Angarsk State Technical University, Angarsk, the Russian Federation

✉ lpk62@mail.ru

Abstract

The article considers a hypothesis of determining the force and energy characteristics of the flow between the walls at the transverse feed into the gap formed by these walls, with the flow of compressible fluid through the central hole in one of these walls. The force parameters for the continuous flow of the compressible fluid in this gap and the alternating concentric annular zones (caverns) of low (rarefaction) and high (above atmospheric) pressure in them are studied. Despite the fact that the flow in the slot gaps is sufficiently studied, the formation of alternating annular zones of rarefaction and pressure is not applied to an adequate degree. The emergence of annular rarefaction and pressure zones changes the representation about the flow distribution in the radial direction of the gap and requires clarifying the conditions of their emergence and determining the force characteristics. This is especially interesting from the point of view of the energy redistribution of the moving flow in this gap. It was found that the annular zone is formed not only when the flow of compressible fluid turns back into the gap behind the edge of the hole in one of the walls, but also in the gap itself, a regular alternation of subsequent annular zones appears behind the first zone. In this case the first annular rarefaction zone appears on the wall with the hole, and the second - on the opposite wall, and so on. If at least one of the walls is made of an elastic material, then its vibrations are possible under the influence of forces caused by alternating rarefaction with increased pressure. The amplitude of the oscillations depends on the pressure force of the compressible fluid supplied to the gap and on the elasticity of the wall material. The relationship between the flow pressure and its force characteristics during its continuous flow in the gap, causing deflection of the elastic wall and the conditions of its self-oscillations, is shown. The regular annular rarefaction and pressure zones, as they move away from the central hole, are determined using a simplified model of the continuous flow stream in the gap. The model also made it possible to determine the force characteristics of the flow in the gap using receptors containing discrete fluid logic elements, the sensitivity of which is slightly higher than, for example, in manometers and vacuum meters. It is established that the formation of annular zones primarily depends on the pressure and flow rate of the compressible fluid fed through the central hole into the gap, as well as on the velocity of the flow diverging in the gap and the number of regular rarefaction zones and pressure in the gap. Some possibilities of useful application of regular alternation of rarefaction zones with increased pressure between closely spaced walls are shown in various devices and technologies with the formation of self-oscillations, when one of the walls is made elastic in relation to the other (rigid). At this time, devices for testing material samples for the perception of cyclic loads, devices for recognizing the position, orientation and capture of plate parts during automatic assembly have been developed. A device for ejecting and multicomponent mixing of gas, steam and other fluids has been developed. Applications have been found in pulsating devices for the production of gas-liquid mixtures in heat and mass transfer processes, in absorption, rectification, dispersion, emulsification, as well as for vibration cleaning of deposits, for example, cyclone walls, etc.

Keywords

force and energy characteristics of the flow, transverse feed of the flow, concentric annular zone, pressure, throttle, wall boundary layer, rarefaction, radial-slotted gap, flow sector, multicomponent mixing, ejection

For citation

Cherepanov A. P., Lyapustin P. K. Silovye kharakteristiki potoka pri podache ego v radial'no-shchelevoi zazor v poperechnom napravlenii [Force characteristics of the flow when it is fed into a radial-slotted gap in the transverse direction]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2021, No. 1 (69), pp. 58–67. – DOI: 10.26731/1813-9108.2021.1(69).58-67

Article info

Received: 10.02.2021, Revised: 20.02.2021, Accepted: 22.02.2021

Введение

Применение процессов массообмена, смесей, состоящих из нескольких компонентов, и других технологий, требует использования струйных насосов, эжекторов и смесителей потоков. Их работа основана на различных способах подачи струй в зону смешения [1–3]. Один из способов может осуществляться подачей потока в радиально-щелевой зазор в поперечном направлении относительно плоскостей двух стенок (пластин), когда поток в рабочее пространство подается через сопло в одной из стенок [4]. При этом течение потока может происходить как в отрывном, так и безотрывном режиме [5]. Попадая в радиально-щелевой зазор поток отрывается от кромки сопла и расходится в зазоре с образованием за его кромкой чередующихся концентрических кольцевых зон (каверн) пониженного (разрежения) и повышенного (выше атмосферного) давления в них [6].

Распределение потока в зазоре

В работах [5, 6] рассмотрены четыре характерных участка распределения потока в радиально-щелевом зазоре, но о его силовых характеристиках имеются лишь отрывочные сведения, поэтому целостное их представление требует более подробного рассмотрения. Далее показана схема поперечного сечения потока между близко расположенными пластинами и эпюра распределения сил потока в зазоре: поперечное сечение радиально-щелевого зазора и линии тока сжимаемой среды между стенками 2 и 4 (рис. 1, а); эпюра распределения давления и сил потока в этом сечении (рис. 1, б). Поток сжимаемой среды из сопла 1 подается в радиально-щелевой зазор между стенками 2 и 4, разворачивается относительно кромки б и симметрично расходится в зазоре 5. Разобьем сечение потока в зазоре на отдельные участки:

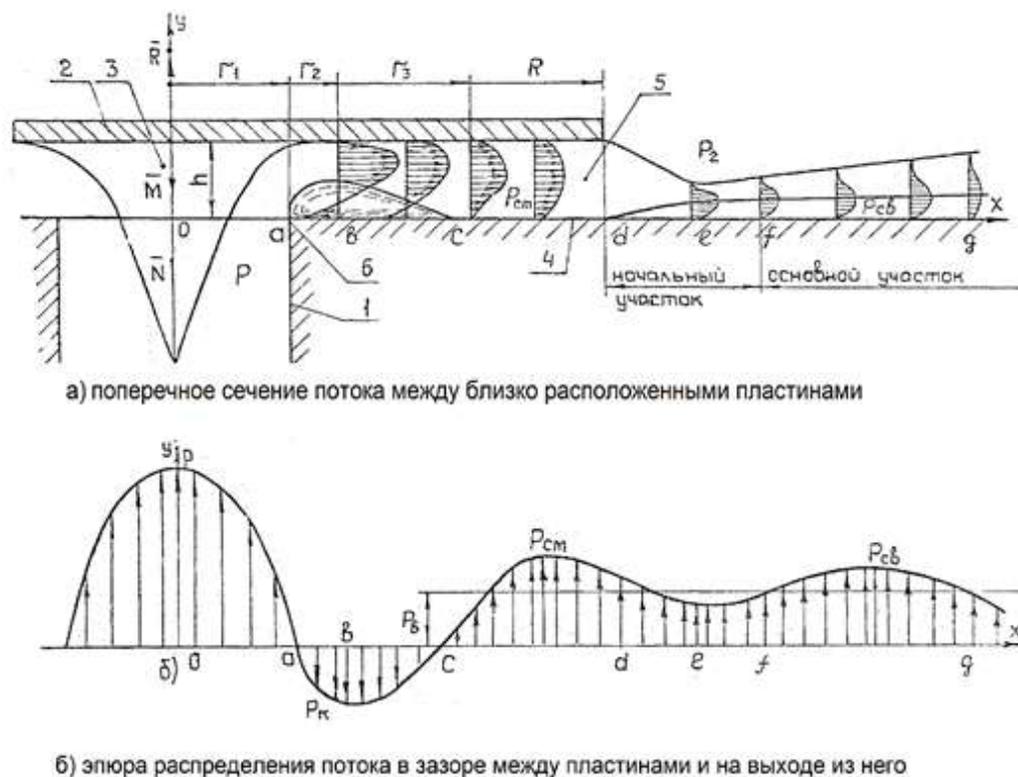


Рис. 1. Схема поперечного сечения потока между близко расположенными пластинами (а) и эпюра распределения сил потока в зазоре (б)

Fig. 1. Flow cross-section diagram between closely spaced plates (a) and flow force distribution diagram in the gap (b)

– $o - a$ (участок воздействия струи, выходящей из сопла 1 на плоскость стенки 2);

– $a - b$ (участок максимального сужения основного потока при повороте его в зазор 5, и максимального расширения вихревой зоны);

– $b - c$ (участок расширения потока в зазоре и сужения вихревой зоны);

– $c - d$ (участок установившегося движения);

– $d - e - f$ (начальный участок полузатопленной струи за кромкой б);

– $f - g$ (основной участок полузатопленной струи).

Поток на выходе из сопла 1 на участке между точками $o - a$ ударяется о стенку 2, сжимается в поперечном сечении и образует конус 3, в котором из-за возрастания скорости струи при развороте в зазор создается разрежение. За его счет на осевой линии сопла 1 образуется присасывающая сила, направленная навстречу потоку из сопла 1.

Присасывающая сила от разрежения, образующаяся на площади поверхности конуса 3 радиусом $r_1 = d_k/2$ определена формулой:

$$M_k = P_k \frac{\pi \cdot d_k^2}{4},$$

где P_k – разрежение в конусе 3; d_k – диаметр конуса.

При развороте в зазор 5 часть кинетической энергии потока теряется, а поток в радиальном

направлении стремится в зону наименьшего давления за стенкой 2. На участке между точками $a - b$ поток сужается и его скорость увеличивается согласно закону Бернулли [7].

Второе по диаметру кольцо находилось на пластине с центральным каналом, третье кольцо снова было на сплошной пластине, а следующее кольцо – на пластине с центральным каналом. Из этого можно сделать вывод, что поток, прижимаясь поочередно то к одной, то к другой пластине, совершает в зазоре волнообразное движение и кольцевые зоны разрежения регулярно чередуются с зонами давления. При этом можно рассматривать установившееся течение, при котором скорости и гидродинамические давления в каждой точке потока не изменяются во времени, а являются лишь функциями координат.

Рассмотрим, как происходит течение потока, если радиус r_3 увеличить в несколько раз за счет увеличения диаметра пластины 2. Наблюдениями после длительного испытания установки с постоянным зазором были обнаружены следы воздействия потока на поверхности пластин, которые выглядели как концентрические кольца, образовавшиеся в местах наибольшего давления потока, соприкасающегося с поверхностями пластин. При этом диаметры концентрических колец на верхней (сплошной) пла-

стине и нижней пластине с соплом 1 оказались различными.

Наименьший диаметр первого кольца обнаружен на сплошной пластине, которое было больше диаметра центрального канала.

В зоне наибольшего сужения на плоскости стенки 4 появляется кольцевая зона радиусом r_2 между точками $a - b$, которая на радиусе r_3 между точками $b - c$ представляет собой полутор с вершиной в центре радиуса r_2 и вытянутый в направлении движения потока в зазоре 5.

За счет наибольшего сужения потока на участке между точками $a - b$ скорость потока в зазоре между полутором и стенкой 2 также увеличивается, а напор потока в этом сечении уменьшается на величину потерь напора (энергии), вызванных гидравлическими сопротивлениями участка между точками $a - b$, при этом в полуторе создается кольцевая зона пониженного давления (разрежения). В месте наибольшего сужения потока на участке $a - b$ возникает сверхзвуковое течение, аналогичное течению в расширяющейся части сопла Лаваля [3], вследствие чего происходит не уменьшение скорости как при несжимаемой жидкости, а наоборот, скорость потока на данном участке увеличивается.

На участке между точками $b - c$ сила присасывания со стороны стенки 4 уменьшается, так как увеличивается площадь сечения потока. Участок между точками $a - b - c$ ограничен текущим радиусом r_x и характеризуется наличием скачка уплотнения, вызываемого сужением потока при повороте его в зазор 5.

На участке между точками $c - d$ за счет увеличения радиуса скорость потока снижается по мере удаления от центрального канала.

Участок между точками $c - d$ характеризуется установившимся движением потока в зазоре. По мере удаления от центрального канала поток выравнивается по всему поперечному сечению [4]. Участок между точками $d - e - f$ располагается за кромкой пластины. С течением времени за счет подсоса воздуха по контуру стенки из атмосферы давление в зазоре возрастает, струя при этом становится полуограниченной [5], распределяющейся со стороны стенки 4 вдоль ее плоскости, а с противоположной стороны свободно соединяется с атмосферой.

На стенках 2 и 4, как известно, струя преодолевает большее сопротивление из-за трения, что способствует образованию пристенного пограничного слоя [3]. В зависимости от режима течения пристенный пограничный слой может иметь как ламинарный, так и турбулентный режим, при этом по мере движения вдоль стенки толщина пограничного слоя возрастает. Пока она мала, течение в пограничном слое будет ламинарным, затем переходит в турбулентный [9].

Площадь кольца вихревой зоны является функцией изменения скорости потока:

$$S_{a-b-c} = f(v_{a-b-c}, h), \quad (1)$$

где v_{a-b-c} – скорость потока в зазоре на участках между точками $a - b - c$; h – зазор между пластинами.

Неоднородность потока в поперечном сечении и в зазоре между стенками 2 и 4 на данном этапе достоверно возможно определить только экспериментально.

Предположим, что стенка 2 может смещаться вдоль оси y , будет изменяться зазор h , а вместе с ним и величина сопротивления потоку. В частности, зазор можно изменять в пределах $0 < h < r_1/2$, поскольку, при $h = r_1/2$ площадь боковой поверхности зазора становится равной площади сопла 1, а далее наступает так называемое отрывное течение [5], при котором разрежение в кольцевой зоне создаваться не будет. В вихревой зоне при безотрывном течении ($h < r/2$) образуется разрежение, однако при весьма малом зазоре h происходит уменьшение ее сечения. Второе по диаметру кольцо находилось на пластине с центральным каналом, третье кольцо снова было на сплошной пластине, а следующее кольцо было на пластине с центральным каналом. Из этого можно сделать вывод, что поток, прижимаясь поочередно то к одной пластине, то к другой, совершает в зазоре волнообразное движение и кольцевые зоны разрежения регулярно чередуются с зонами давления. При этом можно рассматривать установившееся течение, при котором скорости и гидродинамические давления в каждой точке потока не изменяются во времени, а являются лишь функциями координат.

Исследование силовых параметров потока в зазоре

Изучение взаимосвязи между величиной зазора h и параметрами потока в нем в работе [6] было предложено с помощью дискретных единичных сигналов. В качестве среды для исследования применен сжатый воздух, который под избыточным давлением P подается через сопло 5. В зазоре h между стенками 2 и 4 образуется расходящийся поток. На различных расстояниях X_c от сопла 5 наблюдаются чередующиеся концентричные кольцевые волны повышенного или пониженного давления P_c в зазоре h . Причем непосредственно за каналом питания образуется зона пониженного давления (разрежения) на поверхности пластины 2, а на поверхности пластины 1 создается зона повышенного давления. Функциональные свойства потока выражено условием:

$$y = f(P_b \cdot K_x), \quad (2)$$

где P_b – входное давление; K_x – функция образования кольцевых зон разрежения или давления в зазоре.

Давление P_e и расход G_e на выходе приемного канала рецептора выразим условиями вида:

$$P_B = f(P, X_{c1}, r_m, h, d_1, \omega_i, \xi); \quad (3)$$

$$G_B = f(G, X_{c1}, r_m, h, d_1, \omega_i, \xi), \quad (4)$$

где P, G – давление и массовый расход в приемном канале питания; X_{c1} – расстояние от центрального канала питания, которое соответствует длине волны, находящейся в зоне приемного канала рецептора; r_m – расстояние между центральным каналом питания и приемным каналом рецептора; h – зазор между пластинами; d_1 – диаметр приемного канала рецептора; ω_i – площадь сечения i -го сектора распределения расходящегося потока в зазоре; ξ – сопротивление потоку в зазоре.

Давление P_B и расход G_B на выходе приемного канала рецептора возможно определить экспериментально [6], в связи с тем, что не определено суммарное сопротивление потоку. Для этого разобьем условно расходящийся поток на сектора, ограниченные углом β , приняв условие неперетекания воздуха из одного сектора в другой за счет равного бокового давления в соседних секторах на искомый сектор, а каждый из них можно принять как расходящийся насадок, ограниченный со стороны стенок 2, 4 и с боков соседними секторами. Примем два симметричных сектора относительно центрального канала питания, тогда получится тройное разветвление (рис. 2).

Далее при прохождении потока в секторе над приемным отверстием получается еще одно тройное разветвление. В классическом тройном разветвлении рассматривается жесткая система трубопроводов заданного сечения и поток в ней рассматривается как для отдельных трубопроводов при формировании граничных условий в местах разветвлений, а параметры потока усредняются по всему разветвлению [10].

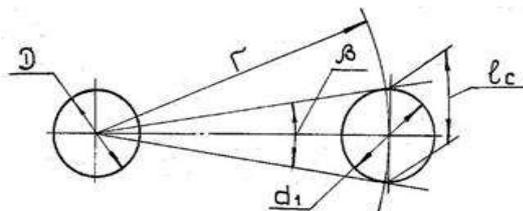


Рис. 2. Сектор, ограниченный приемным каналом рецептора

Fig. 2. Sector bounded by the receptor receiving channel

Однако в отличие от классической схемы тройного разветвления в случае ограничения потока с двух сторон одна из пластин может перемещаться относительно приемного канала, а изменяющаяся площадь сектора будет вызывать перераспределение потока в приемном канале рецептора. С термодинамической точки зрения течение в зазоре можно принять адиабатическим, поскольку при большой скорости на коротком участке теплообмен между дви-

жущимся потоком и внешним пространством имеет ничтожно малую величину, тогда массовый расход через кольцевую полость можно определить согласно [11] по формуле:

$$G = \pi \cdot R \cdot S \cdot \rho_1 \cdot v_1, \quad (5)$$

где $S = h \cdot r_m$ – площадь боковой поверхности зазора между плоскостью и деталью; ρ_1 – плотность воздуха в центральном канале питания; v_1 – средняя скорость течения потока в зазоре.

Течение потока в зазоре принимается изэнтропным, при котором с учетом движения без трения плотность воздуха в центральном канале питания можно определить как

$$\rho_1 = \rho_2 \cdot \left(\frac{P}{P_C}\right)^{\frac{1}{k}}, \quad (6)$$

где k – показатель изэнтропии (для воздуха $k = 1,4$ [12]); ρ_2 – плотность воздуха в зазоре; P – давление питания на входе в зазор; P_C – давление на выходе из зазора.

Закон распределения статического давления в зазоре примем как условие распределения параметров потока:

$$P_C = f(P, G, h, R),$$

где R – радиус пластины 2.

Теоретически статическое давление в зазоре при отсутствии чередующихся волн давления и разрежения согласно [11] можно определить формулой:

$$P_C = \sqrt{A \cdot \ln \frac{R}{r_m} + P_2^2}, \quad A = \frac{12\mu \cdot G \cdot P_2}{\pi \cdot h^3 \cdot \rho_2}, \quad (7)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости.

Среднюю скорость потока, веерообразно расходящегося в зазоре h , можно определить по формуле:

$$v_1 = \frac{A \cdot h^2}{25\mu \cdot r_m \cdot \sqrt{A \cdot \ln \frac{R}{r_m} + P_2^2}}. \quad (8)$$

Разобьем длину окружности l_0 радиусом r_m на участки длиной l_c , близкой к величине диаметра d_1 приемного канала рецептора и получим сектор, ограниченный углом β касательными, выходящими из центра сопла питания, к приемному каналу рецептора, по которому поток движется в зазоре. Покажем сектор с углом β , ограниченный приемным каналом рецептора (см. рис. 2).

Из отношения: $\frac{l_0}{l_c} = \frac{\beta}{360}$ получим:

$$\frac{l_0}{l_c} = 2r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (9)$$

Площадь сечения секторного щелевого зазора на текущем радиусе r определим, как

$$\omega_1 = 2r_m \cdot h \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (10)$$

Подстановкой в формулу (5) выражений (6) и (10) получим расход воздуха в секторе, ограниченном углом β :

$$G_c = v_1 \cdot \rho_2 \cdot \left(\frac{P}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot 2r_m \cdot h \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (11)$$

Подставив в выражение (11) формулу (7) и проведя преобразования, окончательно получим урав-

нение расхода воздуха в секторе, ограниченном приемным каналом рецептора:

$$G_c = \left(\frac{P}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} 2r_m \frac{0,96 \cdot G \cdot P_2}{\pi \cdot P_c} \sin\left(\frac{d_1}{2r_m}\right). \quad (12)$$

Схема распределения параметров потока на входе в зазор, в зазоре и на выходе приемного канала рецептора показана (рис. 3).

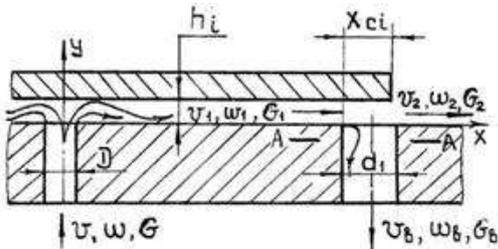


Рис. 3. Распределение параметров потока в зазоре и на выходе рецептора
Fig. 3. Distribution of flow parameters in the gap and at the output of the receptor

Составляющие скорости v_1 , площади сечения секторного щелевого зазора ω_1 , массового расхода G_c определяют статические и динамические характеристики потока в процессе перемещения его в зазоре между пластинами и перетекании части потока в приемный канал рецептора. В свою очередь эта часть потока имеет параметры v_B и ω_B в зоне приемного канала и вызывает изменение давления P_b и расхода G_b на управляющем входе струйного логического элемента [12].

Местные потери напора в ответвлении, которое в данном случае является приемным каналом рецептора, появляются при развороте транзитной струи из зазора в приемный канал (аналогично вихревой зоне b (см. рис. 1)) и ее сжатии в сечении А–А (см. рис. 5). При этом потеря напора сосредотачивается только на участке струи за сжатым сечением А–А. В соответствии с формулой Борда [12] потеря напора составит:

$$h = \zeta \frac{v^2}{2g}. \quad (13)$$

Площадь ω_{A-A} неизвестна, так как аналитически не определена величина зазора h . Это означает, что практически определить геометрическую форму узла сопряжения для разветвления с жесткой фиксацией трубопроводов постоянного сечения в общем случае затруднительно. Тем более, весьма проблематично определение аналитическим путем местного сопротивления ζ для тройного разветвления с перекрытием приемного канала рецептора поверхностью пластины.

Учитывая приведенные соображения, Вейсбах предложил любую местную потерю напора вычислять по формуле (13), а коэффициент местного со-

противления ζ , входящий в эту формулу, определять экспериментальным путем.

Далее показана схема распределения потока в зоне приемного канала рецептора (рис. 4).

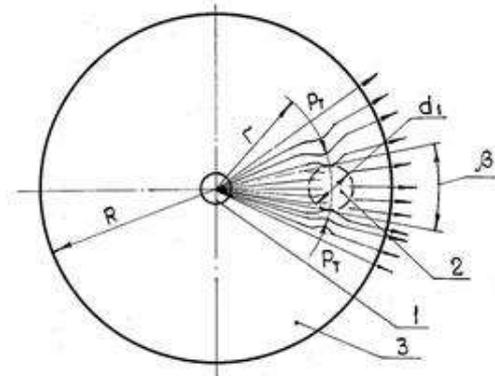


Рис. 4. Схема распределения потока в зоне приемного канала рецептора
Fig. 4. Flow distribution scheme in the area of the receiving channel of the receptor

Подсасывание воздуха происходит тангенциально по направлению стрелок и вызывает повышение давления в ответвлениях на величину ΔP_r , тогда давление на выходе из ответвления будет составлять:

$$P_{\text{отв}} = P_c + \Delta P_r, \quad (14)$$

где P_c – давление потока в рассматриваемом секторе до разветвления; ΔP_r – повышение давления в ответвлении.

Коэффициент подсоса воздуха в приемный канал из соседних секторов можно определить из отношения:

$$k_n = \frac{P_B}{P_c}, \quad (15)$$

где P_b – давление в приемном канале рецептора.

Указанное повышение давления в данной работе учитывается при определении давления P_b в приемном канале рецептора экспериментальным путем.

Необходимо учесть, что при втекании воздуха в приемный канал, в зазоре образуется падение давления, вызывающее подсос воздуха из соседних секторов в этот канал (рис. 6), что возможно определить экспериментально, но в большинстве случаев перетекание из соседних секторов не столь существенно и может не учитываться.

В зависимости от режима течения пристенный пограничный слой может иметь как ламинарный, так и турбулентный режим течения. По мере движения вдоль стенки толщина пограничного слоя возрастает [6]. Пока она мала, течение в пограничном слое будет ламинарным. Затем происходит переход в турбулентный режим течения при числах Рейнольдса $Re = (3+5)10^5$ [9]. При безотрывном режиме течения, когда $h < h_{кр}$, деталь, свободно располо-

женная на поверхности рецептора, находится в состоянии равновесия:

$$\bar{R} = \bar{M} + \Sigma \bar{N}, \quad (17)$$

где: \bar{M} – сила от веса детали, $\bar{M} = 9,8m$; \bar{R} – реактивная сила, возникающая при попадании потока на поверхность детали на участке $0 - a - b$; $\Sigma \bar{N}$ – суммарная сила, действующая на деталь со стороны потока в зазоре между плоскостью рецептора и деталью.

С учетом взаимодействий [9, 13, 14] суммарная сила определяется как сумма сил, образующихся на различных участках зазора в зависимости от характера потока:

$$\bar{N} = \bar{N}_{0-a} + \bar{N}_t + \bar{N}_{c-d}, \quad (18)$$

где \bar{N}_{0-a} – сила от действия статического давления на участке $0 - a$ напротив центрального канала питания; \bar{N}_t – сила трения о поверхность рецептора; \bar{N}_{c-d} – сила от действия статического давления на участке $c - d$.

Реактивная сила струи:

$$\bar{R} = \frac{\bar{G}^2 \cdot \bar{F}_k}{\pi^2 r_1^4 [1,25 + 0,004(273 - T_2)] \left(\frac{P}{P_2}\right)^{0,714}}, \quad (19)$$

где \bar{F}_k – площадь струи в месте соударения с плоскостью детали.

Силами трения на данном участке можно пренебречь [14].

Если статическое давление на поверхности детали напротив центрального канала питания на участке, ограниченном радиусом r_2 принять постоянными равным $P_o = f(P; r_1; h)$, то сила статического давления на плоскость детали при выходе струи из центрального канала питания определяется уравнением:

$$\bar{N}_{0-a} = 0,5 \cdot \pi \cdot r_1^2 (P - P_2) [K_c^2 (1 - K_p) + K_p + 1], \quad (20)$$

где K_c и K_p – коэффициенты пропорциональности, зависящие от величины зазора h . Значения данных коэффициентов рекомендуется определять экспериментально [12].

Особенность централизованного питания струйных датчиков ячеек рецептора состоит в следующем.

Наличие вихревой зоны на участке между точками $a - c - d$ (см. рис. 1) характеризуется переходом из области положительных значений давления в область отрицательных значений.

Установка ячеек рецептора в кольцевой зоне, ограниченной радиусом r_3 , весьма проблематична. Радиус r_3 зависит от нескольких параметров: массы детали, расхода, суммарной силы, действующей на деталь со стороны потока.

Статическое давление в зазоре, в зоне установившегося течения на участке между точками $c - d$, убывает при увеличении радиуса R . Закон распределения статического давления в зоне приемного канала ячейки от параметров потока определяется функцией:

$$P_c = \Phi(P, G, h, R). \quad (21)$$

Закон распределения статического давления в зазоре между деталью и плоскостью рецептора:

$$P_c = \sqrt{\frac{12 \cdot \mu \cdot G \cdot P_2}{\pi h^3 \rho_2} \ln \frac{R}{r}} + P_2^2, \quad (22)$$

где R – радиус окружности, вписанной в контур детали. Для прямоугольной детали $R = \frac{L}{2}$; r – радиус, на котором измеряется статическое давление; P_2 и ρ_2 – давление и плотность атмосферного воздуха.

Параметры потока могут быть приняты в пределах: $P_2 = 1,013 \cdot 10^5$ Па; $\rho_2 = 1,207$ кг/м³ при $t = 20$ °С [11]; μ – коэффициент расхода.

Параметры потока находятся в зависимости от числа Рейнольдса Re и отношения давлений P/P_2 на входе в зазор и на выходе из него.

Для практических расчетов, когда истечение воздуха происходит в атмосферу и $T = -293$ °К, пользуются экспериментальными графиками [11], показывающими зависимость коэффициента расхода от расстояния h между центральным каналом питания и деталью. На схеме (см. рис. 1) видно, что ширина зазора h определяется силой N .

При свободном расположении детали, воздействие ее массы влияет на величину зазора h . В общем виде зазор h является функцией нескольких переменных факторов:

$$h = \Phi(P, G, D, R, M, \alpha). \quad (23)$$

Однако наличие второстепенных факторов, усложняет математическую модель, которая не позволяет четко определить влияние основных факторов на величину зазора h . В частности, предварительно проведенные эксперименты в работах [6, 16] подтверждают, что для плоских деталей равной толщины при совмещении центра тяжести с центральным каналом питания увеличение угла наклона рецептора до $\alpha = 45^\circ$ практически не изменяет величину зазора h . Поэтому, для определения основных факторов необходимо рассмотреть модель с равномерно распределенным зазором:

$$h = \Phi(P, G, R, M) \quad (23)$$

Величина зазора h определяется аналитически [11] с учетом коэффициента пропорциональности, учитывающего влияние массы детали на величину зазора:

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot \mu \cdot G \cdot P_2 \cdot v}{\pi (P^2 - P_2^2) \rho_2}} \ln \frac{R}{r}, \quad (24)$$

где v – коэффициент пропорциональности, учитывающий влияние массы детали на величину зазора.

В области капиллярных течений незначительное изменение зазора h приводит к изменению статического давления на различных участках зазора [12], что сказывается на процессе считывания информации распознающими ячейками.

Учитывая прикладной характер данной работы, следует отметить, что зазор h с достаточной точностью определяется путем проведения эксперимента.

Результаты исследования разрежения при эжектировании потока

Величина разрежения при безотрывном течении потока в радиально-щелевом зазоре экспериментально была определена только в первой кольцевой зоне разрежения многофакторным экспериментом и представлена в виде линейного уравнения: $P_B = 0,236 + 0,083 \cdot P - 0,207 \cdot h$.

График зависимости разрежения от величины зазора h в первой кольцевой зоне от центрального сопла при давлении питания $P = 1$ кгс/см² и $P = 3$ кгс/см² показан (рис. 5).

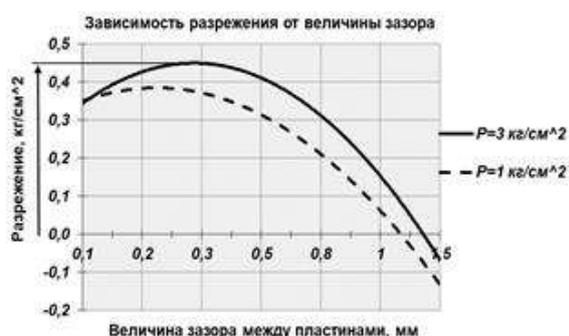


Рис. 5. График зависимости разрежения в первой кольцевой зоне от центрального сопла

Fig. 5. Graph of the dependence of the rarefaction in the first annular zone on the central nozzle

График показывает, что при давлении воздуха, подаваемого в зазор между двумя пластинами $P = 1$ кгс/см², разрежение составит $P_B = 0,38$ кгс/см² при величине зазора между пластинами $h = 0,2$ мм. При давлении $P = 4$ кгс/см² разрежение составляет $P_B = 0,45$ кгс/см² при величине зазора между пластинами $h = 0,3$ мм (96 %).

Обсуждение результатов применения безотрывного течения потока в зазоре

Исследованиями установлено что, несмотря на малую величину зазора между стенками, течение потока в зазоре происходит волнообразно [6].

Рассмотрим применение результатов исследования потока между близко расположенными пластинами на конкретном примере клапанного устройства [16] (рис. 6) с образованием чередующихся концентрических кольцевых зон пониженного (разрежения) и повышенного (выше атмосферного) давления потока в зазоре.

Клапанное устройство содержит пластину 1, установленную на более жестком основании 2, сопло 3 с фаской 4, зазор 5 и крепеж 6 в нескольких точках. Поток 7, подаваемый через сопло 3 под давлением P , проходя через отверстие, срывается с его кромки 4, образует разрежение в концентричном кольце 10, а затем в концентричном кольце 11. Ана-

логично образуются зоны 12, 13 до выхода образовавшейся газожидкостной смеси 15 за клапан 1.

Разрежение в концентричных кольцах 10–13 и в зоне 14 создает присасывающую силу Q , зазор 5 уменьшается, при этом снижается расход смеси 7 в зонах 8 и 9, после чего давление в концентричных кольцах 10–13 снова снижает силу Q , а давление P потока вновь увеличивает зазор 5, за счет этого создаются автоколебания пластины 1 и пульсация газожидкостной смеси 7 в зазоре 5 и в пространстве 15 [16]. На этом же принципе создан эжектор [17], преимущество которого состоит в том, что эжектируемый поток подает в область чередующихся кольцевых зон разрежения то на одной, то на другой стенках, а кольцевые каналы располагают в шахматном порядке.

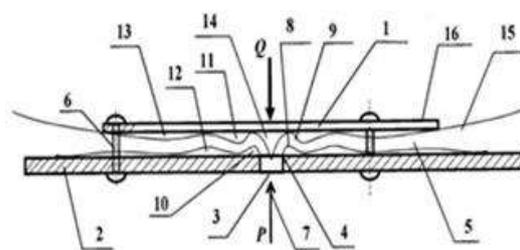


Рис. 6. Устройство образования пульсаций газожидкостной смеси

Fig. 6. Device for the formation of pulsations of a gas-liquid mixture

Некоторые возможности использования безотрывного течения потока в узком зазоре между пластинами показаны в работе [18]. Пневматический резонатор упругих колебаний пластин приведен в работе [19]. Системы очистки внутренних стен циклона от отложений мелкодисперсной древесной пыли разработаны с применением упругих колебаний пластинчатых резонаторов, приводимых в действие безотрывным течением потока или пара [20].

Заключение

1. Исследование расходящегося в щелевом зазоре между двумя близко расположенными стенками с поперечной подачей потока в зазор через центральное отверстие в одной из стенок показало возможности практического его использования в различных технологических процессах.

2. Способ эжектирования и устройство повышают разрежение смешиваемых потоков при более низких потерях кинетической энергии и увеличивают производительность. Например, при равных диаметрах эжектирующих сопел и с одной кольцевой зоной он создает разрежение в 4 раза выше, чем сопло Лавала [17].

3. Пульсацией контактирующих фаз интенсифицируются массообменные процессы различных компонентов [16, 18].

4. Новые возможности открываются в области отложений и льда, а также в других полезных многокомпонентного смешивания разнородных устройствах. сред, очистки поверхностей бункеров и циклонов от

Список литературы

1. Лагуткин М.Г. Влияние конструктивных и режимных параметров работы вихревого аппарата на величину коэффициента эжекции / М.Г. Лагуткин, А.Н. Михальченкова, М.М. Бутрин // Энергосбережение и водоподготовка. М.: «Сам Полиграфист», 2017. № 3 (107). С. 48–53.
2. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Ш.А. Пиралишвили. М.: Энергомаш, 2000. 412 с.
3. Соколов Е.Я. Струйные аппараты. 3-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
4. Черепанов А.П. Струйно-логические устройства автоматической ориентации плоских деталей при сборке. Автореферат кандидатской диссертации. ИПИ. Иркутск, 1993. 20 с.
5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики: учебное пособие для вузов по специальности «Гидропривод гидроавтоматики». М. Машиностроение, 1979. 232 с.
6. Черепанов А.П., Ляпустин П.К., Быргазов П.Н. Упрощенная математическая модель исследования потока в зазоре между пластинами: сб. науч. тр. Ангарского государственного технического университета. Ангарск: Изд-во АНГТУ, 2019. Т. 1 № 16 2019. С. 137–142.
7. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости): учеб. пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1975. 327 с.
8. Цегельский В.Г. К теории газовых эжекторов с цилиндрической и конической камерами смещения / В.Г. Цегельский // Известия высших учебных заведений, 2012, № 2. С. 46–71.
9. Краснов Н.Ф. Аэродинамика. Ч. 2. Методы аэродинамического расчета. М.: Высшая школа, 1980. 416 с.
10. Гогричиани Г.В. Пневматический струйно-тензометрический датчик положения // Механизация и автоматизация производства, 1988, № 12. С. 15–16.
11. Пикнер М.Я. Исследование аэродинамического эффекта для струйных захватных питателей / Известия вузов № 10. М.: Машиностроение. 1968. С. 16–169.
12. Пневматические устройства и системы машиностроения: справочник / Е.В. Герц. М.: Машиностроение, 1981. 218 с.
13. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика. М.: Наука, 1964. 816 с.
14. Погорелов В.И. Элементы и системы гидроавтоматики. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1979. 184 с.
15. Черепанов А.П., Земченко А.В. Исследование рабочего процесса взаимодействия элементарной поверхности детали с распознающей ячейкой рецептора струйно-логического ориентирующего устройства (СЛОУ) // Вестник Читинского политехнического института. Вып. 3. М.: Издательство Московского государственного горного университета, 1996. С. 317–328.
16. Патент Российской Федерации № 2657301, МПК В01D 3/14. Способ образования пульсаций газожидкостной смеси и устройство для его осуществления // А.П. Черепанов. Заявитель: ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет». Оpubл.: 19.06.2018 Бюл. № 17.
17. Патент Российской Федерации № 2705695, МПК F04F 5/44. Способ эжектирования потока и устройство для его осуществления // А.П. Черепанов. Заявитель: ФГБОУ ВО «Ангарский государственный технический университет». Оpubл.: 11.11.2019 Бюл. № 32.
18. Черепанов А.П. Новые возможности использования безотрывного течения потока жидкости в узком зазоре между пластинами. Современные технологии и научно-технический прогресс: тезисы докладов научно-технической конференции. Ангарск, 1994. С. 30.
19. Черепанов А.П. Пневматический резонатор упругих колебаний пластин // Современные технологии и научно-технический прогресс. Тезисы докладов научно-технической конференции. Ангарск, 1995. С. 17.
20. Черепанов А.П., Ляпустин П.К., Быргазов П.Н. Устройство очистки внутренних стенок циклона от отложений // Современные технологии и научно-технический прогресс. 2020. Т. 1. № 7. С. 85–86. DOI: 10.36629/2686-9896-2020-1-85-86.

Referenses

1. Lagutkin M.G., Mikhali'chenkova A.N., Butrin M.M. Vliyaniye konstruktivnykh i rezhimnykh parametrov raboty vikhrevoego apparata na velichinu koeffitsienta ezheksii [The influence of constructive and operational parameters of the vortex apparatus on the value of the ejection coefficient]. *Energoberezhenie i vodopodgotovka* [Energy Saving and Water Treatment], 2017. No. 3 (107). Pp. 48–53.
2. Piralishvili Sh.A. Vikhrevoi effekt. Eksperiment, teoriya, tekhnicheskie resheniya [Vortex effect. Experiment, theory, technical solutions]. Moscow: Energomash, 2000. 412 p.
3. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. Struinye apparaty [Jet apparatuses]. 3rd ed., revised. Moscow: Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
4. Cherepanov A.P. Struino-logicheskie ustroystva avtomaticheskoi orientatsii ploskikh detalei pri sborke. Avtoreferat kandidatskoi dissertatsii [Fluid logic devices for automatic orientation of flat plates during assembly. Author's abstract of the Ph.D. (Engineering) diss.]. IPI Publ., Irkutsk, 1993. 20 p.
5. Chuprakov Yu.I. Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki: uchebnoe posobie dlya vuzov po spetsial'nosti «Gidroprivod gidroavtomatiki». [Hydraulic drive and means of hydraulic automation: a textbook for universities in the specialty "Hydraulic drive and hydraulic automation"]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 232 p.

6. Cherepanov A.P., Lyapustin P.K., Byrgazov P.N. Uproshchennaya matematicheskaya model' issledovaniya potoka v zazore mezhdru plastinami [Simplified mathematical study model of the flow in the gap between plates] // *Sbornik nauchnykh trudov Angarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Proc. of Angarsk State Technical University]. Angarsk: AnGTU Publ., 2019. Vol. 1. No. 16. Pp. 137–142.
7. Al'tshul' A.D. Kiselev P.G. Gidravlika i aerodinamika (Osnovy mekhaniki zhidkosti): ucheb. posobie. Izd. 2-e, pererab. i dop. [Hydraulics and Aerodynamics (Fundamentals of fluid mechanics): a textbook. 2nd ed., revised and enlarged]. Moscow: Stroyizdat Publ., 1975. 327 p.
8. Tsegel'skii V.G. K teorii gazovykh ezhektorov s tsilindricheskoi i konicheskoi kamerami smesheniya [On the theory of gas ejectors with cylindrical and conical mixing chambers] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii*, 2012. No. 2. Pp. 46–71.
9. Krasnov N.F. Aerodynamika. Ch. 2. Metody aerodynamicheskogo rascheta [Aerodynamics. P. 2. Methods of aerodynamic calculation]. Moscow: Vysshaya shkola Publ., 1980. 416 p.
10. Gogrichiani G.V. Pnevmaticheskii struino-tenzometricheskii datchik polozheniya [Pneumatic jet-strain gauge position sensor] // *Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya proizvodstva* [Mechanization and automation of production], 1988. No. 12. Pp. 15–16.
11. Pikner M.Ya. Issledovanie aerodinamicheskogo effekta dlya struinykh zakhvatnykh pitatelei [Investigation of the aerodynamic effect for jet gripper feeding mechanisms]. *Izvestiya vuzov* [Proceedings of Universities], No. 10. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968. Pp. 16–169.
12. Gerts E.V. Pnevmaticheskie ustroystva i sistemy mashinostroeniya: spravochnik [Pneumatic devices and systems of mechanical engineering: a handbook]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1981. 218 p.
13. Fabrikant N.Ya. Aerodinamika [Aerodynamics]. Moscow: Nauka Publ., 1964. 816 p.
14. Pogorelov V.I. Elementy i sistemy gidroavtomatiki. [Elements and systems of hydroautomatics]. Leningrad: Leningrad University Publ., 1979. 184 p.
15. Cherepanov A.P., Zemchenko A.V. Issledovanie rabocheho protsessa vzaimodeistviya elementarnoi poverkhnosti detali s razpoznayushchei yacheikoi retseptora struino-logicheskogo orientiruyushchego ustroystva (SLOU) [Investigation of the working process of interaction of the elementary surface of the part with the recognition cell of the receptor of the fluid-logic orienting device (FLOD)] // *Vestnik Chitinskogo politekhnicheskogo instituta* [Bulletin of the Chita Polytechnic Institute], Iss. 3. Moscow: Publishing House of the Moscow State Mining University, 1996. Pp. 317–328.
16. Cherepanov A. P. *Sposob obrazovaniya pul'satsii gazozhidkostnoi smesi i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method of the formation of pulsations of a gas-liquid mixture and a device for its implementation]. Patent of the Russian Federation No. 2657301, IPC B01D 3/14. Applicant is Angarsk State Technical University. Publ.: June 19, 2018. Bull. No. 17.
17. Cherepanov A.P. *Sposob ezhektirovaniya potoka i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A flow ejection method and device for its implementation]. Patent of the Russian Federation no. 2705695, IPC F04F 5/44. // Applicant is Angarsk State Technical University. Publ.: November 11, 2019. Bull. No. 32.
18. Cherepanov A.P. Novye vozmozhnosti ispol'zovaniya bezotryvnoho techeniya potoka zhidkosti v uzkom zazore mezhdru plastinami [New possibilities of using the continuous flow of the liquid flow in a narrow gap between the plates]. *Sovremennye tekhnologii i nauchno-tekhnicheskii progress: tezisy dokladov nauchno-tekhnicheskoi konferentsii* [Modern technologies and scientific and technological progress. Abstracts of scientific and technical conference reports]. Angarsk, 1994. Pp. 30.
19. Cherepanov A.P. Pnevmaticheskii rezonator uprugikh kolebaniy plastin [Pneumatic resonator of elastic vibrations of plates] // *Sovremennye tekhnologii i nauchno-tekhnicheskii progress. Tezisy dokladov nauchno-tekhnicheskoi konferentsii* [Modern technologies and scientific and technical progress. Abstracts of scientific and technical conference reports]. Angarsk, 1995. Pp. 17.
20. Cherepanov A.P., Lyapustin P.K., Byrgazov P.N. Ustroystvo ochistki vnutrennikh stenok tsyklona ot otlozhenii [A device for cleaning the inner walls of the cyclone from deposits] // *Sovremennye tekhnologii i nauchno-tekhnicheskii progress* [Modern technologies and scientific and technical progress], 2020. Vol. 1. No. 7. Pp. 85–86. DOI: 10.36629/2686-9896-2020-1-85-86.

Информация об авторах

Черепанов Анатолий Петрович – д-р техн. наук, профессор кафедры управления на автомобильном транспорте, Ангарский государственный технический университет, г. Ангарск, e-mail: boning89@mail.ru
Ляпустин Павел Константинович – канд. техн. наук, заведующий кафедрой управления на автомобильном транспорте, Ангарский государственный технический университет, г. Ангарск, e-mail: lpk62@mail.ru

Information about the authors

Anatolii P. Cherepanov – Doctor of Engineering Science, Professor of the Subdepartment of Road Transport Management, Angarsk State Technical University, Angarsk, e-mail: boning89@mail.ru
Pavel K. Lyapustin – Ph.D. of Engineering Sciences, head of the Subdepartment of Road Transport Management, Federal Angarsk State Technical University, Angarsk, e-mail: lpk62@mail.ru

DOI 10.26731/1813-9108.2021.1(69).67-76

УДК 658.5

Оптимизация инфраструктуры промышленного предприятия с учетом статистического веса объектов

А. В. Бальчугов¹, В. Е. Гозбенко^{1,2}✉

¹Ангарский государственный технический университет, г. Ангарск, Российская Федерация

²Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

✉ vgozbenko@yandex.ru