

# ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА

В. И. Кузнецов, В. В. Макаров, А. Ю. Шандер

Омский государственный технический университет  
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Составлена уточненная физическая модель рабочего процесса струйного эжектора. На базе уточненной физической модели составлена математическая модель, учитывающая обмен работой и теплотой между эжектирующим и эжектируемым газами. На основании решения этой математической модели можно составить методику расчета оптимальных геометрических размеров струйного эжектора для получения заданных термодинамических параметров и методику расчета характеристик струйного эжектора при известных геометрических размерах. Показано влияние вязкости на энергообмен. Совпадение расчетных и экспериментальных данных удовлетворительно.

**Ключевые слова:** струйный эжектор, компрессор, вязкость, тангенциальные напряжения, разность линейных скоростей.

## Введение

Газовый эжектор, или струйный компрессор, — простейшие и распространенные газодинамические устройства, применяемые в разнообразных отраслях промышленности, в частности в авиации и ракетостроении, в газовой и химической промышленности, вакуумной технике и различных экспериментальных аэродинамических установках. Эжектором можно назвать любое устройство, в котором полное давление одного (эжектируемого) потока увеличивается за счет смешения его с другим (эжектирующим) потоком, имеющим более высокое полное давление. В результате взаимодействия потоков в эжекторе образуется их смесь, имеющая среднее давление выше начального давления эжектируемого газа. Термин «эжектор» (инжектор) происходит от латинского глагола *ejicio* — толкать — и содержит приставку «э» или «и», характеризующую, куда направлен поток (наружу или внутрь), хотя принцип действия от этого не меняется.

Основным достоинством струйного эжектора как компрессора является отсутствие движущихся и трущихся деталей, что существенно при работе с горячими либо агрессивными средами.

## Постановка задачи

Более широкое распространение струйных эжекторов в аэрокосмической технике и других областях машиностроения и промышленной аэродинамики сдерживает отсутствие замкнутой математической модели. Отсутствие этой модели вполне возможно связано с тем, что современная физическая модель не совсем адекватна реальным процессам, протекающим в эжекторах различных схем.

На основании вышеизложенного основной задачей данной работы является попытка уточнения физической модели, соответствующей реальным процессам, протекающим в эжекторах.

На базе предложенной физической модели составлена замкнутая математическая модель, описывающая рабочий процесс в струйном эжекторе.

## Материал и методы исследования

Существует несколько физико-математических моделей, объясняющих работу струйного эжектора [1–3]. Основным недостатком существующих физических моделей состоит в том, что по ним нельзя составить замкнутую математическую модель. В некоторых работах эжекторы признают компрессорами без движущихся частей, но ни в одной работе нет уравнений, показывающих механизм передачи энергии от эжектирующего газа к эжектируемому [4–6], следовательно, все существующие математические модели не замкнуты и поэтому имеют множество решений. Чтобы найти частное решение, задаются дополнительным уравнением для замыкания системы уравнений, описывающих рабочий процесс эжектора.

На основании теоретических и экспериментальных исследований других авторов и собственных представлений физическая модель, в которой учитывается обмен работой и теплотой между эжектирующим и эжектируемым газом. Введение в систему уравнений, описывающих рабочий процесс эжекторов различных типов, уравнений обмена работой и теплотой позволяет замкнуть систему. На основании решения замкнутой системы уравнений составлены две методики:

- методика расчета оптимальных геометрических параметров струйного эжектора;
- методика расчета характеристик эжекторов при известных геометрических размерах.

Физико-математическая модель рабочего процесса струйного эжектора представлена на рис. 1.

Обозначения:

$P$ ,  $\rho$ ,  $T$ ,  $V$  — давление, плотность, температура, скорость потока;

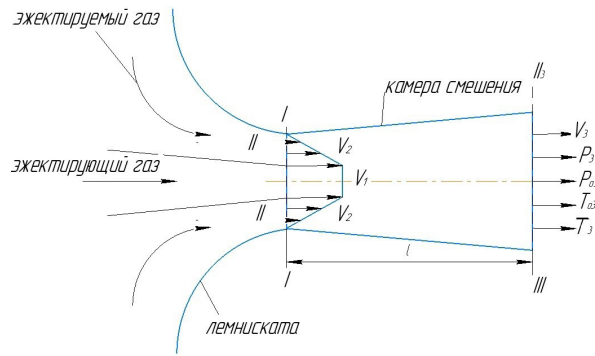


Рис. 1. Схема струйного эжектора с центральным эжектирующим соплом  
Fig. 1. Schematic of a jet ejector with a central ejection nozzle

$P_0, \rho_0, T_0$  — давление, плотность, температура заторможенного потока;

$P_n$  — давление окружающей среды, Па;

$G$  — массовый расход, кг/с;

$a_{кр}$  — критическая скорость, м/с;

$\lambda = \frac{V}{a_{кр}}$  — приведенная скорость;

$k = \frac{C_p}{C_v}$  — показатель адиабаты;

$C_v, C_p$  — удельные теплоемкости газа при постоянном давлении и постоянном объеме, Дж/кг·К;

$F, f$  — площадь струи, м<sup>2</sup>;

$\pi = \frac{P_i}{P_j}$  — отношение полных давлений;

$n = \frac{G_2}{G_1}$  — степень эжекции;

$L$  — удельная работа, Дж/кг.

Индексы:

1 — параметры эжектирующего газа;

2 — параметры эжектируемого газа;

3 — параметры газа на выходе из эжектора.

#### Физическая модель работы эжектора

Предлагается следующая физическая модель рабочего процесса эжектора.

Эжектирующий (высоконапорный) газ истекает из сопла в камеру смешения (рис. 1). Под действием сил вязкости приходит в движение газ, находящийся между высоконапорным соплом и камерой смешения. За счет разности скоростей силами вязкости кинетическая энергия передается от эжектирующего газа к эжектируемому. В результате этого взаимодействия полное давление эжектируемого газа растет, эжектирующего — падает. Передача энергии от эжектирующего к эжектируемому газу происходит силами вязкости на некоторой длине камеры смешения. Эта длина зависит от касательных напряжений, возникающих при движении газов с разными скоростями [7, 8]. Энергообмен сопровождается расширением эжектирующего газа, понижением его полного давления и полной температуры, а также сжатием эжектируемого газа с повышением его полной температуры и давления. За счет разности термодинамических температур возникает тепловой поток, идущий от более нагретого газа к менее нагретому. Этот энергообмен идет до тех пор, пока полные давления и температуры

смешиваемых газов не сравняются. Происходит истекание однородного газа в атмосферу (рис. 1, сечение III-III). Процесс энергообмена между эжектирующим и эжектируемыми газами закончен.

На основании вышеприведенной физической модели составлена математическая модель энергообмена в струйном эжекторе.

#### Математическая модель рабочего процесса струйного эжектора

Сумма энергий эжектирующего и эжектируемого газов равна энергии газа, восходящего из струйного эжектора:

$$N_1 + N_2 = N_3, \quad (1)$$

где  $N_1 = G_1 \cdot L_1$ ;  $N_2 = G_2 \cdot L_2$ ;  $N_3 = G_3 \cdot L_3$ .

$G_1, G_2, G_3$  — расход газа из высоконапорного сопла, сопла с эжектируемым газом и газом, вытекающим из эжектора соответственно, кг/с.

Удельная энергия эжектирующего газа

$$L_1 = C_p \cdot T_{01} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\pi_{p1}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_p. \quad (2)$$

Удельная энергия эжектируемого газа

$$L_2 = C_p \cdot T_{02} \cdot \left( \pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c}. \quad (3)$$

Удельная энергия газа на выходе из струйного эжектора

$$L_3 = C_p \cdot T_{03} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\pi_{p3}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_p. \quad (4)$$

Степень понижения полного давления эжектирующего газа при обмене энергией с эжектируемым газом

$$\pi_{p1} = \frac{P_{01}}{P_{03}}. \quad (5)$$

Степень повышения полного давления эжектируемого газа при подведении к нему энергии от эжектирующего газа

$$\pi_c = \frac{P_{03}}{P_{02}}. \quad (6)$$

Возможная степень понижения полного давления газа на выходе из эжектора

$$\pi_{p3} = \frac{P_{03}}{P_H}. \quad (7)$$

Эпюру скоростей эжектируемого газа во входном сечении можно определять по экспериментальным данным в зависимости от формы эжектора или в виду прямой линии в первом приближении (скорость равна нулю на стенке камеры смешивания и равна скорости эжектирующего газа в месте их соединения). В зависимости от эпюры скоростей находится средняя скорость эжектируемого потока на входе в эжектор ( $V_2$ ).

При  $V_2 = 0$  на стенке камеры смешения и  $V_2 = V_1$  в точке касания эжектирующего и эжектируемого потоков средняя скорость эжектируемого потока на входе в эжектор будет равна [9–11]

$$V_{2cp} = \frac{2}{3} \cdot V_1. \quad (8)$$

Полное давление газа на выходе из струйного эжектора можно определить путем решения системы уравнений (1)–(8).

В уравнение (1) подставляются их значения по уравнениям (2)–(7).

$$\begin{aligned} G_3 \cdot C_p \cdot T_{03} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{p3}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \dot{\eta}_p &= \\ &= G_1 \cdot C_p \cdot T_{01} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{p1}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \dot{\eta}_p + \\ &+ G_2 \cdot C_p \cdot T_{02} \cdot \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta_c}. \end{aligned} \quad (9)$$

Эжектирующий и эжектируемый газы могут иметь различную теплоемкость при постоянном давлении, т. е.

$$C_{p1} \neq C_{p2} \neq C_{p3}.$$

Если эжектирующий и эжектируемый газы имеют одну и ту же теплоемкость при постоянном давлении, то

$$C_{p1} = C_{p2} = C_{p3} = C_p = const.$$

Для упрощения выводов принято, что оба газа имеют одинаковую теплоемкость при постоянном давлении, как это записано в уравнении (9).

Все члены уравнения (9) делятся на величину  $G_1 \cdot C_p \cdot T_{01}$ :

$$\begin{aligned} (n+1) \cdot \frac{T_{03}}{T_{01}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{p3}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \dot{\eta}_p &= \\ &= \left(1 - \frac{1}{\pi_{p1}^{\frac{k-1}{k}}}\right) \cdot \dot{\eta}_p + n \cdot \frac{T_{02}}{T_{01}} \cdot \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta_c}, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $n = \frac{G_2}{G_1}$  — степень эжекции;  $\eta_p = 0,92$  — совершенство передачи энергии при расширении газа (к.п.д.);  $\eta_c = 0,85$  — совершенство процесса сжатия газа (к.п.д.).

Уравнение (10) является уравнением энергии газа в механической форме. В тепловой форме это уравнение имеет вид [11–13]

$$G_3 \cdot i_{03} = G_1 \cdot i_{01} + G_2 \cdot i_{02}, \quad (11)$$

где  $i_{0i} = C_p \cdot T_{0i}$ .

При  $C_p = const$  и  $\frac{G_2}{G_1} = n$  уравнение (11) преобразуется

$$(n+1) \cdot \frac{T_{03}}{T_{01}} = 1 + n \cdot \frac{T_{02}}{T_{01}}. \quad (12)$$

В первом приближении можно принять, что на входе в эжектор эжектирующий и эжектируемый газы имеют одну и ту же температуру, т. е.  $T_{01} = T_{02}$ . Тогда из уравнения (12) следует

$$T_{01} = T_{02} = T_{03}. \quad (13)$$

С учетом уравнения (13) уравнение (10) можно представить в виде (с подстановкой значений  $\pi_{p3}, \pi_{p1}, \pi_c$  из уравнений (5)–(7)):

$$\begin{aligned} (n+1) \cdot \left[1 - \left(\frac{P_H}{P_{03}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \cdot \dot{\eta}_p &= \\ &= \left[1 - \left(\frac{P_{03}}{P_{01}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \cdot \dot{\eta}_p + n \cdot \left[\left(\frac{P_{03}}{P_{02}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] \cdot \frac{1}{\eta_c}, \end{aligned} \quad (14)$$

где  $P_{02} = P_H$  — давление среды, откуда засасывается эжектируемый газ.

В уравнении (14) одно неизвестное. Это полное давление на выходе из струйного эжектора ( $P_{03}$ ).

Раскрываются скобки уравнения (14):

$$\begin{aligned} (n+1) \cdot \dot{\eta}_p - (n+1) \cdot P_H^{\frac{k-1}{k}} \cdot \dot{\eta}_p \cdot \frac{1}{P_{03}^k} &= \\ &= \dot{\eta}_p - \frac{\dot{\eta}_p}{\frac{k-1}{k-1}} \cdot P_{03}^{\frac{k-1}{k}} + \frac{n}{\eta_c} \cdot \frac{1}{P_H^{\frac{k-1}{k}}} \cdot P_{03}^{\frac{k-1}{k}} - \frac{n}{\eta_c}. \end{aligned} \quad (15)$$

Все члены уравнения (15) умножаются на величину  $P_{03}^{\frac{k-1}{k}}$ :

$$\begin{aligned} P_{03}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \left(\frac{n}{\eta_c} \cdot \frac{1}{P_H^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{\dot{\eta}_p}{P_{01}^k}\right) &+ \\ &+ P_{03}^{\frac{k-1}{k}} \cdot \left[\dot{\eta}_p - \frac{n}{\eta_c} - (n+1) \cdot \dot{\eta}_p\right] = \\ &= -(n+1) \cdot P_H^{\frac{k-1}{k}} \cdot \dot{\eta}_p. \end{aligned} \quad (16)$$

Уравнение (16) записывается в виде

$$ax^2 + bx - c = 0, \quad (17)$$

$$\text{где } x = P_{03}^{\frac{k-1}{k}}; \quad a = \frac{\eta_p}{P_{01}^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{n}{\eta_c} \cdot \frac{1}{P_n^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$b = \frac{n}{\eta_c} + (n+1) \cdot \eta_p - \eta_p = \frac{n}{\eta_c} - n \cdot \eta_p = n \cdot \left( \frac{1}{\eta_c} - \eta_p \right);$$

$$c = (n+1) \cdot P_n^{\frac{k-1}{k}} \cdot \eta_p.$$

Из решения квадратного уравнения (17) находится величина  $x$ :

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (18)$$

Полное давление на выходе из эжектора не может иметь отрицательное значение, поэтому уравнение (18) записывается в виде

$$x = P_{03}^{\frac{k-1}{k}} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (19)$$

На основании решения уравнения (19) можно записать

$$P_{03} = x^{\frac{k}{k-1}} = \left( \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (20)$$

Полное давление смеси эжектирующего и эжектируемого газов на выходе из струйного эжектора определяется из уравнения (20).

В струйном эжекторе скорости эжектирующего и эжектируемого газов имеют различные значения. За счет разности скоростей возникают касательные напряжения, приводящие к снижению скорости эжектирующего газа. Следовательно, силами вязкости кинетическая энергия передается от эжектирующего к эжектируемому газу. Таким образом, эжектирующий газ совершает работу над эжектирующим газом, в результате чего давление эжектирующего газа падает, эжектируемого — растет. Полная температура эжектирующего газа будет падать, эжектируемого — расти [14].

Изменение полных температур эжектирующего и эжектируемого газов может быть определена с помощью известных уравнений термодинамики:

$$T_{01P} = T_{01} \cdot \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\pi_{T1}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta_p \right], \quad (21)$$

$$T_{02C} = T_{02} \cdot \left[ \left( \pi_{C1}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} + 1 \right]. \quad (22)$$

где  $T_{01P}$  — полная температура эжектирующего газа после завершения энергообмена с эжектируемым газом;  $T_{02C}$  — полная температура эжектируемого газа после завершения энергообмена с эжектирующим газом.

Энергообмен заканчивается тогда, когда полное давление эжектирующего и эжектируемого газов будет равно полному давлению газа на выходе из эжектора, т. е.  $P_{03}$ .

В процессе обмена работой может оказаться, что статическая температура одного газа будет выше статической температуры другого. В результате возникает тепловой поток, идущий от более нагретого газа к менее нагретому, т. е.

$$Q = f(\Delta t) = f(T_r - T_x). \quad (23)$$

Тепловой поток и температуру  $T_{03}$  на выходе из эжектора можно определять по формулам теории теплопередачи или по формуле

$$G_3 \cdot i_{03} = G_1 \cdot i_{01} + G_2 \cdot i_{02} \quad \text{или}$$

$$T_{03} = \frac{1}{n+1} \cdot T_{01P} + \frac{n}{n+1} \cdot T_{02C}. \quad (24)$$

Длина пути смешения (передачи энергии от эжектирующего к эжектируемому газу) зависит от касательных напряжений.

Касательные напряжения можно определять эмпирической зависимостью Ж. Буссинеска, по гипотезам Прандтля, Тейлора, А. Ферри, Колмогорова [7, 15, 16].

*Эмпирическая зависимость Ж. Буссинеска.*

Для вычисления турбулентного касательного напряжения пользуются соотношением, аналогичным закону трения Ньютона:

$$\tau_T = \rho k \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y},$$

где  $k$  — коэффициент турбулентной вязкости, который определяется экспериментально.

*Гипотеза Прандтля.*

Исходя из выражения «кажущегося» напряжения трения

$$\tau_T = -\rho \cdot \bar{V}_y' \cdot \bar{V}_x',$$

Прандтль показал, что

$$\tau_T = \rho \cdot l^2 \cdot \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y} \cdot \left| \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y} \right|,$$

где  $l$  — длина пути смешения.

Кроме того, Прандтлем была найдена полуэмпирическая зависимость, которую назвали новой формулой Прандтля. В этом случае напряжения трения

$$\tau_T = \rho \cdot \varpi \cdot b \cdot (\bar{V}_{X \max} - \bar{V}_{X \min}) \cdot \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y},$$

где  $\varpi$  — экспериментальная величина;  $\bar{V}_{X \max}$ ,  $\bar{V}_{X \min}$  — скорости потока на границах зоны смешения.

*Гипотеза Тейлора.*

Предполагая, что касательное напряжения в турбулентном потоке вызывается переносом вихрей, а параметры течения являются только функциями поперечной координаты  $Y$ , можно получить следующее соотношение:

$$\frac{\partial \tau_T}{\partial y} = \rho \cdot l_0^2 \cdot \left| \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y} \right| \cdot \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y},$$

где  $l_0$  — характерная длина.

После интегрирования при условии, что  $\rho = const$ , и допущении, что путь смещения в поперечном направлении постоянен, приводит к зависимости

$$\tau_T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot l_0^2 \cdot \left| \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y} \right| \cdot \frac{\partial \bar{V}_X}{\partial y}.$$

Данная формула справедлива для плоских течений.

*Гипотеза А. Ферри.*

Зависимость для коэффициента турбулентной вязкости

$$k = \varpi_1 \cdot \bar{V}_{X \max} \cdot b,$$

где  $\bar{V}_{X \max}$  — максимальная скорость в струйном слое;  $b$  — ширина струйного слоя;  $\varpi_1$  — постоянная.

Между коэффициентом турбулентной вязкости и параметрами течений была установлена связь [7]

$$k = \frac{\varpi_2 \cdot (\rho \cdot \bar{V}_X - \rho_m \cdot \bar{V}_{X \max}) \cdot b}{\rho_m},$$

где  $\varpi_2$  — эмпирическая постоянная;  $\rho$ ,  $\rho_m$  — соответственно плотности в струе и на внешней границе потока;  $\bar{V}_X$ ,  $\bar{V}_{X \max}$  — скорости потоков.

*Гипотеза Колмогорова.*

Турбулентная вязкость характеризуется кинетической энергией пульсации и некоторым масштабом турбулентности

$$K = k \cdot \sqrt{e} \cdot L,$$

где  $e = 0,5 \cdot (\bar{V}_X'^2 + \bar{V}_Y'^2 + \bar{V}_Z'^2)$  — величина, пропорциональная кинетической энергии турбулентности;  $L$  — масштаб турбулентности, соответствующий среднему размеру турбулентных вихрей;  $k = 0,2$  — эмпирическая постоянная.

Кроме того, величину касательных напряжений можно определить и по формуле

$$\tau = P_{01} - P_{03}, \text{ Па.}$$

Длина пути энергообмена эжектирующего и эжектируемого газов может быть определена как функция касательных напряжений, скорости движения и плотности газа

$$l = f(\tau, V, \rho).$$

Вышеприведенная математическая модель замкнута, по ней можно определить все оптимальные геометрические размеры эжектора, а по ним характеристики эжектора во всем диапазоне режимов работы.

Расчеты по данной математической модели дают удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными Ю. К. Аркадова [1].

## Результаты исследования струйного эжектора

Теоретически и экспериментально установлено, что эжектируемый поток сжимается после входа

в струйный эжектор, его полная температура растет за счет подвода работы от эжектирующего газа, полное давление растет, обмен работой с эжектируемым газом приводит к падению полного давления и полной температуры эжектирующего газа. На выходе из эжектора полное давление и полная температура эжектирующего и эжектируемого газов выравнивается.

## Заключение

Представлены результаты теоретических исследований авторов и сравнение их с результатами экспериментальных исследований других авторов.

Показано, что в результате взаимодействия эжектируемый газ повышает свое полное давление и полную температуру за счет совершения над ним работы со стороны эжектирующего газа. Так как эжектирующий газ совершает работу, то его полное давление и полная температура падают. В результате энергообмена возникает разность термодинамических температур, что приводит к возникновению теплового потока от высокотемпературного потока к низкотемпературному. Передача энергии от эжектирующего газа к эжектируемому идет силами вязкости за счет разности их линейных скоростей.

## Список источников

1. Аркадов Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекторные процессы. Москва: Физматлит, 2001. 333 с. ISBN 5-94052-025-1.
2. Миллионщиков М. Д., Рябинков Г. М. Газовые эжекторы больших скоростей // Сборник работ по исследованию сверхзвуковых газовых эжекторов. Москва: БНИ ЦАГИ, 1961. С. 5.
3. Черкез А. Я. Теория газового эжектора // Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука, 1969. С. 485–560.
4. Христианович С. А. Применение эжекторов в газосборных сетях // Известия Академии наук СССР. Отделение технических наук. 1946. № 3. С. 313–328.
5. Авдуевский В. С., Иванов А. В., Карпман И. М. [и др.]. Влияние вязкости на течение в начальном участке сильно недорасширенной струи // Доклады АН СССР. 1971. Т. 197, № 1. С. 46–49.
6. Самойлова Н. В. Расчет дозвукового эжекторного увеличения реактивной тяги // Труды ЦАГИ. 1982. № 2150. С. 3–18.
7. Краснов Н. Ф., Кошевой В. Н., Калутин В. Т. Аэродинамика отрывных течений / под ред. Н. Ф. Краснова. Москва: Высшая школа, 1988. 348 с. ISBN 5-06-001196-8.
8. Сазонов Ю. А. Расчет и конструирование струйных аппаратов. Москва: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2016. 64 с.
9. Лазарев Е. А., Помаз А. Н. Эффективность эжекторного охлаждения наддувочного воздуха и особенности ее экспериментальной оценки // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2016. Т. 16, № 3. С. 21–28. DOI: 10.14529/engin160303.
10. Калиновский А. А., Чупрынин Ю. В., Новиков А. А. Моделирование и повышение эффективности эжекторного отсоса пыли из воздухозаборника выхлопными газами двигателя сельскохозяйственной машины // Вестник аграрной науки Дона. 2018. № 2 (42). С. 58–65.
11. Rostami zadeh E., Majd A., Arbabian S. Effects of Electromagnetic Fields on Seed Germination in *Urtica Dioica* L // International Journal of Scientific & Technology Research. 2014. Vol. 3, Issue 4. P. 365–368.
12. Sankar L. N., Bharadvaj B. K., Tsung F.-L. Three-dimensional Navier–Stokes/full-potential coupled analysis for

viscous transonic flow // AJAA Journal. 1993. Vol. 31, no. 10. P. 1857–1864. DOI: 10.2514/3.11859.

13. Kallinderis Y., Ward S. Prismatic grid generation for three-dimensional complex geometries // AJAA Journal. 1993. Vol. 31, no. 10. P. 1850–1856. DOI: 10.2514/3.11858.

14. Климов В. Ф., Магеромов Л. К.-А., Михайлов В. В. [и др.]. К вопросу выбора эжектора системы очистки воздуха танков с двухтактными двигателями // Интегрированные технологии и энергосбережение. 2014. № 3. С. 125–129.

15. Quemard C., Mignosi A., Seraudie A. Studies Relative to an Induction Pressurized Transonic Wind Tunnel. A: Air Pump Performance; Circuit Losses. NASA TT F-16, 187. Washington D. C., 1975. 27 p.

16. Лазарев Е. А., Салов А. Ю. Согласование режимов работы и характеристика системы «турбокомпрессор–охладитель–эжектор» в дизеле с наддувом // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2016. Т. 16, № 4. С. 23–31. DOI: 10.14529/engjin160403.

---

**КУЗНЕЦОВ Виктор Иванович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение».

SPIN-код: 1763-0468

AuthorID (РИНЦ): 161955

ResearcherID: N-9618-2016

Адрес для переписки: vik.kuznetsov@yandex.ru

**МАКАРОВ Владимир Вячеславович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение».

SPIN-код: 9846-7090

AuthorID (SCOPUS): 57193513945

ResearcherID: R-6939-2018

Адрес для переписки: kosmos070969@mail.ru

**ШАНДЕР Александра Юрьевна**, ассистент кафедры «Авиа- и ракетостроение».

SPIN-код: 9020-9010

AuthorID (РИНЦ): 947855

Адрес для переписки: las-gim-you-a@mail.ru

#### Для цитирования

Кузнецов В. И., Макаров В. В., Шандер А. Ю. Физико-математическая модель рабочего процесса струйного эжектора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 75–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-75-82.

Статья поступила в редакцию 20.04.2021 г.

© В. И. Кузнецов, В. В. Макаров, А. Ю. Шандер

# PHYSICAL AND MATHEMATICAL MODEL OF WORKING PROCESS OF JET EJECTOR

V. I. Kuznetsov, V. V. Makarov, A. Yu. Shander

Omsk State Technical University,  
Russia, 644050, Omsk, Mira Ave., 11

**A refined physical model of the jet ejector working process has been compiled. On the basis of the refined physical model, a mathematical model has been developed that takes into account the exchange of work and heat between the ejected and ejected gases. Based on the solution of this mathematical model, it is possible to formulate a method for calculating the optimal geometric dimensions of the jet ejector to obtain the specified thermodynamic parameters and a method for calculating the characteristics of the jet ejector with known geometric dimensions. The effect of viscosity on energy exchange is shown. The agreement between the calculated and experimental data is satisfactory.**

**Keywords:** jet ejector, compressor, viscosity, tangential stresses, difference in linear velocities.

## References

1. Arkadov Yu. K. Novyye gazovyye ezhektery i ezheksionnyye protsessy [New gas ejectors and ejection processes]. Moscow, 2001. 333 p. ISBN 5-94052-025-1. (In Russ.).
2. Millionshchikov M. D., Ryabinkov G. M. Gazovyye ezhektery bol'shikh skorostey [Gas ejectors of high speeds] // Sbornik rabot po issledovaniyu sverkhzvukovykh gazovykh ezhektorov [Collection of papers on the study of supersonic gas ejectors]. Moscow, 1961. P. 5. (In Russ.).
3. Cherkez A. Ya. Teoriya gazovogo ezhektera [Gas ejector theory] // Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics] / G. N. Abramovich. 3d ed. Moscow, 1969. P. 485–560. (In Russ.).
4. Khristianovich S. A. Primeneniye ezhektorov v gazosbornykh setyakh [Application of ejectors in gas gathering networks] // Izvestiya Akademii nauk SSSR. Otdeleniye tekhnicheskikh nauk. *Izvestiya Akademii Nauk SSSR. Otdeleniye Tekhnicheskikh Nauk*. 1946. No. 3. P. 313–328. (In Russ.).
5. Avduyevskiy V. S., Ivanov A. V., Karpman I. M. [et al.]. Vliyaniye vyazkosti na techeniye v nachal'nom uchastke sil'no nedorasshirennoy strui [Influence of viscosity on the flow in the initial section of strongly underexpanded jet] // Doklady AN SSSR. *Doklady AN SSSR*. 1971. Vol. 197, no. 1. P. 46–49. (In Russ.).
6. Samoylova N. V. Raschet dozvukovogo ezhekternogo uvelicheniya reaktivnoy tyagi [Calculation of a subsonic ejector increase in jet thrust] // Trudy TsAGI. *Trudy TsAGI*. 1982. No. 2150. P. 3–18. (In Russ.).
7. Krasnov N. F., Koshevoy V. N., Kalugin V. T. Aerodinamika otrivnykh techeniy [Aerodynamics of separation flows]. Moscow, 1988. 348 p. ISBN 5-06-001196-8. (In Russ.).
8. Sazonov Yu. A. Raschet i konstruirovaniye struynykh apparatov [Calculation and design of jet devices]. Moscow, 2016. 64 p. (In Russ.).
9. Lazarev E. A., Pomaz A. N. Effektivnost' ezheksionnogo okhlazhdeniya nadduvochnogo vozdukha i osobennosti eye eksperimental'noy otsenki [The ejection efficiency of cooling charge air and its experimental evaluation] // Vestnik YuUrGU. Seriya «Mashinostroyeniye». *Bulletin of the SUSU. Series «Mechanical Engineering Industry»*. 2016. Vol. 16, no. 3. P. 21–28. DOI: 10.14529/engin160303. (In Russ.).
10. Kalinovskiy A. A., Chuprynin Yu. V., Novikov A. A. Modelirovaniye i povysheniye effektivnosti ezheksionnogo

otsosa pyli iz vozdukhobornika vykhlopnymi gazami dvigatelya sel'skokhozyaystvennoy mashiny [Modeling and improving the efficiency of ejection dust extraction from the air intake by the exhaust gases of an agricultural machine engine] // Vestnik agrarnoy nauki Dona. *Don Agrarian Science Bulletin*. 2018. No. 2 (42). P. 58–65. (In Russ.).

11. Rostami zadeh E., Majd A., Arabian S. Effects of Electromagnetic Fields on Seed Germination in *Urtica Dioica* L // International Journal of Scientific & Technology Research. 2014. Vol. 3, Issue 4. P. 365–368. (In Engl.).

12. Sankar L. N., Bharadvaj B. K., Tsung F.-L. Three-dimensional Navier–Stokes/full-potential coupled analysis for viscous transonic flow // AJAA Journal. 1993. Vol. 31, no. 10. P. 1857–1864. DOI: 10.2514/3.11859. (In Engl.).

13. Kallinderis Y., Ward S. Prismatic grid generation for three-dimensional complex geometries // AJAA Journal. 1993. Vol. 31, no. 10. P. 1850–1856. DOI: 10.2514/3.11858. (In Engl.).

14. Klimov V. F., Mageramov L. K.-A., Mikhaylov V. V. [et al.]. K voprosu vybora ezhektera sistemy ochistki vozdukha tankov s dvukhtaktnymi dvigatelyami [On the issue of choosing an ejector for the air purification system of tanks with two-stroke engines] // Integrirovannyye tekhnologii i energosberezheniye. *Integrated Technologies and Energy Conservation*. 2014. No. 3. P. 125–129. (In Russ.).

15. Quemard C., Mignosi A., Seraudie A. Studies Relative to an Induction Pressurized Transonic Wind Tunnel. A: Air Pump Performance; Circuit Losses. NASA TT F-16, 187. Washington D. C., 1975. 27 p. (In Engl.).

16. Lazarev E. A., Salov A. Y. Soglasovaniye rezhimov raboty i kharakteristika sistemy «turbokompressor – okhladitel' – ezhekter» v dizele s nadduvom [Characteristic of turbocharger – intercooler – ejector system, an at diesel engine] // Vestnik YuUrGU. Seriya «Mashinostroyeniye». *Bulletin of the SUSU. Series «Mechanical Engineering Industry»*. 2016. Vol. 16, no. 4. P. 23–31. DOI: 10.14529/engin160403. (In Russ.).

**KUZNETSOV Viktor Ivanovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Aviation and Rocketry Department.

SPIN-code: 1763-0468

AuthorID (RSCI): 161955

ResearcherID: N-9618-2016

Correspondence address: vik.kuznetzov@yandex.ru



**MAKAROV Vladimir Vyacheslavovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Aviation and Rocketry Department.  
SPIN-code: 9846-7090  
AuthorID (SCOPUS): 57193513945  
ResearcherID: R-6939-2018  
Correspondence address: kosmos070969@mail.ru  
**SHANDER Aleksandra Yuriyevna**, Assistant of Aviation and Rocketry Department.  
SPIN-code: 9020-9010; AuthorID (RSCI):947855  
Correspondence address: las-gim-you-a@mail.ru

**For citations**

Kuznetsov V. I., Makarov V. V., Shander A. Yu. Physical and mathematical model of working process of jet ejector // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 75–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-75-82.

**Received April 20, 2021.**

© **V. I. Kuznetsov, V. V. Makarov, A. Yu. Shander**