

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЖЕКТОРА С КРИВОЛИНЕЙНЫМ УЧАСТКОМ КАМЕРЫ СМЕШЕНИЯ НА ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКУ

Картас С.С.К.^{*}, Панченко В.И.^{**}, Александров Ю.Б.^{***}

*Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева — КАИ,
КНИТУ-КАИ, ул. К. Маркса, 10, Казань, 420111, Россия*

^{*} e-mail: *salar.saber29@mail.ru*

^{**} e-mail: *panchenkovi@rambler.ru*

^{***} e-mail: *Alexwischen@rambler.ru*

Статья поступила в редакцию 23.10.2019

Приведены результаты расчетов для эжекторов с криволинейным и последующим прямолинейным участками камеры смешения. Оценивается влияние геометрических параметров эжектора на его коэффициент эжекции. Дано обоснование выбора геометрических параметров эжекторов с криволинейным участком камеры смешения.

Ключевые слова: эжектор, криволинейный участок камеры смешения, геометрические параметры, коэффициент эжекции.

Струйные аппараты — устройства, в которых происходит передача кинетической энергии от одной среды, движущейся с большей скоростью, к другой. Эжектор, работая по закону Бернулли, создает в сужающемся сечении пониженное давление одной среды, что вызывает подсос другой среды, которая затем переносится и удаляется от места всасывания энергией первой среды (рис. 1, 2).

Струйные аппараты — это устройства, используемые для эжекции вторичной жидкости импуль-

сом и передачей энергии от высокоскоростной первичной струи [1—3]. Они могут работать с несжимаемыми жидкостями и в этом случае обычно упоминаются как струйные насосы.

Смешиваемые потоки могут находиться в одной и той же фазе (жидкой, паровой, газовой) или в разных фазах (например, пар и жидкость, газ и твердое тело и др.). В процессе смешения фазовое состояние смешиваемых потоков может оставаться неизменным или же изменяться (например, пар

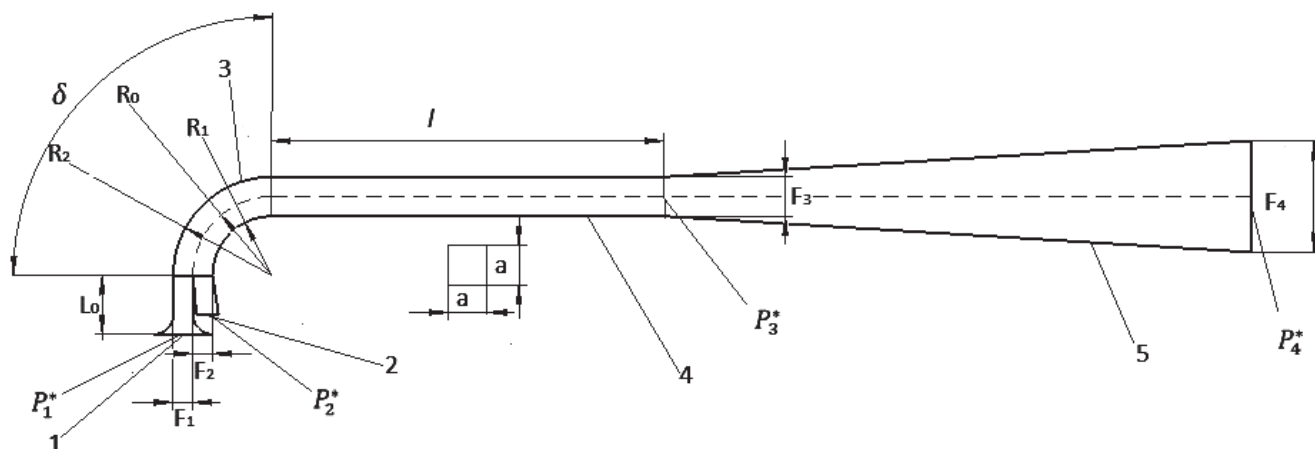


Рис. 1. Схема эжектора с криволинейным участком камеры смешения при $R_0/a = 2$: 1 — сопло высоконапорного потока; 2 — сопло низконапорного потока; 3 — начальный участок камеры смешения; 4 — прямолинейный участок камеры смешения; 5 — диффузор

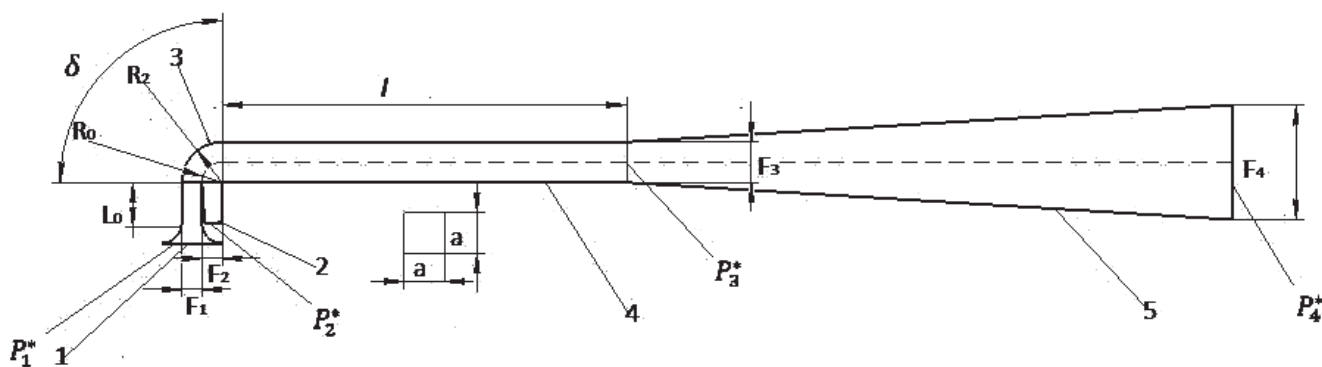


Рис. 2. Схема эжектора с криволинейным участком камеры смешения при $R_0/a=1$: 1 — сопло высоконапорного потока; 2 — сопло низконапорного потока; 3 — начальный участок камеры смешения; 4 — прямолинейный участок камеры смешения; 5 — диффузор

может превращаться в жидкость). Поток, вступающий в процесс смешения с большей скоростью, называется рабочим, а с меньшей скоростью — инжектируемым [3–4].

Эжекторы (струйные насосы) распространены во многих отраслях промышленности: энергетике, металлургии, машиностроении, нефтяной, химической. Широкое применение эжекторы получили благодаря исключительной простоте конструкции, отсутствию подвижных механических частей, простоте их изготовления, высокой надежности в работе и низкой стоимости [5–9].

Эффективный жидкостной эжектор — это смеситель жидкостей, отличительным признаком в котором является применение криволинейного входного участка камеры смешения [10–12], обеспечивающего уменьшение потерь давления в эжекторе за счет снижения средней скорости активного потока (рис. 1). Криволинейное течение широко применяют в технике с целью повышения эффективности различных устройств, их исследованию посвящены работы [13–16]. В настоящей статье исследуется жидкостной эжектор, у которого входной, криволинейной участок камеры смешения обеспечивает перераспределение скорости по закону свободного вихря, при этом максимальное значение скорости обеспечивается у сопла низконапорного (пассивного) потока. За счет большей скорости на срезе пассивного потока происходит эжектирование большего количества низконапорной жидкости по сравнению с эжектором прямолинейной камеры смешения при прочих равных условиях [10].

В эжекторах, результаты исследования которых представлены в данной статье, криволинейный участок камеры смешения представляет собой отвод.

Отвод — это элемент арматуры, предназначенный для изменения направления потока жидкости

в трубопроводе. Отводы изготавливают по различным технологиям, отсюда их названия: крутоизогнутые, гнутые или сварные-секционные. Способ крепления их к трубопроводу один — приварка. На рис. 3 показан крутоизогнутый бесшовный отвод с углом изгиба 90° [17].

Потери напора в отводе связаны с изменением направления потока. Рассмотрим течение жидкости при повороте трубопровода (рис. 3). В результате искривления потока на вогнутой стороне поверхности трубы давление больше, чем на выпуклой, а разница в скорости и направлении течения способствует отрыву потока от стенки, что приводит сначала к сужению струи, а затем, далее по течению, к ее расширению, при этом возникают значительные потери напора [18–19].

При плавном повороте трубы (закругленное колено, отвод) вихреобразование уменьшаются и потери напора будут значительно меньше. Коэффициент сопротивления отвода зависит от угла поворота, а также от отношения R/a радиуса закругления к диаметру трубы (рис. 4) и от коэффициента гидравлического трения λ [19], т.е.

$$\zeta = f\left(\alpha, \frac{R}{a}, \lambda\right).$$

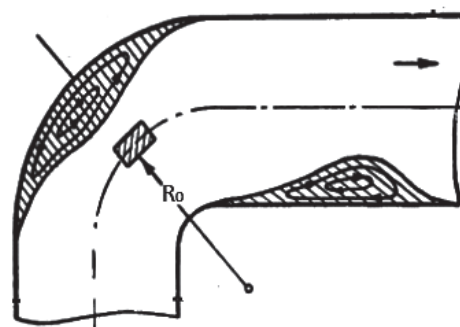


Рис. 3. Структура течения жидкости при повороте трубопровода

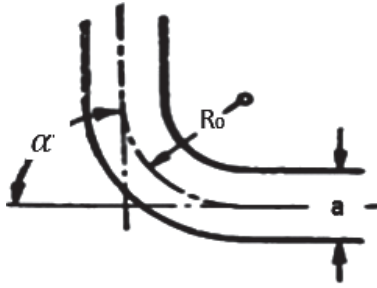


Рис. 4. Геометрические параметры, определяющие участок поворота трубопровода

Для отвода круглого сечения с углом $\alpha = 90^\circ$ коэффициент сопротивления определяется формулой [18]:

$$\zeta_{\text{отв}} = 2000\lambda^{2.5} + 0,106 \left(\frac{a}{R}\right)^{2.5}$$

или при больших числах Рейнольдса — формулой Б.Б. Некрасова [19]:

$$\zeta_{\text{отв}} = 0,05 + 0,19 \frac{d}{a}$$

В колене со скругленной внешней стенкой при сохранении внутренней кромки острой $R_0 = 0$ (рис. 7) не происходит заметного снижения сопротивления колена. Значительное увеличение радиуса кривизны внешней стенки даже вызывает повышение сопротивления колена. Это указывает на нерациональность скругления одной только внешней стенки (при острой внутренней кромке), так как при этом уменьшается площадь поперечного сечения потока в месте поворота и увеличивают-

ся диффузорные потери [17–20], возникающие при переходе от колена к выходному участку трубопровода (рис. 5).

Коэффициент сужения струи $\epsilon = \frac{F_y}{F}$ (F_y — площадь узкого сечения потока; F — площадь сечения канала перед коленом) зависит от угла поворота α . Так, например, при $\alpha = 0$ $\epsilon = 1$, а при $\alpha = 90^\circ$ (прямоугольное колено) $\epsilon = 0,5$, т.е. ширина вихря составляет около половины ширины трубы [19].

Имеются также формулы, связывающие $\zeta_{\text{кол}}$ непосредственно с углом поворота, например формула Вейсбаха [19]:

$$\zeta_{\text{кол}} = 0,94 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2,049 \sin^4 \frac{\alpha}{2}$$

Коэффициент эжекции $n = \frac{G_2}{G_1}$ — это относительный расход жидкости, который зависит от площадей сопел, от начальных давлений, от режима работы эжектора.

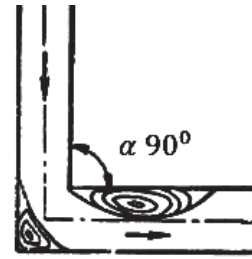


Рис. 5. Структура течения жидкости на участке колена с острой кромкой

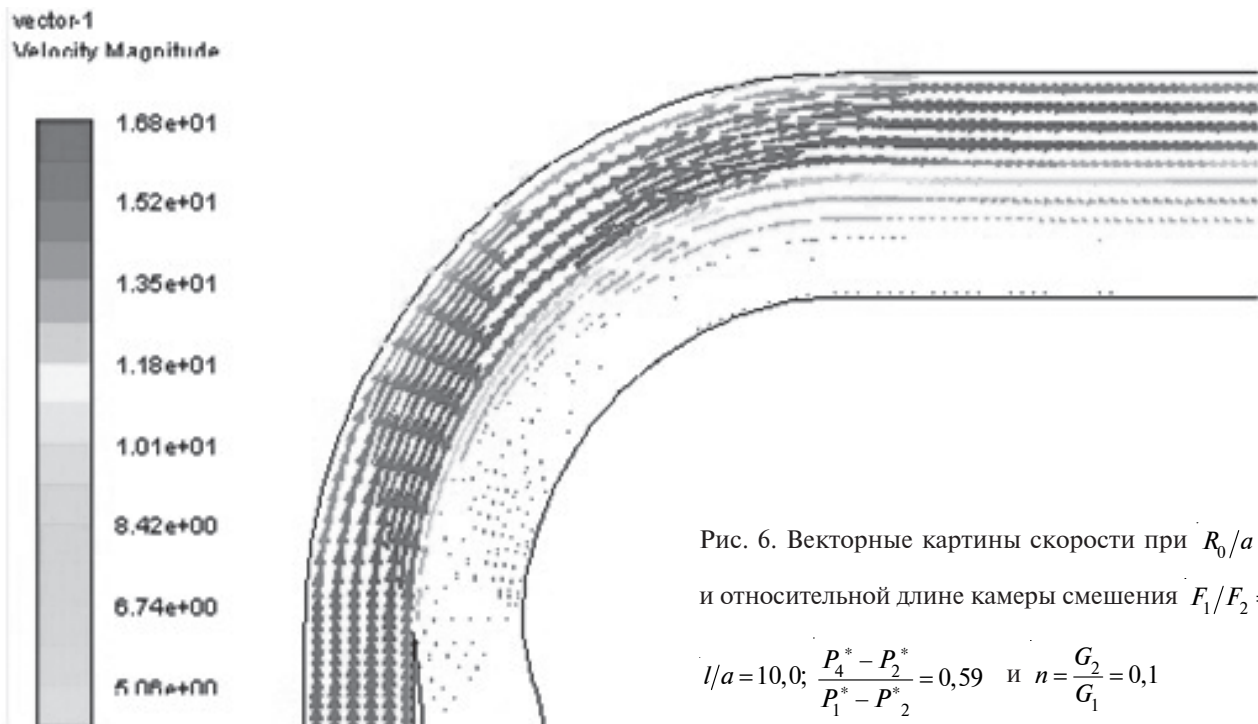


Рис. 6. Векторные картины скорости при $R_0/a = 2$ и относительной длине камеры смешения $F_1/F_2 = 1$;

$$l/a = 10,0; \frac{P_4^* - P_2^*}{P_1^* - P_2^*} = 0,59 \quad \text{и} \quad n = \frac{G_2}{G_1} = 0,1$$

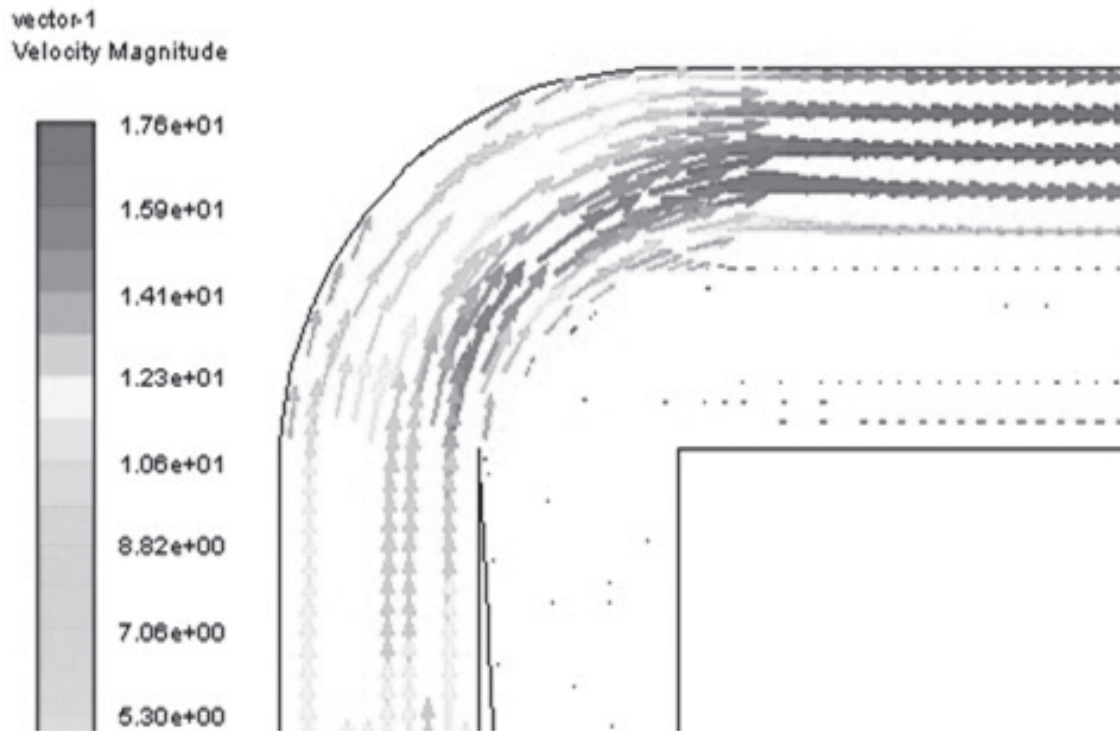


Рис. 7. Векторные картины скорости при $R_0/a=1$ и относительной длине камеры смешения $F_1/F_2=1$; $l/a=10,0$; $\frac{P_4^* - P_2^*}{P_1^* - P_2^*} = 0,57$ и $n = \frac{G_2}{G_1} = 0,1$

В работе представлены результаты численного расчета характеристики $\frac{P_4^* - P_2^*}{P_1^* - P_2^*} = f(n)$ криволинейных эжекторов с геометрическим параметром $F_1/F_2 = 1$ при относительных размерах колен и отводов $R_0/a = 1; 2$ (рис. 6—10). Как видно из рис. 8—10, при одинаковых коэффициентах эжекции относительный перепад давления получается больше

у криволинейного эжектора с относительным радиусом $R_0/a = 2$.

Для численного расчета на основе предварительных расчетов и анализа сеточной независимости получаемых результатов выбирались разрешения сеток и модели вязкости. Расчет проводился в стационарной двухмерной постановке с использованием программы Fluent и модели турбулентной вязкости $k-\epsilon$ RNG.

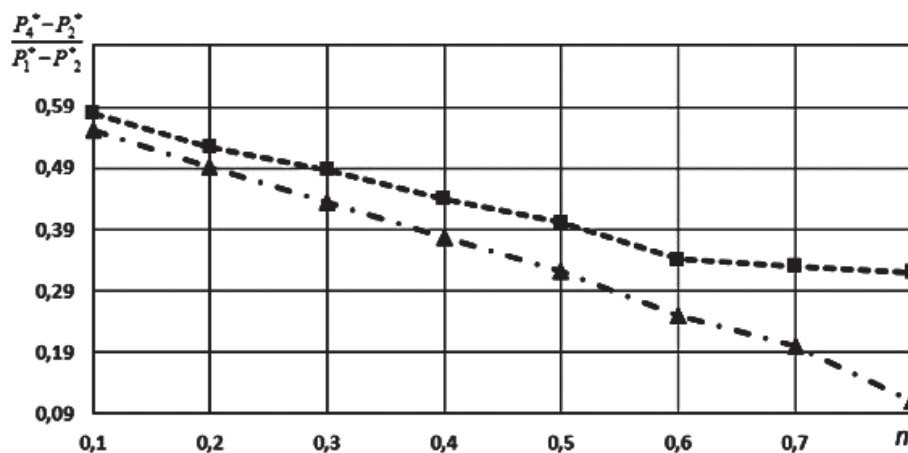


Рис. 8. Сравнение характеристик эжекторов (криволинейный участок камеры смешения отвод и колено) при $F_1/F_2 = 1$; $l/a=10,0$: ■ при $R_0 = 2$; ▲ при $R_0 = 1$

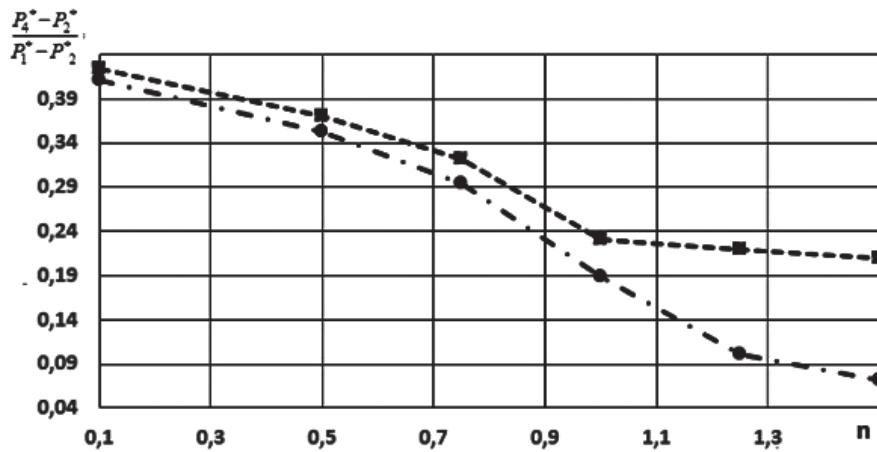


Рис. 9. Сравнение характеристик эжекторов (криволинейный участок камеры смешения отвод и колено) при $F_1/F_2 = 0,5$; $l/a = 10,0$: ■ при $R_0 = 2$; ▲ при $R_0 = 1$

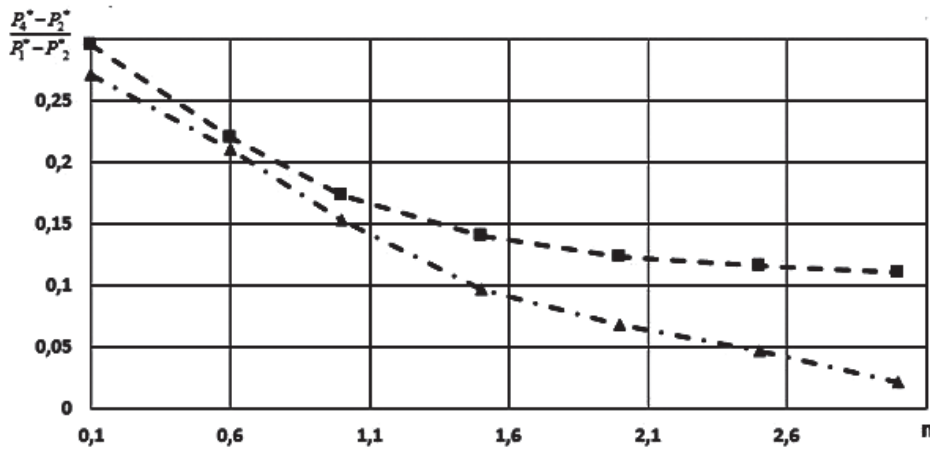


Рис. 10. Сравнение характеристик эжекторов (криволинейный участок камеры смешения отвод и колено) при $F_1/F_2 = 0,25$; $l/a = 10,0$: ■ при $R_0 = 2$; ▲ при $R_0 = 1$

На рис. 11 приведены результаты расчета характеристики $\frac{P_4^* - P_2^*}{P_1^* - P_2^*} = f(n)$ криволинейного и прямолинейного эжекторов при одинаковых пара-

метрах (F_1/F_2 ; l/a) и дано сравненный с экспериментом. Как видно на рис. 11, при одинаковых коэффициентах эжекции относительный перепад давления получается больше у криволинейного

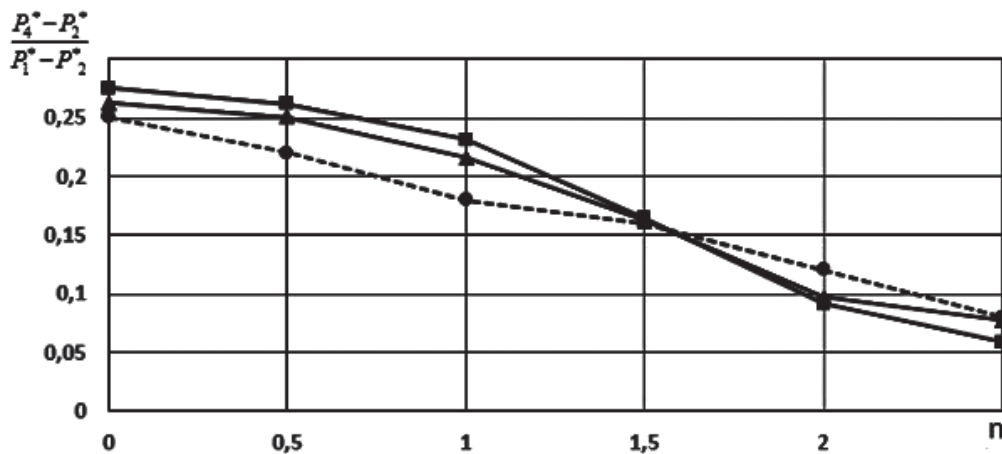


Рис. 11. Сравнение характеристик эжекторов при $F_1/F_2 = 0,22$ и $l/a = 10,0$: ■ расчет для криволинейного; ● эксперимент для прямолинейного [3]; ▲ расчет для прямолинейного

эжектора при отношении площадей $F_1/F_2 = 0,22$. Это преимущество криволинейного эжектора значительно возрастает при увеличении отношения площадей F_1/F_2 .

Выводы

1. При одинаковых коэффициентах эжекции относительный перепад давлений у криволинейного эжектора больше при относительном радиусе отвода $R_0/a = 2$, чем у прямолинейного эжектора при относительном радиусе $R_0/a = 1$ (колена).

2. Коэффициент эжекции зависит от отношения площадей F_1/F_2 . Чем меньше отношения F_1/F_2 , тем больше коэффициент эжекции.

3. При одинаковых коэффициентах эжекции относительный перепад давлений у криволинейного эжектора больше, чем у прямолинейного. Поэтому эжекторы с криволинейным участком камеры смещения часто бывают более эффективными.

Библиографический список

1. *Абрамович Г.Н.* Прикладная газовая динамика. — М.: Наука, 1976. — 888 с.
2. *Абрамович Г.Н., Крашенинников С.Ю., Секундов А.Н., Смирнова И.П.* Турбулентное смешение газовых струй. — М.: Наука, 1974. — 272 с.
3. *Соколов Е.Я., Зингер Н.М.* Струйные аппараты. — М.: Энергоатомиздат, 1989. — 352 с.
4. *Битюцких С.Ю., Спиридонов Е.К.* Исследование и расчет гидродинамики в струйном насосе // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2016. Т.16. № 1. С. 5-15.
5. *Спиридонов Е.К., Битюцких С.Ю.* О работе жидкостного эжектора при малых коэффициентах эжекции // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2014. Т. 16. № 2. С. 538-542.
6. *Dymarski C., Narewski M.* Simplified method of water cooled exhaust system design and performance assessment // Journal of Polish CIMEEAS. 2016. Vol. 11. № 1, pp. 23-29.
7. *Hiscoke B.* IR Suppression — Exhaust Gas Cooling by Water Injection // Mecon 2002. Conference

- Proceedings. Future orientated technologies (03-06 September 2002, Hamburg), 9 p.
8. *Presz W.M., Paterson R.W., Werle M.J.* Fluid dynamic pump. Patent US 4835961 A. США, 1986.
9. *Schleijpen H.M.A., Neele F.P.* Ship exhaust gas plume cooling // Proceedings of the SPIE. 2004. Vol. 5431, pp. 66-76.
10. *Панченко В.И., Раскин А.И., Сыченков В.А., Волостнов Г.В., Халиулин Р.Р.* Эжектор. Патент RU 119417 U1. Бюл. № 23, 20.08.2012.
11. *Васильев Ю.И.* Газовый или паровой эжектор с криволинейной осью системы Васильева. Патент SU 123279 A1. Бюл. № 20 за 1959 г.
12. *Халиулин Р.Р.* Повышение эффективности энергетических ГТУ с применением эжекторных систем: Дисс. ... канд. техн. наук. — Казань: КНИТУ-КАИ им. А.Н. Туполева, 2018. — 136 с.
13. *Хаустов А.И., Жданов И.Л., Сергиевский Э.Д., Овчинников Е.В.* Расчет течения жидкости в каналах вихревого насоса // Вестник Московского авиационного института. 2003. Т.10. № 2. С. 47-51.
14. *Бобков А.В.* Повышение теоретического напора колес центробежных насосов летательных аппаратов // Вестник Московского авиационного института. 2004. Т.11. № 1. С 18-21.
15. *Семенихин С.А., Сысоев Д.В., Тихонов В.Б.* Повышение теплогидравлической эффективности профилированных труб // Вестник Московского авиационного института. 2007. Т.14. № 2. С 9-22.
16. *Ратников С.П.* Применение вихревой трубы для повышения эффективности работы ГТУ // Вестник Московского авиационного института. 2008. Т. 15. № 3. С. 63-68.
17. *Филиппов В.В.* Гидравлическое сопротивление сети. — Самара: Самарский государственный технический университет, 2013. — 21 с.
18. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1992. С. 29-33 (672 с.).
19. *Альшиуль А.Д., Киселев П.Г.* Гидравлика и аэродинамика (основы механики жидкости). — М.: Стройиздат, 1964. — 273 с.
20. *Некрасов Б.Б.* Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах: Учебник. — 2-е изд. перераб. и дополн. — М.: Машиностроение, 1967. — 368 с.

GEOMETRIC PARAMETERS EFFECT OF EJECTOR WITH CURVILINEAR SECTION OF MIXING CHAMBER ON ITS CHARACTERISTIC

Kartas S.S.K.* , Panchenko V.I.** , Aleksandrov Yu.B.***

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev – KAI,
KNRTU-KAI, 10, K. Marx str., Kazan, Tatarstan, 420111, Russia

* e-mail: salar.saber29@mail.ru

** e-mail: panchenkovi@rambler.ru

*** e-mail: Alexwischen@rambler.ru

Abstract

Ejector is the simplest device without moving parts for liquids, gas, and other media moving. Power transfer from one stream to the other proceeds by their turbulent mixing. Very often, injector is employed to maintain continuous airflow in a duct, or a premise, thus performing a fan role. It is used also for jet engines testing. The exhaust stream flowing from the jet nozzle draws in the air from the shaft into the ejector, ensuring thereby the premise ventilation and engine cooling.

Over the past 60 years, plenty of studies has been performed on ejectors as a part of jet engines, which purpose consisted in increasing engine thrust, and reducing fuel consumption, jet noise and output temperature.

In modern conditions, these devices are used in various fields, such as aircraft and machine building, firefighting equipment, and as pumps, compressors, and mixers at oil tank farms.

In general, the described ejector structures include straight-line mixing chambers. Employing a curvilinear section of mixing chamber, which allows improve the ejector parameters, may be suggested as an option of such ejectors. An option of the ejector of this kind consists of a high-pressure flow nozzle, a low-pressure flow nozzle, mixing chamber, and diffuser. With this, the initial section of the mixing chamber is curvilinear.

The disadvantage of this ejector is certain difficulties in manufacturing curvilinear surfaces of nozzles and initial section of the mixing chamber. The advantage of this ejector consists in average velocity reduction of the active jet at the mixing chamber inlet, and, as a consequence, mixing losses reduction.

The article presents the results of numerical

calculation of the $\frac{P_4^* - P_2^*}{P_1^* - P_2^*} = f(n)$ characteristics of

curvilinear ejectors with $F_1/F_2 = 1$ geometric parameter (elbows and bends) at relative sizes of $R/a = 1; 2$. These results revealed that with the same ejection coefficients, the relative pressure drop is greater for a curvilinear ejector with a relative radius of $R/a = 2$. The numerical

calculation was performed in a stationary setting using the Fluent program and the k-e RNG turbulent viscosity model. Based on preliminary calculations and the grid independence analysis of the obtained results, the grid models were selected.

Keyword: ejector, curvilinear section of mixing chamber, geometric parameters, ejection coefficient.

References

1. Abramovich G.N. *Prikladnaya gazovaya dinamika* (Applied gas dynamics), Moscow, Nauka, 1976, 888 p.
2. Abramovich G.N., Krashennikov S.Yu., Sekundov A.N., Smirnova I.P. *Turbulentnoe smeshenie gazovykh strui* (Turbulent mixing of gas jets), Moscow, Nauka, 1974, 272 p.
3. Sokolov E.Ya., Zinger N.M. *Struinye apparaty* (Jet ejectors), Moscow, Energoatomizdat, 1989, 352 p.
4. Bityutskikh S.Yu., Spiridonov E.K. *Vestnik YuUrGU. Seriya "Mashinostroenie"*, 2016, vol. 16, no. 1, pp. 5-15.
5. Spiridonov E.K., Bityutskikh S.Yu. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2014, vol. 16, no. 2, pp. 538-542.
6. Dymarski C., Narewski M. Simplified method of water cooled exhaust system design and performance assessment, *Journal of Polish CIMEEAC*, 2016, vol. 11, no. 1, pp. 23-29.
7. Hiscoke B. IR Suppression – Exhaust Gas Cooling by Water Injection. *Mecon 2002. Conference Proceedings. Future orientated technologies (03-06 September 2002, Hamburg)*, 9 p.
8. Presz W.M., Paterson R.W., Werle M.J. Fluid dynamic pump. *Patent US 4835961 A*, 1986.
9. Schleijsen H.M.A., Neele F.P. Ship exhaust gas plume cooling. *Proceedings of the SPIE*, 2004, vol. 5431, pp. 66-76.
10. Panchenko V.I., Raskin A.I., Sychenkov V.A., Volostnov G.V., Khaliulin R.R. *Ezhektor. Patent RU 119417 U1*, 20.08.2012.
11. Vasil'ev Yu.I. *Patent SU 123279 A1*, 1959.
12. Khaliulin R.R. *Povyshenie effektivnosti energeticheskikh GTU s primeneniem ezhektornykh sistem* (Efficiency improving of energy gas-turbine units employing ejector systems), Doctor's thesis, Kazan, KNITU-KAI im. A.N. Tupoleva, 2018, 136 p.

13. Khaustov A.I., Zhdanov I.L., Sergievskii E.D., Ovchinnikov E.V. A liquid flow computation in channels of peripheral pumps. *Aerospace MAI Journal*, 2003, vol. 10, no. 2, pp. 47-51.
14. Bobkov A.V. Theoretical pressure increasing for wheels of vehicle rotary pumps. *Aerospace MAI Journal*, 2004, vol. 11, no. 1, pp. 18-21.
15. Semenikhin S.A., Sysoyev D.V., Tikhonov V.B. An improvement of thermal-hydraulic efficiency of shaped tubes. *Aerospace MAI Journal*, 2007, vol. 14, no. 2, pp. 9-22.
16. Ratnikov S. An application of vortex tube enhancing of gas-turbine plant efficiency. *Aerospace MAI Journal*, 2008, vol. 15, no. 3, pp. 63-68.
17. Filippov V.V. *Gidravlichesкое soproivlenie seti* (The hydraulic resistance of the network), Samara, Samarskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2013, 21 p.
18. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soproivleniyam* (Handbook on hydraulic resistances), Moscow, Mashinostroenie, 1992, pp. 29-33 (672 p.).
19. Al'tshul' A.D., Kiselev P.G. *Gidravlika i aerodinamika: osnovy mekhaniki zhidkosti* (Hydraulics and aerodynamics: fluid mechanics fundamentals), Moscow, Stroiizdat, 1964, 273 p.
20. Nekrasov B.B. *Gidravlika i ee primeneniye na letatel'nykh apparatakh* (Hydraulics and its application on aircraft), Moscow, Mashinostroenie, 1967, 368 p.