

УДК 621.521

Роговой А.С., к.т.н., доц.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков, Украина

ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕКАМЕРНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В ГИДРО- И ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ

Rogovyi A.

Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, Ukraine (asrogovoy@ukr.net)

VORTEX CHAMBER SUPERCHARGER APPLICATION IN HYDRAULIC AND PNEUMATIC TRANSPORT SYSTEMS

На основе экспериментальных исследований вихрекамерных нагнетателей рассмотрено применение струйных нагнетателей в системах гидро- и пневмотранспорта. При исследовании пневмотранспортных систем, получено, что коэффициент эжекции по твердому телу вихрекамерного нагнетателя превосходит в два раза достижимый (теоретический) коэффициент эжекции по твердому телу прямоочного струйного аппарата. Построены сводные графики полей струйных нагнетателей, используемых в системах гидро- и пневмотранспорта. Увеличение коэффициента эжекции привело к уменьшению давления активного потока струйного аппарата, вследствие чего снижены затраты энергии на перекачивание заданного массового расхода твердого материала. Применение вихрекамерного нагнетателя в системах перемещения твердых сред позволило увеличить дальность транспортирования как в пневмотранспорте, так и в гидротранспорте. Для двух рабочих режимов работы вихрекамерного нагнетателя построена объединенная расходно-напорная диаграмма.

Ключевые слова: вихрекамерный нагнетатель, гидротранспорт, коэффициент эжекции, пневмотранспорт, струйные аппараты.

Введение

На сегодняшний день на промышленных предприятиях примерно 30 % всех грузов перемещается с помощью гидро- и пневмотранспортных установок. Благодаря своей продуктивности, непрерывности процесса перемещение грузов, трубопроводный транспорт приобрел широкое распространение не только в качестве промышленного трубопроводного транспорта, но и в качестве магистрального для перекачивания различных смесей. Вследствие того, что затраты на разработку и проектирование систем достигают 45% себестоимости продукции, а эксплуатационные затраты – 50 %, надежность и долговечность устройств, используемых для реализации транспортного процесса становится наиболее важным вопросом при проектировании и выборе тех или иных приспособлений, материалов и технологий [1].

Принцип действия гидропневмотранспортных систем основан на передаче энергии несущей среды (жидкость или газ) твердым частицам и перемещении их по транспортным трубопроводам [2]. Однако, транспортирование твердых частиц в виде гидросмесей, приводит к быстрому абразивному износу практически всех контактирующих элементов гидротранспортных установок, и в первую очередь, насосов и питателей. Кроме того, износу способствуют экстремальные условия эксплуатации, такие как ударные нагрузки, вибрации, химическая агрессивность рабочей и внешней сред, повышенная влажность, знакопеременные ускорения, резкие перепады температур, запыленность [1-3]. Эти условия эксплуатации присущи угледобывающей и металлургической промышленности, где, на сегодняшний день, широко применяют системы гидравлического и пневматического транспортирования. Быстрый износ силового оборудования, и частые остановки транспортирования, связанные с необходимостью замены изношенных уплотнений, приводит к значительным эксплуатационным затратам, уменьшить которые можно увеличением надежности и долговечности элементов гидротранспортных систем [4].

Постановка проблемы

Среди нагнетателей, используемых в гидро- и пневмотранспорте наилучшими показателями надежности и долговечности обладают струйные насосы [4, 5]. Однако, их применение в этих системах ограничено вследствие больших удельных затрат энергии на реализацию перекачивания заданного массового расхода с заданной концентрацией: 10-100 кВтч/т и 0,2 кВтч/тм, в то время как, пневмовинтовые и пневмокамерные насосы – 10 кВтч/т и 0,01кВтч/тм. В гидравлическом транспорте струйные насосы обладают следующими удельными показателями энергоэффективности: 10-40 кВтч/т и 0,01 кВтч/тм, в то время как наиболее часто применяемые углесосы и пульповые насосы – 10 кВтч/т и 0,005 кВтч/тм. В отличие от пневматического транспорта, в котором показатели струйных насосов отличаются от остальных на порядок, в гидравлическом

транспорте эта разница составляет около 2-3 раз. Кроме того, применение струйных насосов ограничено целесообразным расстоянием транспортирования: для пневматического транспорта 200 м, для гидравлического – 5 км, что меньше чем при применении силовых установок других типов. Достаточно малые расстояния транспортирования получаются вследствие того, что максимальное давление на выходе из струйного насоса формируется меньшим, чем давление активной струи чистой жидкости или газа, причем соотношение давлений колеблется в диапазоне 0,1-0,4 и, чем больше коэффициент эжекции, тем меньше это соотношение [6].

Таким образом, актуальной становится задача поиска новых, для струйных аппаратов, принципов передачи энергии за счет использования гидродинамических эффектов вращающихся потоков, использование которых позволило создать новые струйные нагнетатели с вихревой камерой смешения, названные вихрекамерными нагнетателями [7]. Они, вследствие принадлежности к струйной технике, и отсутствия подвижных механических частей, обладают высокими показателями надежности и долговечности, и могут создать более высокие давления на выходе из вихревой камеры смешения, благодаря, использованию не только турбулентного обмена, но и действия центробежной силы [8].

Анализ публикаций

В вихрекамерных нагнетателях используются гидродинамические особенности закрученных течений, такие как возникновение вакуума на оси вихревой камеры и избыточного давления на периферии [7, 9]. Основной поток подается через тангенциальный канал входа в вихревую камеру смешения, где создается вращающийся поток с приосевой областью сниженного давления. В эту область через осевые каналы в торцевых крышках нагнетателя всасываются перекачиваемые потоки. Смесь, образовавшаяся в вихревой камере, поступает на выход через тангенциальный канал выхода из нагнетателя в технологический трубопровод [7]. В качестве перекачиваемых потоков могут быть жидкие и твердые среды [6, 8, 10]. В случае перекачивания с помощью вихрекамерного нагнетателя газовых сред, необходимо, чтобы плотность перекачиваемого потока была выше плотности активного потока. В противном случае, перекачиваемый поток вместо попадания в тангенциальный канала выхода, будет вращаться вокруг оси вихревой камеры [3, 6, 11]. Если основная среда жидкость, то наличие газа в перекачиваемом потоке будет создавать вихревой шнур, который может ухудшить энергетические характеристики нагнетателя [10, 11].

В других нагнетателях, использующих особенности вращающихся потоков, например, в вихревых эжекторах [12], процесс перекачивания твердых частиц и соответственно применение в гидропневмотранспортных системах, менее эффективен, вследствие того, что твердые частицы оказываются на периферии камеры, из-за сепарации под действием центробежной силы, а чистая среда собирается возле оси, где находится в этих устройствах выходной канал, выводящий перекачиваемый поток в технологический трубопровод [13]. Кроме того, КПД вихревых эжекторов не превышает 10 %. Согласно, экспериментальных исследований, проведенных в работах [7, 12] вихрекамерные нагнетатели (ВКН) могут использоваться в гидро- и пневмотранспорте, их КПД выше вихревых эжекторов, но комплексного сравнения с другими видами насосов не производилось.

Цель

Целью работы является исследование энергетической эффективности применения вихрекамерных нагнетателей в системах гидро- и пневмотранспорта.

Изложение основного материала

Использование пневматического транспорта позволяет сократить потери материалов при транспортировании (при авто- и железнодорожном транспортировании составляют порядка 5 %), обеспечить герметичность трассы и изоляцию перемещаемых сред от внешней среды, что устраняет загрязнение атмосферы и улучшает условия труда [1, 2]. Системы пневмотранспорта легко монтируются и управляются, позволяют полную автоматизацию работ, возможность транспортирования из одного источника нескольким потребителям. К недостаткам пневмотранспорта относятся достаточно высокие затраты электроэнергии и изнашивание трубопроводов [1].

Пневмотранспорт используют в строительстве (перемещение цементных, песчаных, асфальтобетонных смесей, минеральных порошков и многих других порошкоподобных материалов), в цветной металлургии (пыль, глинозем, концентраты и др.), в черной металлургии (пыль, горелая земля, разные порошки), в целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности (кора, отходы производства) [1, 14].

Гидравлический транспорт используют для перемещения сыпучих материалов: из шахт и карьеров на перерабатывающие предприятия и обогатительные фабрики (уголь, руда, цементное сырье, песок, песчано-гравийная масса и др); с обогатительных фабрик на предприятия (уголь, рудный концентрат); от предприятий и карьеров в отвал (золошлаки тепловых электростанций и металлургических заводов, отходы обогащения, металлургического и химического производств); от предприятий на объекты утилизации (отходы обогащения, шламы металлургического производства, содержащие металл, золошлаковые материалы); грунты в гидротехническом, транспортном и гидромелиоративном строительстве и т.п. [15].

К недостаткам гидротранспорта следует отнести значительный расход воды и износ гидротранспортного оборудования при работе на абразивных материалах, а также трудности обезвоживания смеси, подаваемой потребителю [1].

При проектировании гидро- или пневмотранспортной системы рабочая точка будет определяться пересечением двух расходно-напорных характеристик: насоса, работающего на смеси и расходно-напорной характеристики магистрали. Кроме того, согласно [16], колебания свойств транспортируемой смеси тем или иным образом должны сказаться на величинах критической скорости и гидравлического уклона, а также на коэффициентах пересчета расходно-напорной характеристики нагнетателя с чистой среды на смесь. Это приведет к смещению вверх или вниз от стабильного состояния расходно-напорных характеристик магистрали и насоса, и на диаграмме вместо рабочей точки системы необходимо рассматривать рабочую область, представляющую собой неправильный четырехугольник.

Как следует из работ [7, 11] особенность работы вихрекамерного нагнетателя (рис.1) заключается в наличии двух различных характеристик, связанных с двумя разными рабочими процессами: первый с высокой напорностью и низкой производительностью, а второй – с низкой напорностью, но высокой производительностью. Поэтому определение рабочей точки системы возможно на одной расходно-напорной диаграмме, объединяющей рабочие процессы обеих модификаций нагнетателя (рис. 2), но при эксплуатации необходимо контролировать нахождение рабочей точки, потому как, в противном случае, изменение рабочего процесса будет приводить к тому, что в осевом канале могут появляться потери перекачиваемой среды.

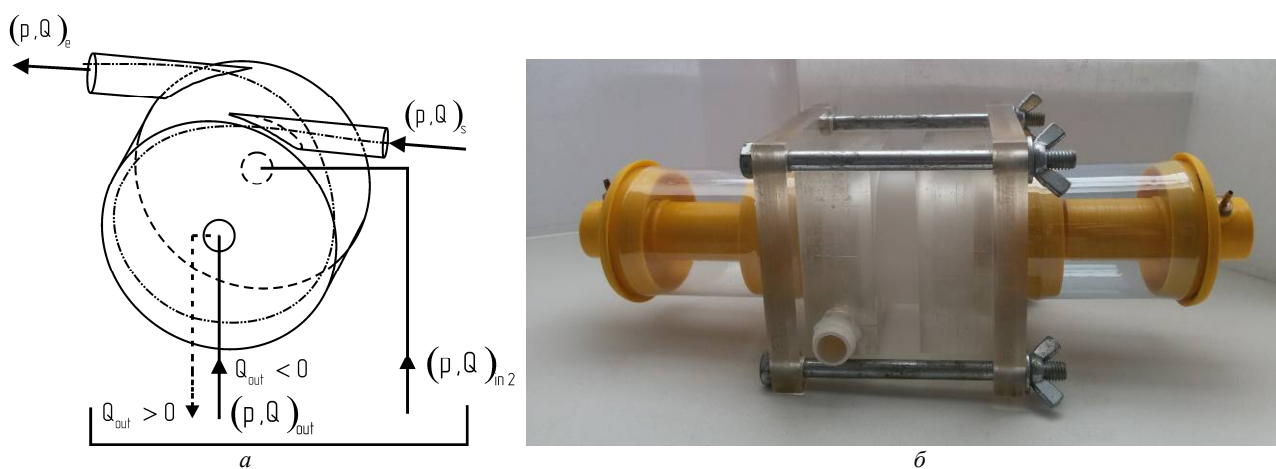


Рис. 1. Вихрекамерный нагнетатель: а) схема; б) экспериментальный образец

На диаграмме, показанной на рис. 2 давление и расход отнесены к давлению и расходу в канале питания p_s и Q_s соответственно.

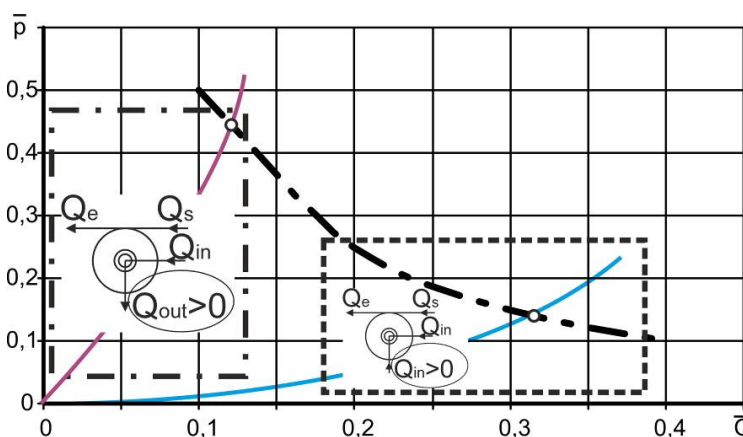


Рис. 2. Объединенная расходно-напорная диаграмма ВКН с реализацией двух рабочих режимов

Для оценки применения вихрекамерных нагнетателей в пневмотранспортных системах произведено сравнение достижимого коэффициента эжекции по твердому телу от относительного перепада давлений, создаваемого струйным аппаратом для прямоточных струйных аппаратов и для вихрекамерных [6, 17, 18]. Достижимый коэффициент эжекции по перекачиваемому твердому телу или жидкости для прямоточных струйных аппаратов согласно [19] можно вычислить по следующей формуле:

$$u_s = \frac{\frac{k_s}{2(k_s + 1)} \varphi_1^2 \varphi_2^2 \lambda_{p,n}^2 \frac{p_{in}}{\Delta p_e} - \left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{1 + u_{gas}}{1 + \frac{\Delta p_e}{p_{in}}}}{\left(\frac{1}{\varphi_3} - 0,5 \right) \frac{1 + u_{gas}}{1 + \frac{\Delta p_e}{p_{in}}} - (\varphi_2 \varphi_4 - 0,5) n u_{gas}} \quad (1)$$

где k_s – показатель адиабаты активного потока; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коэффициенты скорости рабочего сопла, камеры смешения, диффузора и входного участка камеры смешения прямооточного струйного аппарата; λ_s – приведенная изоэнтропная скорость активного потока; p_{in} – давление перекачиваемого потока; $\Delta p_e = p_e - p_{in}$ – разница давлений на выходе из струйного аппарата и перекачиваемого потока; $u_{gas} = G_{in}^{gas} / G_s^{gas}$ – коэффициент эжекции по газу, равный отношению массовых расходов газа перекачиваемого потока и активного; n – соотношение характерных площадей струйного аппарата, в среднем равное 1,04.

На основе результатов экспериментальных исследований ВКН, приведенных в [7] построен график сравнения достижимых коэффициентов эжекции прямооточных струйных аппаратов и вихрекамерных, приведенный на рис. 3. На рисунке точки соответствуют экспериментальным исследованиям ВКН, линии – теоретически достижимые параметры струйных прямооточных аппаратов, полученные по уравнению (1). На основе экспериментальной точки ВКН, рассчитывалась по известным давлениям, коэффициенту эжекции и приведенной изоэнтропной скорости зависимость достижимого коэффициента эжекции по твердому телу прямооточного струйного аппарата. В результате, получено, что коэффициент эжекции по твердому телу вихрекамерного нагнетателя превосходит в четыре раза достижимый (теоретический) коэффициент эжекции по твердому телу прямооточного струйного аппарата. Это приводит к значительному снижению необходимого давления активного потока, и снижению необходимой (затраченной) мощности, подводимой к аппарату для обеспечения заданного коэффициента эжекции по твердому телу. Что говорит о том, что при перекачивании твердых сред в пневмотранспорте вихрекамерные нагнетатели более эффективны и обладают большим КПД.

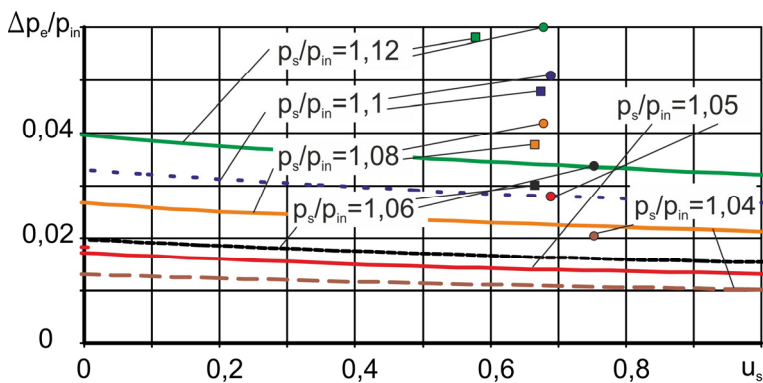


Рис. 3. Зависимость достижимого коэффициента эжекции по твердому телу от относительного перепада давлений, создаваемого струйным аппаратом

достижимого коэффициента эжекции по твердому телу от относительного перепада для прямооточного струйного аппарата, и по ней вычислялось необходимое давление активного потока (рис. 4).

Так как достижимый коэффициент эжекции по твердому телу и необходимое давление активного потока определялись при одном и том же расходе для ВКН и для прямооточного струйного аппарата (ПСА), то соотношение необходимых давлений будет определять и соотношение затраченных мощностей (рис. 5). Таким образом, для обеспечения одного и того же коэффициента эжекции по твердому телу, вихрекамерному нагнетателю необходимо давление активного потока в два раза меньше, чем прямооточному струйному аппарату. Следовательно, затраченная мощность, необходимая для обеспечения процесса перекачивания с помощью ВКН в два раза меньше, чем необходима прямооточному струйному аппарату. Таким образом, эффективность работы вихрекамерных

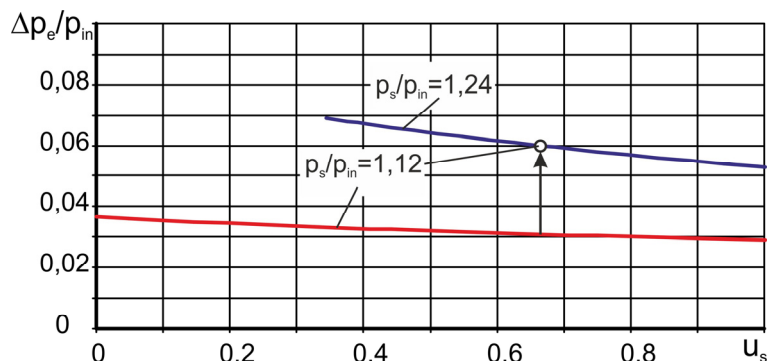


Рис. 4. Определение необходимого давления активного потока для прямооточного струйного аппарата, необходимого для реализации заданного коэффициента эжекции по твердому телу, реализуемого вихрекамерным нагнетателем

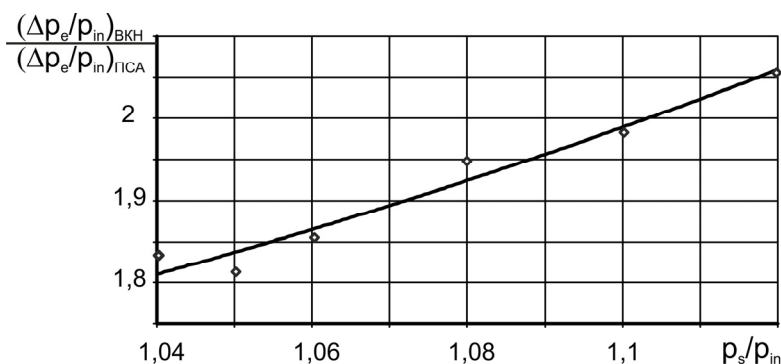


Рис. 5. Соотношение относительных перепадов давлений, создаваемых вихрекамерным нагнетателем и прямоточным струйным аппаратом

нагнетателей в два раза выше прямоточных. Более того, чем больше соотношение давлений p_s/p_{in} , тем более эффективна работа ВКН.

Исследования работы ВКН в гидро- и пневмосистемах показали, что они обладают лучшими, чем прямоточные струйные аппараты, показателями эффективности перекачивания твердых сыпучих сред. Что позволяет несколько расширить область применения ВКН в системах гидро- и пневмотранспорта (рис. 6).

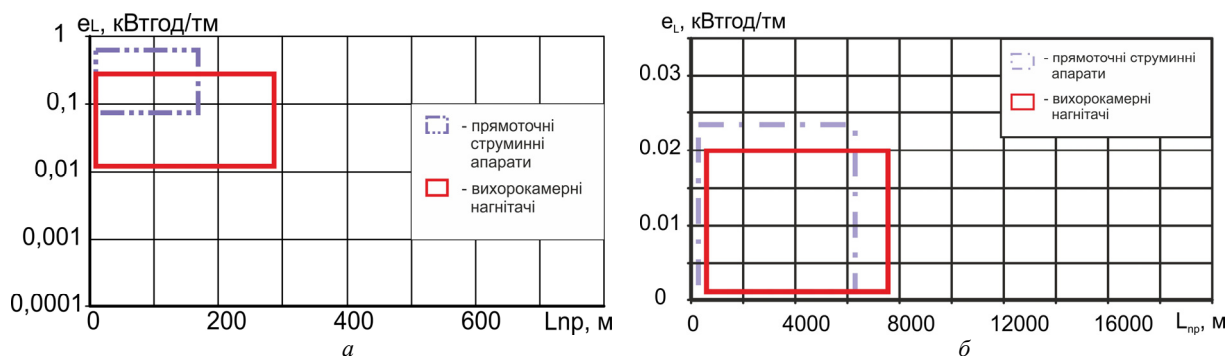


Рис. 6. Показатели эффективности и дальность транспортирования струйных нагнетателей: а) в пневмотранспорте; б) в гидротранспорте

Вследствие лучших показателей ВКН в пневмотранспорте расширяется диапазон использования струйных нагнетателей (рис. 6, а): дальность транспортирования может достигать 300 м за счет большего относительного перепада давлений, создаваемого аппаратом, затраты электроэнергии на перемещение 1 т материала на 1 м снижаются более чем в два раза.

В гидравлическом транспорте эффективность ВКН не так ярко выражена как в пневматическом транспорте (рис. 6, б), вследствие меньшего соотношения плотностей перекачиваемой среды и активного потока, и проявления центробежной силы, но диапазон использования струйных нагнетателей также несколько расширяется: дальность транспортирования может достигать 7000 м, затраты электроэнергии на перемещение 1 т материала на 1 м снижаются примерно в 1,2 раза.

Выводы

1. Получено, что коэффициент эжекции по твердому телу вихрекамерного нагнетателя превосходит в два раза достижимый (теоретический) коэффициент эжекции по твердому телу прямоточного струйного аппарата. Это приводит к значительному снижению необходимого давления активного потока, и снижению необходимой (затраченной) мощности, подводимой к аппарату для обеспечения заданного коэффициента эжекции по твердому телу. Таким образом, энергетическая эффективность и КПД вихрекамерных нагнетателей в пневматическом и гидравлическом транспорте выше, чем у других нагнетателей струйного типа.
2. Построены сводные графики полей струйных нагнетателей, используемых в системах гидро- и пневмотранспорта. Диапазон использования струйных нагнетателей расширен по дальности транспортирования, как для гидротранспорта, так и для пневмотранспорта. В пневмотранспорте дальность транспортирования может достигать 300 м за счет большего относительного перепада давлений, создаваемого аппаратом, затраты электроэнергии на перемещение 1 т материала на 1 м снижаются более чем в два раза.
3. Для двух рабочих режимов работы вихрекамерного нагнетателя построена объединенная расходно-напорная диаграмма.

Анотація. На основі експериментальних досліджень вихорокамерних нагнітачів розглянуто використання струйних нагнітачів у системах гідро- і пневмотранспорту. При дослідженні пневмотранспортних систем, отримано, що коефіцієнт ежекції по твердому тілу вихорокамерного нагнітача перевищує в чотири рази досяжний (теоретичний)

коефіцієнт ежекції по твердому тілу прямого струминного апарата. Побудовано зведені графіки полів струминних нагнітачів, що використовуються у системах гідро- і пневмотранспорту. Збільшення коефіцієнта ежекції привело до зменшення тиску активного потоку струминного апарата, внаслідок чого знижені витрати енергії на перекачування заданої масової витрати твердого матеріалу. Застосування вихорокамерного нагнітача в системах переміщення твердих середовищ дозволило збільшити дальність транспортування як у пневмотранспорті, так і у гідротранспорті. Для обох робочих режимів роботи вихорокамерного нагнітача побудовано об'єднану витратно-напірну діаграму.

Ключові слова: вихорокамерний нагнітач, гідротранспорт, коефіцієнт ежекції, пневмотранспорт, струминні апарати.

Abstract. Purpose. Power efficiency of hydraulic and the pneumatic transport systems, constructed on a basis of vortex chamber superchargers is investigated.

Approach. On the basis of experimental researches results of vortex chamber superchargers the diagram comparison of achievable injector factors direct-flow jet devices and vortex chamber superchargers is plotted.

Findings. It is received that the injector factor on a solid of vortex chamber supercharger surpasses four times achievable (theoretical) injector factor on a solid of the direct-flow jet device. Consequently, necessary pressure of an active flow considerably decreases, and the necessary (consumed) power brought to the device for supply of the set injector factor on a solid decreases. At pumping of solid mediums in pneumatic transport vortex chamber superchargers are more effective and possess the big efficiency.

Keywords: vortex chamber supercharger, hydraulic transport, injection factor, pneumatic transport, jet pump.

References

1. Syomin, D.O. (2004), "Increasing of cargoes moving efficiency of pipeline transport with means of fluidic fittings", Diss. doct. tekhn. Nauk, Lugansk, Ukraine.
2. Mills, D. (2004), *Pneumatic Conveying Design Guide*, 2nd Edition, Bitterworth-Heineman.
3. Uss, A.Y. and Chernyshev, A.V. (2016), The Development of the Vortex Gas Pressure Regulator, *Procedia Engineering*, Vol. 152, pp. 380-388.
4. Kunii, D. and Levenspiel, O. (2013), *Fluidization engineering*, 2nd Edition, Elsevier.
5. Song, X.G., Park, J.H., Kim, S.G. and Park, Y.C. (2013), Performance comparison and erosion prediction of jet pumps by using a numerical method, *Mathematical and Computer Modelling*, Vol. 57, No. 1, pp. 245-253.
6. Tsegel'skiy, V.G. (2003), *Dvukhfaznye struynye apparaty* [Two-phase jet apparatus], MGTU im. N.E. Bauman Publ, Moscow, Russia.
7. Syomin, D.O. and Rogovyi, A.S. (2005), "Experimental investigations of the characteristics of vortex-fluid pumps", *Visnik SumDU*, no 12 (84), pp. 64-70.
8. Thakare, H.R. and Parekh, A.D. (2015), "Computational analysis of energy separation in counter-flow vortex tube", *Energy*, Vol. 85, pp. 62-77.
9. Hommes, T., Bosschers, J., Hoeijmakers, H.W. (2015), "Evaluation of the radial pressure distribution of vortex models and comparison with experimental data", *Journal of Physics: Conference Series*, IOP Publishing, Vol. 656, No 1, pp. 012182. doi:10.1088/1742-6596/656/1/012182.
10. Hreiz, R., Gentric, C., Midoux, N., Lainé, R. and Fünfschilling, D. (2014), "Hydrodynamics and velocity measurements in gas-liquid swirling flows in cylindrical cyclones", *Chemical engineering research and design*, Vol. 92, no 11, pp. 2231-2246.
11. Syomin, D. and Rogovyi, A. (2012), "Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber", *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*, vol. 12(4), pp. 279-284.
12. Levchenko, D., Melechuk, S. and Arseniev, V. (2012), "Regime characteristics of vacuum unit with a vortex ejector stage with different geometry of its flow path", *Procedia Engineering*, Vol. 39, pp. 28-34.
13. Alahmadi, Y.H. and Nowakowski, A.F. (2016), "Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator", *Chemical Engineering Science*, Vol. 147, pp. 150-165.
14. Klinzing, G.E., Marcus, R.D., Rizk, F. and Leung, L.S. (1997), *Pnevmaticheskaja peredacha tel. Teoreticheskij i prakticheskij podhod (Serii poroshkovej tehnologii)* [Pneumatic conveying of solids. A theoretical and practical approach (Powder technology series)], 2nd Edition, Chapman&HallSuffolk.
15. Baranov, Yu.D., Blyuss, B.A., Semenenko, E.V. and Shurygin, V.D. (2006), *Obosnovanie parametrov i rezhimov raboty sistem gidrotransporta gornyxh predpriyatii* [Substantiation of parameters and operating modes of systems of hydraulic transport of adventures], Novaya ideologiya, Dnepropetrovsk, Ukraine.
16. Semenenko, E.V. and Mokritskaya, E.Yu. (2012), *Obosnovanie metodicheskogo podkhoda k raschetu parametrov gidrotransporta s uchetom kolebanii svoystv transportiruемого materiala* [Substantiation of the methodical approach to calculation of parameters of hydraulic transport taking into account oscillations of properties of a carried material]. Zbagachennya korisnikh kopalyn, Dnepropetrovsk, Ukraine, no. 51(92). <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/1439>.
17. Ponomarenko, S.N. (2012), "Definition of an energy loss on mixing of streams of air in a transmission pipeline vibratory pneumatic transport machine", *Geotekhnicheskaya mekhanika, IGTM NANU*, Dnepropetrovsk, no. 101, pp. 192-197.
18. Voloshin, A.I., Ponomarenko, S.N. and Ignatovich, Yu.N. (2014), "Features of traffic of an aeromix on a loading section vibratory pneumatic transport systems with ring injector", *Geotekhnicheskaya mekhanika, IGTM NANU*, Dnepropetrovsk, no. 114, pp. 50-62.
19. Sokolov, E.Ja., Zinger, N.M. (1989), *Strujnye apparaty* [Jet apparatus] 3rd ed., Jenergoatomizdat Publ, Moscow, Russia.