

УДК 533.6

## МНОГОПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ЭЖЕКТОРА

Н. Поладванди, А. Хаджизаде Ахдам

Технологический университет Арака, 38135-1177 Арак, Иран  
E-mails: np7011@yahoo.com, abolfazl\_hajizade@yahoo.com

Выполнено численное моделирование течения в эжекторе с использованием пакета программ CFD. Определены оптимальные значения геометрических параметров эжектора, обеспечивающие максимальный коэффициент эжекции и минимальный уровень шума.

Ключевые слова: эжектор, первичный и вторичный потоки, уровень шума.

DOI: 10.15372/PMTF20180415

**Введение.** В эжекторе вследствие большой скорости первичного потока всасываемый вторичный поток также имеет большую скорость. Кинетическая энергия получающейся смеси используется для ее сжатия, при этом температура смеси значительно увеличивается. Таким образом, эжектор выполняет функцию компрессора [1].

Эжекторные системы, использующие природную тепловую энергию для создания экологически чистых хладагентов, могут стать альтернативой существующим системам охлаждения [2]. В отличие от систем, основанных на явлении абсорбции, эжекторные системы более просты в изготовлении и надежны, не требуют значительных затрат на установку и эксплуатацию [3]. Эффективность работы эжекторных систем охлаждения существенно зависит от их геометрии и свойств рабочей жидкости [4–7].

**1. Конструкция эжектора и принцип его работы.** Эжектор состоит из сходящегося-расходящегося сопла, камеры всасывания, прикрепленной к каналу с постоянной площадью поперечного сечения (горловине), и диффузора. На рис. 1 показаны схема эжектора и расчетная область. Элементы эжектора имели следующие размеры: длина всасывающей камеры 139 мм, длина камеры смешения 100 мм, длина горловины 40 мм, длина диффузора 210 мм, длина выходной части сопла 80 мм,  $D_1 = 10$  мм,  $D_2 = 40$  мм,  $D_3 = 24$  мм,  $D_4 = 18$  мм,  $D_5 = 40$  мм,  $d = 2$  мм.

Принцип работы эжектора следующий. Создаваемый генератором высокотемпературный поток жидкости под большим давлением поступает в эжектор через сходящееся-расходящееся сопло. На выходе из сопла поток расширяется и ускоряется до сверхзвуковой скорости, в результате чего создается аэродинамический поток, всасывающий в камеру смешения низкотемпературный вторичный поток. В камере смешения вторичный поток ускоряется до скорости звука и смешивается с первичным потоком [8–13]. В конце области сверхзвукового потока образуется нормальная ударная волна, распространяющаяся далее по каналу (горловине) или диффузору. В ударной волне давление увеличивается, а число

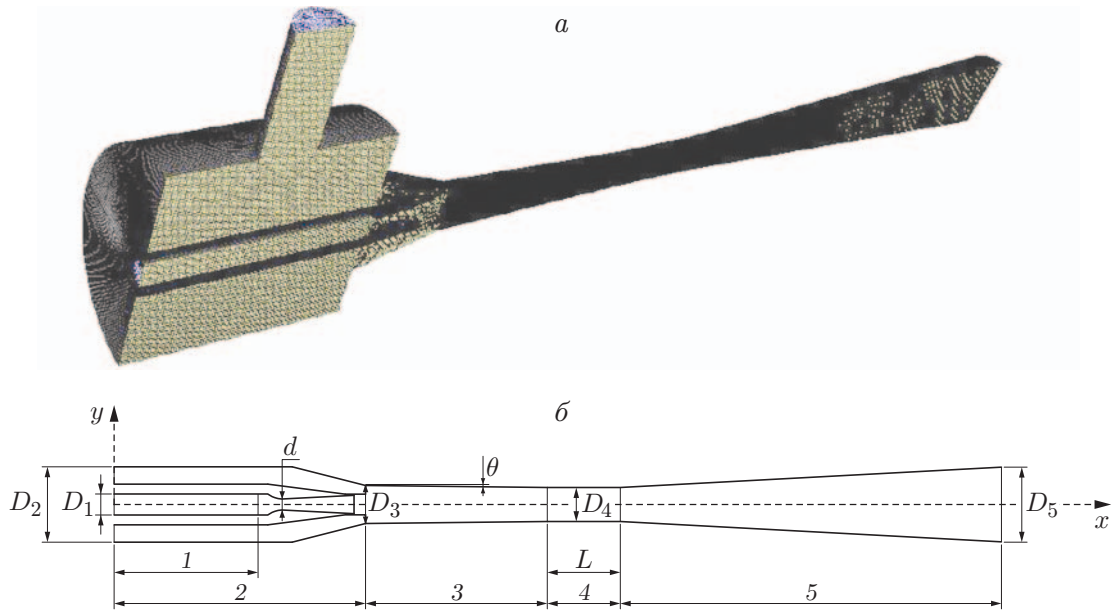


Рис. 1. Расчетная область (а) и геометрия (б) эжектора:  
 1 — выходная часть сопла, 2 — всасывающая камера, 3 — камера смешения, 4 — горловина, 5 — диффузор

Маха становится меньше единицы. Затем смешанный поток поступает в дозвуковой диффузор, где происходит его повторное сжатие и создается противодавление при скорости потока, практически равной нулю [14].

**2. Основные уравнения.** При моделировании работы эжектора использовались закон сохранения массы

$$\iint \rho v dA = 0,$$

закон сохранения количества движения

$$\sum F = \iint v(\rho v dA),$$

закон сохранения энергии для адиабатических процессов

$$\iint \left( h + \frac{v^2}{2} \right) \rho v dA = 0,$$

где  $\rho$  — плотность;  $v$  — скорость жидкости. Потерями энергии, происходящими вследствие теплового движения и трения, пренебрегается.

Для описания турбулентности потока используется  $(k-\varepsilon)$ -модель турбулентности. Уравнения переноса кинетической энергии  $k$  и диссипации энергии  $\varepsilon$  имеют вид

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dk}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \rho\varepsilon - Y_m, \\ \rho \frac{D\varepsilon}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \end{aligned}$$

где  $\mu$  — молекулярная вязкость;  $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$  — турбулентная вязкость;  $Y_m = 2\rho\varepsilon k / a^2$ ;  $S_{ij}$  — компонента тензора деформаций;  $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$  — константы, которые в данной работе приняты равными 1,00; 1,30; 1,44; 1,92 соответственно.

Распространение звуковых волн в жидкости описывается дифференциальным уравнением неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \varkappa \nabla V = 0$$

и дифференциальным уравнением движения

$$\rho_0 \frac{\partial V}{\partial t} + \nabla P = 0,$$

где  $P(x, t)$  — акустическое давление;  $V(x, t)$  — акустическая скорость;  $\varkappa = \rho_0 c_0^2$ ;  $c_0$  — скорость звука. Эти уравнения можно записать в виде

$$\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} - C_0^2 \nabla^2 V = 0.$$

Показателем эффективности работы эжектора может служить коэффициент эжекции, равный отношению массовых расходов вторичного и первичного потоков:

$$\omega = m_e / m_p.$$

**3. Выбор размера расчетной сетки.** Проведены расчеты эффективности работы эжектора с использованием сеток, состоящих из различного числа элементов. Число элементов сетки составляло от 4016 до 85 216. Расчеты выполнены с использованием пакета программ CFD.

На рис. 2 приведена зависимость массового расхода первичного потока от числа элементов сетки  $N$ . При числе элементов  $50\,000 < N < 85\,216$  массовый расход вторичного потока не меняется.

**4. Тестовые расчеты.** На рис. 3 представлены распределения статического давления по длине эжектора, полученные в результате расчетов, выполненных в данной работе и в работе [15]. Поскольку приведенные на рис. 3 результаты хорошо согласуются, предлагаемая в данной работе модель может быть использована для оценки эффективности работы эжектора.

**5. Результаты исследования и их обсуждение.** Двумерная осесимметричная задача о течении жидкости в эжекторе [16] решалась с использованием пакета CFD. Расчетная сетка состояла из 57 560 элементов. Использовалась  $(k-\varepsilon)$ -модель турбулентного течения сжимаемой жидкости. В качестве рабочей жидкости рассматривался водяной пар. Давление на входе для первичного течения равно 298 500 Па, для вторичного течения — 1227 Па, давление на выходе из диффузора — 3800 Па. Температура на входе для первичного течения равна 393 К, для вторичного — 283 К, температура на выходе из диффузора — 301 К.

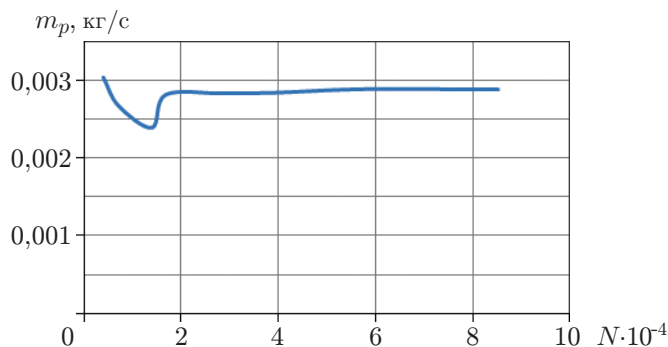


Рис. 2. Зависимость массового расхода первичного потока от числа элементов расчетной сетки

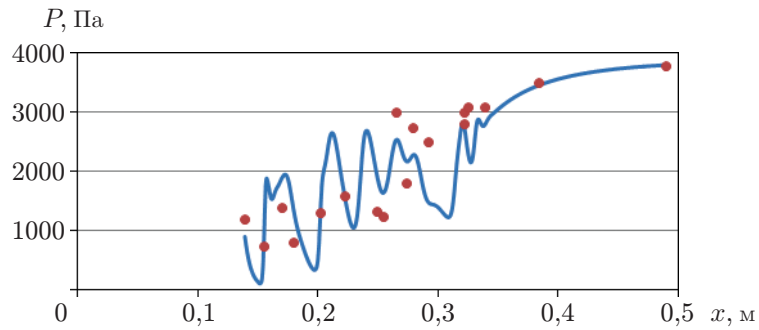


Рис. 3. Распределение статического давления по длине эжектора:  
линия — данные настоящей работы, точки — данные работы [15]

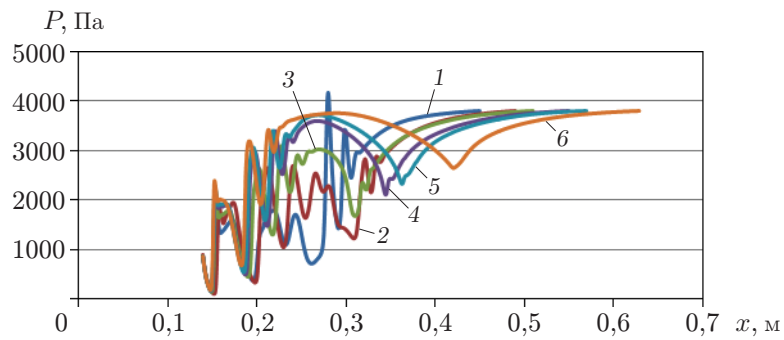


Рис. 4. Распределение статического давления по длине эжектора при различной длине горловины:  
1 —  $L = 0$ , 2 —  $L = 40$  мм, 3 —  $L = 60$  мм, 4 —  $L = 100$  мм, 5 —  $L = 120$  мм, 6 —  $L = 180$  мм

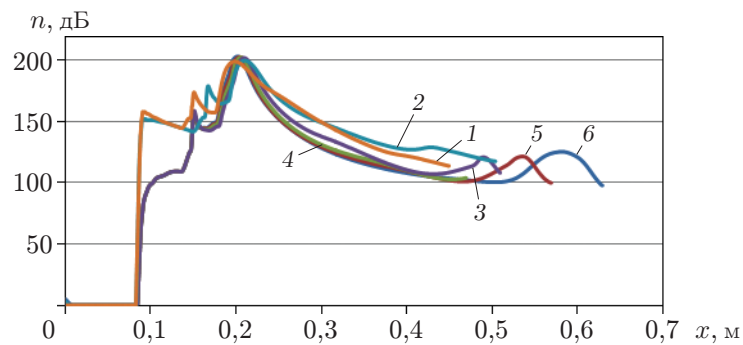


Рис. 5. Распределение интенсивности шума по длине эжектора при различной длине горловины:  
1 —  $L = 0$ , 2 —  $L = 40$  мм, 3 —  $L = 60$  мм, 4 —  $L = 100$  мм, 5 —  $L = 120$  мм, 6 —  $L = 180$  мм

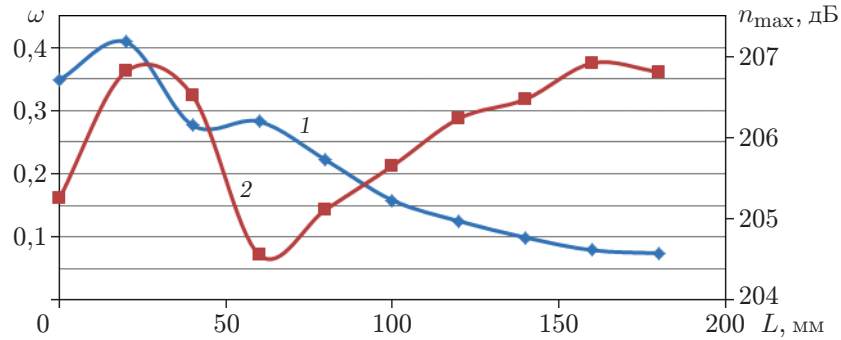


Рис. 6. Распределения по длине эжектора коэффициента эжекции (1) и максимальной интенсивности шума (2) при различной длине горловины

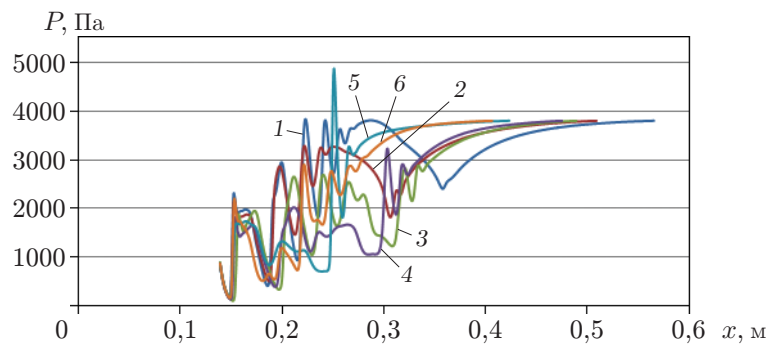


Рис. 7. Распределение статического давления по длине эжектора при различных углах конусности камеры смешения:

1 —  $\theta = 1^\circ$ , 2 —  $\theta = 1,432^\circ$ , 3 —  $\theta = 1,718^\circ$ , 4 —  $\theta = 2^\circ$ , 5 —  $\theta = 5^\circ$ , 6 —  $\theta = 10^\circ$

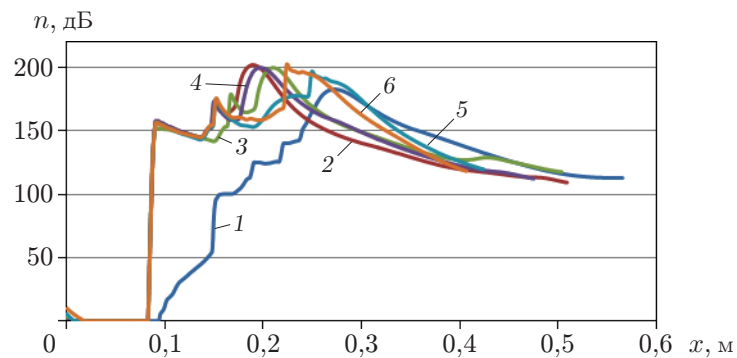


Рис. 8. Распределение интенсивности шума по длине эжектора при различных углах конусности камеры смешения:

1 —  $\theta = 1^\circ$ , 2 —  $\theta = 1,432^\circ$ , 3 —  $\theta = 1,718^\circ$ , 4 —  $\theta = 2^\circ$ , 5 —  $\theta = 5^\circ$ , 6 —  $\theta = 10^\circ$

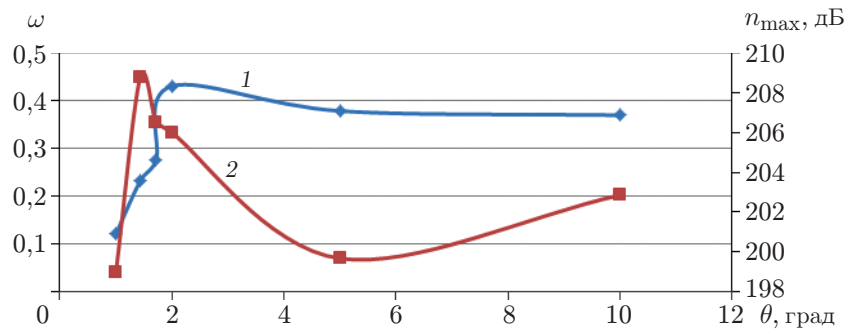


Рис. 9. Зависимости коэффициента эжекции (1) и максимальной интенсивности шума (2) от угла конусности камеры смешения

Длина горловины эжектора варьировалась в интервале от 0 до 180 мм. Длина конусовидной камеры смешения и длина диффузора были постоянными. В случае отсутствия горловины на входе в диффузор образуется ударная волна, давление в которой по мере ее движения увеличивается (рис. 4). При длине горловины, превышающей 60 мм, интенсивность шума в эжекторе уменьшается (рис. 5), поскольку в этом случае уменьшается скорость жидкости. Число Маха в потоке минимально при длине горловины, равной 40 мм. При длине горловины, равной 60 мм, значение максимальной интенсивности шума является минимальным, следовательно, соответствующий ему коэффициент эжекции является оптимальным (рис. 6).

Угол конусности камеры смешения  $\theta$  изменялся в диапазоне от 1 до 10°. При  $\theta = 5^\circ$  на расстоянии от входа в эжектор, равном 260 мм, образуется ударная волна (рис. 7). На рис. 8 показано распределение интенсивности шума по длине эжектора при различных значениях угла конусности. При угле конусности, равном 5°, значение максимальной интенсивности шума является минимальным, поэтому соответствующий ему коэффициент эжекции является оптимальным (рис. 9).

Оптимальными значениями параметров эжектора являются массовый расход первичного потока  $m_p = 0,001\,432$  кг/с, массовый расход вторичного потока  $m_e = 0,000\,475$  кг/с, коэффициент эжекции  $\omega = 0,332$ , максимальная интенсивность шума  $n_{\max} = 200$  дБ.

**Заключение.** В работе с использованием пакета программ CFD выполнено численное моделирование течения в эжекторе при различных значениях геометрических параметров. Определены оптимальные значения параметров эжектора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Alexis G. K., Rogdakis D. E. A verification study of steam-ejector refrigeration model // Appl. Thermal Engng. 2003. V. 23. P. 29–36.
2. Pounds D., Dong J. M., Cheng P., Ma H. B. Experimentally investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system // Intern. J. Thermal Sci. 2013. V. 67. P. 200–209.
3. Pianthong K., Seehanam W., Behnia M., et al. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamic technique // Energy Conversion Management. 2007. V. 48. P. 2556–2564.
4. Selvaraju A., Mani A. Experimental investigation on R134a vapor ejector refrigeration system // Intern. J. Refrigerat. 2006. V. 29. P. 1160–1166.
5. Yapici A., Ersoy H. K., Aktoprakoglu A., et al. Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio // Intern. J. Refrigerat. 2008. V. 31. P. 1183–1189.

6. **Chen J., Havtun H., Palm B.** Screening of working fluids for the ejector refrigeration system // Intern. J. Refrigerat. 2014. V. 34. P. 1–14.
7. **Milazzo A., Rocchetti A.** Modeling of ejector chillers with steam and other working fluids // Intern. J. Refrigerat. 2015. V. 57. P. 277–287.
8. **Khalil A., Fatouh M., Elgendy E.** Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle // Intern. J. Refrigerat. 2011. V. 34. P. 1684–1698.
9. **Besagni G., Mereu R., Inzoli F.** Ejector refrigeration: A comprehensive review // Renewable Sustainable Energy Rev. 2016. V. 53. P. 373–407.
10. **Aidoun Z., Ouzzane M.** The effect of operating conditions on the performance of a supersonic ejector for refrigeration // Intern. J. Refrigerat. 2004. V. 27. P. 974–984.
11. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика: В 2 ч. М.: Наука, 1991. Ч. 1.
12. **Стернин Л. Е.** Основы газовой динамики. М.: Вуз. кн., 2008.
13. **Цегельский В. Г.** К теории газовых эжекторов с цилиндрической и конической камерами смешения // Изв. вузов. Машиностроение. 2012. № 2. С. 46–71.
14. **Elbel S., Lawrence N.** Review of recent developments in advanced ejector technology // Intern. J. Refrigerat. 2016. V. 62. P. 1–18.
15. **Hart J. H.** Supersonic ejector simulation and optimization: PhD thesis. Sheffield, 2002.
16. **Rusly E., Charters W. W. S., Ooi A.** CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system // Intern. J. Refrigerat. 2005. V. 28. P. 1092–1101.

*Поступила в редакцию 3/Х 2017 г.,  
в окончательном варианте — 2/ХІ 2017 г.*

---