

ПАРОСТРУЙНЫЙ ИНЖЕКТОР: РАСЧЕТ И ПРИМЕНЕНИЕ В ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ

V.A. Barilovich, Yu.A. Smirnov

STEAM-EJECTING INJECTOR: CALCULATION AND APPLICATION IN HEATING SYSTEMS

На основе предложенных систем дифференциальных уравнений законов сохранения выполнен в одномерной и стационарной постановке расчет пароструйного инжектора, работающего на водяном паре. Последовательно рассмотрено двухфазное течение в трех основных элементах конструкции – разгонном сопле Лавалья, камере смешения и диффузоре. Для каждого случая предложены физическая и математическая модели, проведены численные расчеты, позволяющие определить размеры проточной части инжектора и изменение основных физических параметров двухфазного потока по его длине. Результаты расчета удовлетворительно совпадают с собственными опытными данными авторов. Предложена тепловая схема с инжектором вместо подогревателя сетевой воды. Показано, что в случае применения инжектора эффективность отопительной системы значительно повышается и приводит к существенной экономии топлива и электрической энергии.

ИНЖЕКТОР; СОПЛО; КАМЕРА СМЕШЕНИЯ; ДИФFUЗОР; ПОДОГРЕВАТЕЛЬ СЕТЕВОЙ ВОДЫ; НАСОС; ЭКОНОМИЯ ТОПЛИВА.

On the basis of the system of one-dimensional stationary differential equations of conservation laws a calculation of the injector working at water vapor is executed. The main parts of the injector are considered: an accelerating Laval nozzle, a mixing camera and a diffuser with a cylindrical entrance. Calculation allows determining the characteristic sizes of a design of the injector and change of the key physical parameters of water and steam by its length. The calculation results are compared to author's own experimental data. The scheme with an injector for heating of network water is suggested and compared to existing ones. The injector usage instead of ordinary water heater with a pump leads to significant saving of fuel and electric energy.

INJECTOR; NOZZLE; MIXTURE CAMERA; DIFFUSER; HEATER OF NETWORK WATER; PUMP; ECONOMY OF FUEL.

Введение

Пароструйные инжекторы находили и находят применение в самых различных областях техники. Изобретенный в 1858 году Г. Джиффардом инжектор [1] использовался для подачи воды в котел паровоза, но был вытеснен появивши-

мися позднее более эффективными устройствами – насосами. В период бурного развития космонавтики возникла необходимость в компактных энергетических установках – жидкометаллических магнетогидродинамических (МГД) преобразователях для космических объектов. С этого времени вновь начались исследо-

вания как МГД установок в целом, так и инжекторов, являющихся одним из основных элементов этих устройств. В этой области работали коллективы Института высоких температур АН СССР, Энергетического научно-исследовательского института имени Г.М. Кржижановского, Московского энергетического института, Ленинградского политехнического института, Казанского авиационного института. Основные результаты расчетно-опытных исследований изложены в [2–6], [8–10]. Значительный вклад в исследование струйных аппаратов и систем на их основе внесли и зарубежные ученые [1, 7].

В настоящее время инжектор вновь привлек внимание исследователей. Этот интерес обусловлен тем, что профессор В.В. Фисенко нашел новую область для его применения: он предложил с целью экономии топлива заменить существующие системы отопления зданий, включающие теплообменные аппараты и насосы, инжекторами [11]. Актуальность развития энергосберегающих технологий в современных условиях не вызывает сомнений.

В перечисленных выше публикациях расчет инжекторов базируется на интегральных уравнениях законов сохранения, однако они не позволяют определить форму и размеры проточной части инжектора вдоль продольной координаты.

Цель нашей работы – предложить метод расчета проточной части инжектора и оценить эффективность его применения в системах подогрева сетевой воды. В статье рассматривается расчет работающего на водяном паре инжектора, основанный на системе дифференциальных уравнений законов сохранения в одномерной и стационарной постановке. Полученные результаты сравниваются с экспериментальными данными.

Поскольку инжектор состоит из трех основных элементов – разгонного сопла, камеры смешения и диффузора с цилиндрическим входом, то в такой последовательности и рассмотрим порядок расчета.

Разгонное сопло

Для расчета сопла инжектора, работающего на водяном паре, принята равновесная модель расширения пара с верхней пограничной кривой и учетом сил трения:

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dz} + \frac{v}{w} \frac{dp}{dz} + \frac{2c_f w}{D} &= 0; \\ \frac{dv}{dz} - \frac{v}{w} \frac{dw}{dz} - \frac{v}{F} \frac{dF}{dz} &= 0; \\ \frac{dT}{dz} - (v'' - v') \frac{T}{r} \frac{dp}{dz} &= 0; \\ \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_v \frac{dp}{dz} + \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_p \frac{dv}{dz} + w \frac{dw}{dz} &= 0. \end{aligned} \tag{9}$$

Разрешая эту систему уравнений относительно dp/dz , получим

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dz} &= \frac{1}{\left[\left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_v - v - \frac{v^2}{w^2} \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_p \right]} \times \\ &\times \left[\frac{2c_f}{D} \left(v \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_p + w^2 \right) - \frac{v}{F} \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_p \frac{dF}{dz} \right]. \end{aligned}$$

Для двухфазной области

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial i}{\partial v} \right)_p &= T \frac{dp}{dT} = \frac{r}{v'' - v'}; \\ \left(\frac{\partial i}{\partial p} \right)_v &= c_v \frac{dT}{dp} + v = \frac{c_v T}{r} (v'' - v') + v. \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dz} &= \frac{w^2}{v(M^2 - 1)} \left[\frac{2c_f}{D} \left(1 + \frac{w^2}{vr} (v'' - v') \right) - \frac{1}{F} \frac{dF}{dz} \right] = \\ &= \frac{w^2}{v(M^2 - 1)} \left[\frac{2c_f}{D} \left(1 + \frac{w^2}{a_S \sqrt{c_v T}} \right) - \frac{1}{F} \frac{dF}{dz} \right]. \end{aligned}$$

Окончательно получаем

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dz} &= \frac{w^2}{v(M^2 - 1)} \left[\frac{2c_f}{D} \left(1 + \frac{w^2}{a_S \sqrt{c_v T}} \right) - \frac{1}{F} \frac{dF}{dz} \right]; \\ \frac{dw}{dz} &= - \left(\frac{v}{w} \right) \frac{dp}{dz} - \frac{2c_f w}{D}; \\ \frac{dv}{dz} &= \left(\frac{v}{w} \right) \frac{dw}{dz} + \frac{v}{F} \frac{dF}{dz}; \\ \frac{dT}{dz} &= (v'' - v') \frac{T}{r} \frac{dp}{dz}, \end{aligned}$$

где $M = w/a$; $a = \left(\frac{rv}{v'' - v'} \right) \frac{1}{\sqrt{c_v T}}$; $F = \frac{\pi D^2}{4}$;
 $v = (1-x)v' + xv''$; $c_v = (1-x)c'_v + xc''_v$; c'_v и c''_v – удельные изохорные теплоемкости соответ-

ственно насыщенной жидкости и пара со стороны двухфазной области.

Для сопла, состоящего, например, из двух усеченных конусов с цилиндрической проставкой:

$$D = D_{\text{вх}} - (D_{\text{вх}} - D_{\Gamma})z/l_{\text{ск}}, \text{ если } 0 \leq z \leq l_{\text{ск}};$$

$$D = D_{\Gamma}, \text{ если } l_{\text{ск}} < z \leq (l_{\text{ск}} + l_{\text{сц}});$$

$$D = D_{\Gamma} + (D_{\text{ср}} - D_{\Gamma})(z - (l_{\text{ск}} + l_{\text{сц}}))/l_{\text{сд}}, \text{ если } (l_{\text{ск}} + l_{\text{сц}} + l_{\text{сд}}) \geq z \geq (l_{\text{ск}} + l_{\text{сц}}).$$

Таким образом, на основе прямой задачи получена замкнутая система уравнений, позволяющая выполнить расчет сопла, работающего на сухом насыщенном паре. Численный эксперимент показывает: чтобы процесс пошел по нижней ветке кривой ($dp/dz < 0$), достаточно задать расход выше критического не более чем на 1 %.

Камера смешения

В работе [2] выполнено опытное исследование пароводяного инжектора, геометрические размеры которого приводятся. Достигнутая степень повышения давления составила всего около 1,4, что обусловлено значительной потерей кинетической энергии двухфазного потока из-за несовершенной проточной части, в частности из-за большой длины (100–200 мм) камеры смешения (КС). С увеличением коэффициента инжекции $u = \dot{G}_{\text{хв}}/\dot{G}_{\text{п}}$ у инжектора с длинной камерой создаются условия для отрыва потока (в этом случае протяженность конденсирующейся струи меньше длины КС) и в еще большей степени возрастают гидравлические потери. При малых значениях u невозможна полная конденсация пара, что в конечном итоге не позволило авторам [2] получить высокое давление за инжектором.

Наши опыты с инжекторами, работающими на перегретой воде, близкой к состоянию насыщения (недогрев составлял 3–5°) при $p_{\text{вх}}^* = 0,6–0,8$ МПа, показали [8], что из трех конических камер длиной 0,15, 0,1 и 0,05 м наибольшую степень повышения давления $\pi^* = 1,8–2$ имел инжектор с самой короткой камерой, при этом максимум π^* с уменьшением $l_{\text{кс}}/d_{\text{мин}}$ смещается в сторону больших значений u . Максимальное значение π^* было получено

при $l_{\text{кс}}/d_{\text{мин}} = 12,5$ и диаметре среза сопла Лавалья, равном 15 мм.

При расчете камеры смешения считалось, что в нее поступает равновесный поток влажного пара, имеющий объемную концентрацию горячих капель

$$n_{V_{\text{ГК}}} = \frac{6(1-x)\dot{G}_{\text{кр}}}{\pi D_{\Gamma\text{К}}^3 \rho_{\Gamma\text{К}} F_C w},$$

и холодная жидкость.

Предполагалось, что в начальном сечении КС холодные и горячие капли равномерно распределены в сухом насыщенном паре, но в целом поток термически и механически неравновесен. При его движении в камере и наличии обменных процессов он будет переходить в равновесное состояние: значения температуры и скорости фаз будут близки между собой. Переход в это состояние или близкое к нему и определит длину камеры смешения. Поскольку ввод холодной жидкости в КС осуществляется, как правило, при незначительной скорости, то считается, что в результате силового взаимодействия между несущим потоком и холодными каплями происходит дробление последних, а диаметр мелких холодных капель $D_{\text{хк}}$ определяется по формуле [12]

$$\left(\frac{D_{\text{хк}}}{D_{0\text{хк}}}\right)^{0,25} = \frac{1,9}{We_0^{0,25}} + 0,315 \left(\frac{\rho_{0\text{п}}''}{\rho_{0\text{хк}}}\right)^{1,5} c_{\text{х0}} We_0^{0,125} \ln\left(\frac{D_{0\text{хк}}}{D_{\text{хк}}}\right),$$

где $We_0 = \frac{\rho_{0\text{п}}''(w_{\text{п}} - w_{\text{хк}})_0^2 D_{0\text{хк}}}{\sigma_{0\text{хк}}}$ – критерий Вебера, определяемый условиями на входе в КС;

$c_{\text{х0}} = f(\text{Re}_0)$; $\text{Re}_0 = \frac{(w_{\text{п}} - w_{\text{хк}})_0 D_{0\text{хк}} \rho_{0\text{п}}''}{\mu_{0\text{п}}}$. При этом делалось допущение, что разрушение капель происходит на участке, протяженность которого много меньше длины КС.

Ниже приводится система уравнений, позволяющая выполнить расчет КС на основе прямой задачи:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{w_{\pi}}{\left(\frac{w_{\pi}^2}{(dp/d\rho_{\pi})} - \frac{\dot{G}_{ГК}}{\dot{G}_{\pi}} \left(\frac{w_{\pi}}{w_{ГК}} \right)^3 \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{ГК}} \right)^2 - \frac{\dot{G}_{ХК}}{\dot{G}_{\pi}} \left(\frac{w_{\pi}}{w_{ХК}} \right)^3 \left(\frac{\rho_{\pi}}{\rho_{ХК}} \right)^2 - 1 \right) f_{\pi}} \times \left\{ \frac{F_{Кс}}{w_{\pi}} \left[\left(1 - \frac{w_{\pi}^2 \rho_{\pi}''}{w_{ГК}^2 \rho_{ГК}} \right) D_{ГК}^* n_{вГК} + \left(1 - \frac{w_{\pi}^2 \rho_{\pi}''}{w_{ХК}^2 \rho_{ХК}} \right) D_{ХК}^* n_{вХК} \right] + \pi F_{Кс} \left[\left(1 + \frac{w_{\pi} - w_{ГК}}{w_{\pi}} - \frac{w_{\pi} \rho_{\pi}''}{w_{ГК} \rho_{ГК}} \right) D_{ГК}^2 n_{вГК} \Delta j_{(ГК-\pi)} - \left(1 + \frac{w_{\pi} \rho_{\pi}'' (w_{\pi} - w_{ХК})}{w_{ХК}^2 \rho_{ХК}} - \frac{w_{\pi} \rho_{\pi}''}{w_{ХК} \rho_{ХК}} \right) D_{ХК}^2 n_{вХК} \Delta j_{(\pi-ХК)} \right] - w_{\pi} \rho_{\pi}'' \frac{dF_{Кс}}{dz} + \frac{\tau_w \pi D_{Кс}}{w_{\pi}} \right\};$$

$$\frac{dw_{ХК}}{dz} = -\frac{1}{w_{ХК} \rho_{ХК}} \frac{dp}{dz} + \frac{6D_{ХК}^*}{\pi D_{ХК}^3 \rho_{ХК} w_{ХК}} + \frac{(w_{\pi} - w_{ХК})}{\dot{G}_{ХК}} \frac{d\dot{G}_{\pi-ХК}}{dz};$$

$$\frac{dw_{ГК}}{dx} = -\frac{1}{w_{ГК} \rho_{ГК}} \frac{dp}{dx} + \frac{6D_{ГК}^*}{\pi D_{ГК}^3 \rho_{ГК} w_{ГК}},$$

$$\frac{dw_{\pi}}{dz} = -\frac{1}{\dot{G}_{\pi}} \left(f_{\pi} \frac{dp}{dz} + \tau_w \pi D_{Кс} + \frac{6D_{ХК}^* \dot{G}_{ХК}}{\pi D_{ХК}^3 \rho_{ХК} w_{ХК}} + \frac{6D_{ГК}^* \dot{G}_{ГК}}{\pi D_{ГК}^3 \rho_{ГК} w_{ГК}} + (w_{\pi} - w_{ГК}) \frac{d\dot{G}_{ГК-\pi}}{dz} \right);$$

$$\frac{di_{ХК}^*}{dz} = \left[(i_{\pi}^{**} - i_{ХК}^*) \Delta j_{(\pi-ХК)} - (i_{\pi}^{**} (T_{ХК}) - i_{ХК}^*) \Delta j_{(ХК-\pi)} + \alpha_{(\pi-ХК)} (T_{\pi} - T_{ХК}) \right] \times \frac{6}{w_{ХК} \rho_{ХК} D_{ХК}}; \frac{dT_{ХК}}{dz} = \left(\frac{di_{ХК}^*}{dz} - w_{ХК} \frac{dw_{ХК}}{dz} \right) / c_{pХК} \quad (14)$$

где $D^* = c_x \pi D_{Кс}^2 \rho_{\pi} (w_{\pi} - w_{К}) |w_{\pi} - w_{К}| / 8$ – сила сопротивления единичной капли;

$$c_x = f(\text{Re}_{К}); \text{Re}_{К} = \frac{D_{К} |w_{\pi} - w_{К}| \rho_{К}}{\mu_{\pi}};$$

$$\Delta j_{\pi-ХК} = \frac{1}{\sqrt{2\pi R_{\pi}}} \left(\frac{2\chi}{2-\chi} \right) \left(\frac{p_s}{\sqrt{T_s}} - \frac{p_{ХК}(T_{ХК})}{\sqrt{T_{ХК}}} \right);$$

$$\chi = \frac{35}{p_s^{0,56}}; \frac{d\dot{G}_{ГК-\pi}}{dz} = \pi D_{ГК}^2 n_{vГК} \Delta j_{ГК-\pi} F_{Кс};$$

$$\alpha = (2 + 0,6 \text{Re}_{К}^{0,5} \text{Pr}_{\pi}) \lambda_{\pi} / D_{К}.$$

Система из шести дифференциальных уравнений позволяет произвести расчет КС на основе прямой задачи, то есть определить изменение давления, температуру пара и холодных капель, скорости пара, холодных и горячих капель по длине камеры.

Температура горячих капель определяется из уравнения энергии для адиабатического потока

$$\dot{G}_{ГК} \left(i_{ГК} + \frac{w_{ГК}^2}{2} \right) + \dot{G}_{\pi} \left(i_{\pi} + \frac{w_{\pi}^2}{2} \right) + \dot{G}_{ХК} \left(i_{ХК} + \frac{w_{ХК}^2}{2} \right) = I_{см0}^* \quad (15)$$

где $I_{см0}^*$ – полная энтальпия смеси на входе в камеру смешения.

Секундный расход холодной воды, подаваемой в начальное сечение КС, в первом приближении определяется из уравнения теплового баланса

$$r\dot{G}_{\pi} = \dot{G}_{ХВ} \bar{c}_{рХВ} \left[(t_s(p_{\pi}) - t_{ХВ0}) - \Delta t_{н} \right] \quad (16)$$

(здесь $\Delta t_{н}$ – недогрев холодной воды до температуры насыщения), а затем уточняется в процессе численного эксперимента.

Диффузор

Предполагалось, что после того, как поток достигает граничной плотности, он имеет пузырьковую структуру, а фазы находятся в механическом равновесии. Исходя из этих условий и на основе термически неравновесной модели выполнялся расчет диффузора, состоявшего из сопряженных цилиндрического и конического каналов. Считалось, что скачок конденсации расположен в цилиндрической части, где происходит конденсация основной массы пара.

Приведем дифференциальные уравнения, на основе которых выполнялся расчет диффузора:

$$\frac{dI}{dz} = p \frac{dF_{д}}{dz} - \tau_w \pi D_{д}; \quad (17)$$

$$\frac{dD_{\pi}}{dz} =$$

$$= 8\lambda_{ж} c_{pж} \rho_{ж} |T_{ж} - T_s| (T_{ж} - T_s) \chi_{К} / \left((r\rho_{\pi})^2 D_{\pi} w \right); \quad (18)$$

$$\frac{d}{dz} \left(i_{см} + \frac{w^2}{2} \right) = 0, \quad (19)$$

где $F_d = f(z)$; $I = \dot{G}w + pF_d$ – полный импульс потока; τ_w – касательное напряжение на стенке канала; c_k – коэффициент, учитывающий реальность процесса конденсации.

Определив величину полного импульса по координате z , находим текущее значение статического давления $p = (I - \dot{G}_{см}w) / F_d$.

Результаты расчета инжектора

На рис. 1 показано изменения основных физических величин вдоль продольной оси инжектора, полученных в результате численного решения систем уравнений.

Из этого рисунка видно, что давление горячей воды на выходе из инжектора в пять раз превышает давление сухого насыщенного пара на входе в сопло. Между тем наши опыты показали (рис. 2), что максимальное превышение давления – около 3,6. Такое расхождение можно объяснить упрощенной моделью процесса, в которой не учитывались дробление и коагуляция капель, полидисперсность капельного потока, наличие жидкой пленки и срывные явления. Однако расчеты, выполненные на основе пред-

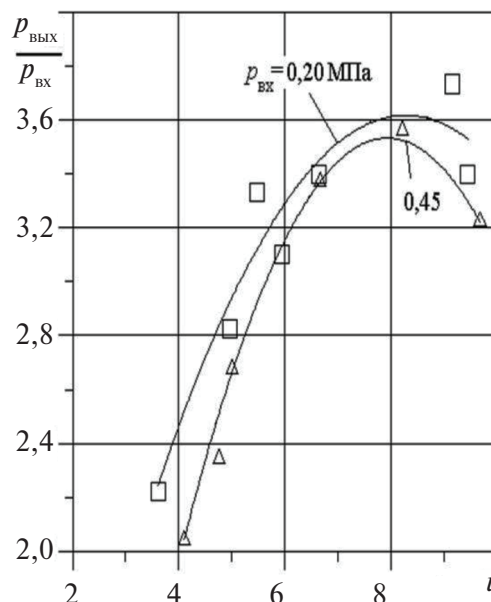


Рис. 2. Степень повышения давления в инжекторе в зависимости от коэффициента инжекции u

ложенных систем дифференциальных уравнений с учетом уравнений сохранения в интегральной форме, позволяют определить геометрию и размеры проточной части инжектора и повысить его эффективность.

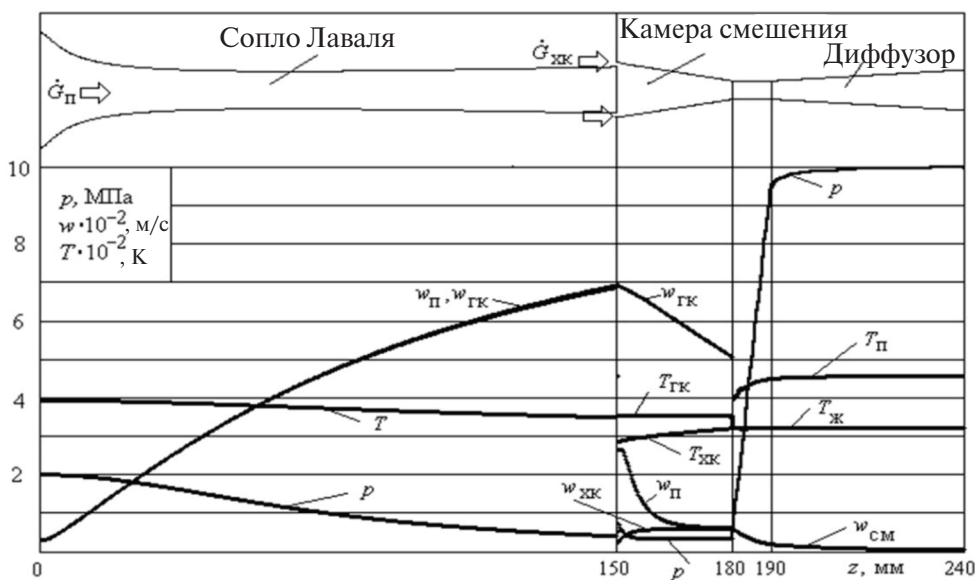


Рис. 1. Расчетные изменения давления, скоростей пара, холодных и горячих капель, смеси, температуры холодных и горячих капель по длине инжектора

Применение инжектора в отопительных системах

Инжектор сочетает в себе компактный высокоэффективный теплообменный аппарат, где в процессе конденсации пара на холодных каплях пассивной жидкости коэффициент теплоотдачи достигает сотен тысяч Вт/(м²К) (при конденсации пара на холодных стенках $\alpha = 7000-9000$ Вт/(м²К)), и насос, позволяющий в несколько раз повысить давление по сравнению с давлением активного агента (пар) на входе в инжектор. Поэтому естественно, что им можно заменить подогреватель сетевой воды, используемый для отопления зданий, и насос, обеспечивающий прокачку этой воды (что, как уже отмечалось, было предложено профессором В.В. Фисенко).

Далее в данной статье рассматривается использование инжектора в котельной СПбГПУ с целью экономии топлива и электрической энергии.

Последовательно определяем: необходимую производительность парового котла (парогенератора) (исходя из уравнения теплового баланса при заданном расходе сетевой воды $G_{св}$)

$$G_{п} = G_{св} (i_{в5} - i_{в8}) / (i_{п1} - i_{в2});$$

тепловой поток, получаемый потребителем,

$$Q_{пот} = G_{св} (i_{в5} - i_{в8});$$

расход топлива в парогенераторе

$$B_{т} = G_{п} (i_{п1} - i_{в2}) / (H_{п}^P \eta_{пг});$$

среднюю температуру воды в водоподогревателе

$$T_{вср} = (T_5 - T_8) / \ln(T_5 / T_8);$$

среднюю температуру пара в водоподогревателе

$$T_{пср} = (i_{п1} - i_{в2}) / (s_{п1} - s_{в2});$$

температурный напор в водоподогревателе

$$\Delta T_{вп} = T_{пср} - T_{вср}.$$

Так как инжектор представляет собой открытую адиабатическую систему, то можно написать $G_{п1} i_{п1} + G_8 i_{в8} = G_{св} i_{в5}$, где $G_{п1}$, G_8 – расход пара и воды через инжектор.

Вводя коэффициент инжекции $u = G_8 / G_{п1} =$

$$= \frac{(i_{п1} - i_{в5})}{(i_{в5} - i_{в8})} \text{ и учитывая, что расход сетевой воды}$$

$G_{св} = G_8 + G_{п1}$, определим расход пара через инжектор $G_{п1} = G_{св} / (1 + u)$ и расход топлива в схеме с инжектором $B_{ти} = B_{тд} G_{п1} / G_{п}$.

Сравнение тепловой схемы с инжектором и обычной – с водоподогревателем сетевой воды

В существующей тепловой схеме перегретый пар после парогенератора дросселируется ($i_{п1} = \text{const}$), а затем поступает в водоподогреватель (температура пара снижается с $T_{п1} = 280$ °С до $T_{п1д} = 270$ °С, а давление – с 29 до 19 бар.). Средняя температура пара в водоподогревателе понизится и станет равной

$$T_{псрд} = (i_{п1} - i_{в2д}) / (s_{п1д} - s_{в2д}),$$

что приведет к снижению температурного напора

$$\Delta T_{впд} = T_{псрд} - T_{вср}.$$

Если считать, что при этом коэффициент теплопередачи не изменится, то это приведет к увеличению расхода пара и топлива при неизменном $Q_{пот}$.

$$G_{пд} = G_{п} \Delta T_{вп} / \Delta T_{впд}; B_{тд} = G_{пд} B_{т} / G_{п},$$

где $\Delta T_{впд} = T_{п1д} - T_{вср}$.

Расход топлива для схемы с инжектором определим по формулам $B_{ти} = B_{и} G_{п1} / G_{п}$, $B_{тид} = B_{тд} G_{п1} / G_{пд}$. Экономия пара и топлива составит

$$\Delta G_{п} = G_{п} - G_{п1}; \Delta G_{пд} = G_{пд} - G_{п1};$$

$$\Delta B_{т} = B_{т} - B_{ти}; \Delta B_{тд} = B_{тд} - B_{ти}.$$

Расчет тепловых схем был выполнен при следующих данных:

$$\begin{aligned} G_{св} &= 70 \text{ кг/с}; T_{п1} = 553 \text{ К}; T_{п1д} = 543 \text{ К}; \\ i_{п1} &= 2940 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; i_{в2} = 994,4 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ i_{в2д} &= 896,6 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; i_{в5} = 398 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ i_{в8} &= 209 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \eta_{п} = 0,7; \\ H_{п}^P &= 48819 \text{ кДж/кг}; \Delta p_{св} = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}; T_8 = 323 \text{ К}; \\ T_5 &= 368 \text{ К}; \eta_{пг} = 0,833; \mu_{т} = 16,34 \text{ кг/кмоль}; \\ p_{ос} &= 1,0133 \cdot 10^5 \text{ Па}; T_{ос} = 273 \text{ К}; \\ s_{п1} &= 6,46 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; s_{п1д} = 6,66 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ s_{в2} &= 2,63 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; s_{в2д} = 2,42 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \end{aligned}$$

В результате расчета имеем:

$$\begin{aligned} G_{п} &= 6,798 \text{ кг/с}; T_{вср} = 345 \text{ К}; N_{п} = 30759,67 \text{ Вт}; \\ Q_{пот} &= 13230 \text{ Вт}; B_{т} = 0,325 \text{ кг/с}; B_{ти} = 0,232 \text{ кг/с}; \\ G_{пд} &= 7,14 \text{ кг/с}; \Delta G_{пд} = 0,342 \text{ кг/с}; u = 13,45; \\ G_{п1} &= 4,84 \text{ кг/с}; \Delta G_{п} = 1,955 \text{ кг/с}; \Delta B_{т} = 0,0935 \text{ кг/с}; \\ \Delta B_{тч} &= 336,76 \text{ кг/ч}; \Delta B_{тс} = 8082,2 \text{ кг/сут}. \end{aligned}$$

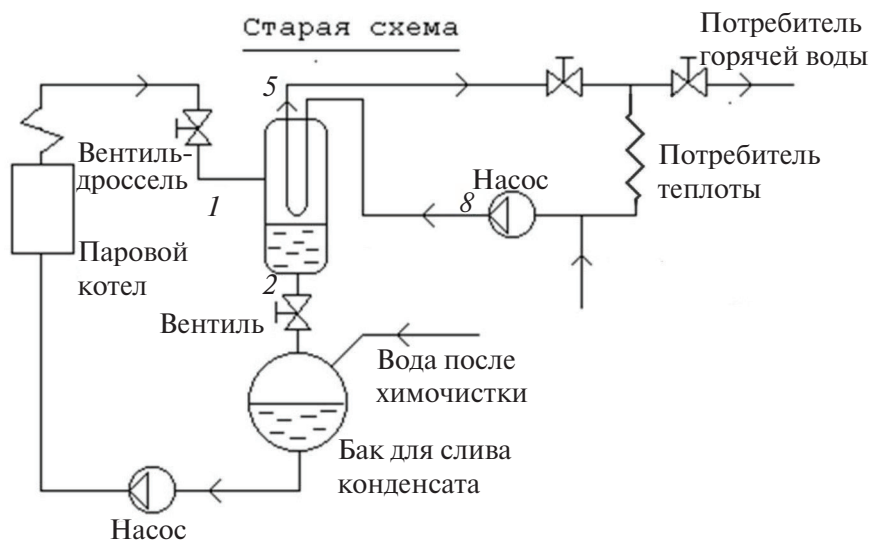


Рис. 3. Тепловая схема водоподогревателя сетевой воды с насосом

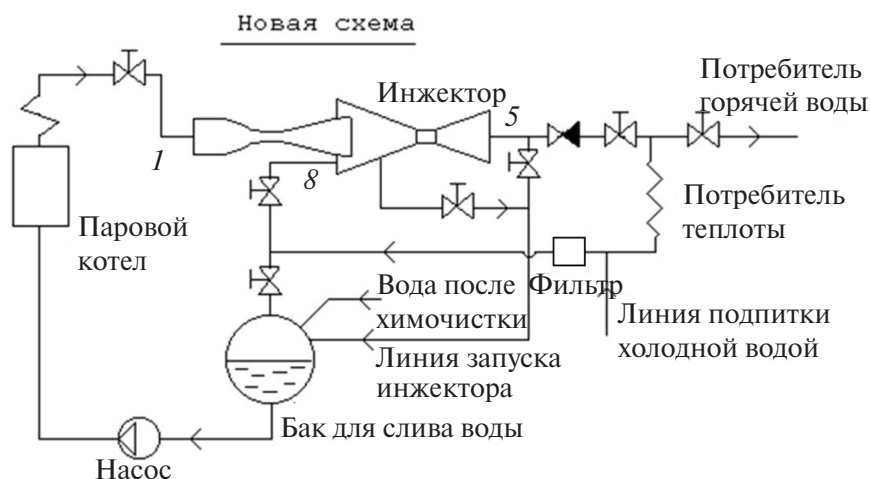


Рис. 4. Тепловая схема подогрева сетевой воды с инжектором

При нагреве сетевой воды от 50 до 95 °С с расходом 70 кг/с и установке инжектора экономится пара $\Delta G_n = 6,798 - 4,843 = 1,95$ кг/с и топлива $\Delta B_T = 0,3253 - 0,2317 = 0,0936$ кг/с ($\Delta B_T \cdot 100/B_T = 28,7$ %). Таким образом, в сутки (даже при отсутствии дросселирования) экономия топлива по массе составит 8082 кг, а по объему газа, приведенного к нормальным условиям, $\Delta B_{T_v} = \Delta B_T U_{y_{гк}} T_{oc}/P_{oc}/\mu_T = 0,128$ м³/с или 11079 м³/сутки.

Поскольку в схеме с инжектором насос для прокачки сетевой воды не требуется, то экономится и электрическая энергия. Мощность на-

соса в старой схеме $N_n = G_{св} \Delta P_{св} / \rho_{св} / \eta_n = 30759$ Вт. Экономия в сутки составит $2,66 \cdot 10^9$ Дж.

Рассмотрим процессы в водоподогревателе и инжекторе с позиций энтропийного и эксергетического методов. Для водоподогревателя применим энтропийный метод, как более удобный для анализа, а для инжектора – эксергетический. На основании теоремы Гюи–Стодолы определим потерю потока эксергии для водоподогревателя:

$$D_{Ta} = T_{oc} \Delta S = T_{oc} \left(G_{св} c_p \ln \left(\frac{T_5}{T_8} \right) - G_n (s_1 - s_2) \right) = 3531,6 \text{ кВт.}$$

В инжекторе протекают сложнейшие процессы: ускорение и смешение потоков, сопровождающееся конденсацией и скачком давления. Чтобы избежать детального рассмотрения этих процессов, инжектор представим в виде объекта, в который входят два и выходит один поток эксергии. Тогда потерю потока эксергии определим из формулы

$$D_{и} = Ex_1 + Ex_2 - Ex_5 = 2816 \text{ кВт},$$

где $Ex_1 = G_{пн} ((i_{пн} - i_{оc}) - T_{оc} (s_{пн} - s_{оc}))$; $Ex_2 = G_8 ((i_{в8} - i_{оc}) - T_{оc} (s_{в8} - s_{оc}))$; $Ex_5 = G_{св} ((i_{в5} - i_{оc}) - T_{оc} (s_{в5} - s_{оc}))$.

Таким образом, применение инжектора уменьшает потерю потока эксергии в процессе нагрева воды на $\Delta D = D_{та} - D_{и} = 715,2 \text{ кВт}$, или на 20 %.

Выводы

Существующие методы расчета инжекторов базируются на интегральных уравнениях сохранения, которые не позволяют определить оптимальную форму и размеры проточной части инжектора.

Разработан новый метод расчета пароструйного инжектора на основе систем дифференциальных уравнений законов сохранения, записанных для двухфазного потока, что позволяет получить оптимальную проточную часть инжектора (разгонное сопло, камера смешения и диффузор) и, таким образом, создать инжектор, имеющий наибольшую степень повышения давления.

Термодинамический анализ показывает, что с точки зрения экономии топлива и электрической

энергии применение тепловых схем с инжекторами в отопительных системах значительно эффективнее по сравнению с существующими.

Приложение

Принятые обозначения: a_s – термодинамическая скорость звука, м/с; c_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кгК); c_f – коэффициент трения; c_x – коэффициент сопротивления; F, f – площадь поперечного сечения, м²; \dot{G} – расход, кг/с; i – удельная энтальпия Дж/кг; j – плотность потока массы, кг/(м²с); $\Delta j_{к-п}$ – результирующая плотность потока пара от испаряющейся капли, кг/(м²с); l – длина, м; M – число Маха; N – мощность, Вт; \dot{n} – поток капель, 1/с; n_v – объемная концентрация капель, 1/м³; p – статическое давление, Па; \dot{Q} – тепловой поток, Вт; R – радиус, м; R_n – газовая постоянная пара, Дж/(кгК); r – удельная теплота парообразования, Дж/кг; T – температура, К; t – температура, °С; v – удельный объем, м³/кг; w – скорость, м/с; x – степень сухости пара; z – продольная координата, м; a – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); l – коэффициент теплопроводности, Вт/(мК); μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; ρ – плотность, кг/м³; t – время, с; τ_w – касательное напряжение трения на стенке, Па.

Подстрочные индексы: г – горло; гк – горячие капли; д – диффузор; ж – жидкость; к – капля; кр – критический; КС – камера смешения; п – пар; с – сопло; с д – дивергентная часть сопла; с к – конвергентная часть; см – смесь; ср – срез; с ц – цилиндрическая часть сопла; х к – холодные капли.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эллиот Д. Исследование применения насосов с несущим газом в ракетных двигателях // Вопросы ракетной техники. 1964. №4. С. 88–112.
2. Данилин В.С., Дейч М.Е., Севостьянов А.П. [и др.] Экспериментальное исследование пароводяного инжектора // Симпозиум по производству электроэнергии с помощью МГД-генераторов, Варшава, 24–30 июля 1968. Доклад SM-107/143.
3. Богомолов Б.Г., Духовлинов С.Д., Черных Е.В. [и др.] Некоторые результаты изучения однокомпонентной схемы жидкометаллического МГД-преобразования энергии // Симпозиум по производству электроэнергии с помощью МГД-генераторов, Варшава. 24–30 июля 1968. Доклад SM-107/135.
4. Шпильрайн Э.Э., Якимович К.А. Термодинамика энергетической МГД-установки с парожидкостным инжектором // ТВТ. 1965. №5.
5. Калафати Д.Д., Козлов В.Б. Термодинамика циклов со смешением жидкого металла перед МГД-преобразователем // ТВТ. 1963. №3.
6. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 351 с.
7. Radebold [etc]. Energy conversion with liquid-metal working-fluids in the MHD-Staustahlrohr // Electricity from MHD. IAEA. Vienna. 1968. Vol. 3. P. 1439–1461.

8. Баранов Г.А., Барилевич В.А., Батуев Ш-Б.Б., Зысин В.А. Исследование процессов в разгонном устройстве, работающем на вскипающей жидкости // ТВТ. 1972. Т.10. №3. С. 629–634.
9. Зысин В.А. [и др.] Вскипающие адиабатные потоки. М.: Атомиздат, 1976. 152 с.
10. Барилевич В.А. [и др.] Расчет жидкостного инжектора // Труды ЛПИ. 1980. №370. С. 87–92.
11. Новожилов И.А., Фисенко В.В. Новая энерго-ресурсосберегающая технология // Энергетик. 1996. №3. С. 4–5.
12. Кириллов И.И., Яблоник Р.М. Основы теории влажнопаровых турбин. Л.: Машиностроение, 1968. 264 с.

REFERENCES

1. Elliot D. Issledovaniye primeneniya nasosov s nesushchim gazom v raketnykh dvigatelyakh [Research of use of pumps with the bearing gas in rocket engines.]. *Voprosy raketnoy tekhniki*. 1964. №4. S. 88–112.(rus)
2. Danilin V.S., Deych M.Ye., Sevostyanov A.P. [i dr.] Eksperimentalnoye issledovaniye parovodyanogo inzhektora [Experimental investigation of vapor-water injector]. *Simpozium po proizvodstvu elektroenergii s pomoshchyu MGD- generatorov*. Varshava, 24-30 iyulya 1968. SM-107/143 (rus)
3. Bogomolov B.G., Dukhovlinov S.D., Chernykh Ye.V. [i dr.] Nekotoryye rezultaty izucheniya odnokomponentnoy skhemy zhidkometallicheskogo MGD-preobrazovaniya energii [Some results of investigation of one-component scheme of liquid-metal MHD energy conversation]. *Simpozium po proizvodstvu elektroenergii s pomoshchyu MGD- generatorov*. Varshava, 24-30 iyulya 1968. SM-107/135. (rus)
4. Shpilrayn E.E., Yakimovich K.A. Termodinamika energeticheskoy MGD- ustanovki s parozhidkostnym inzhektorom [Thermodynamics of MHD power installation with vapor-liquid injector]. *TVT*. 1965. №5. (rus)
5. Kalafati D.D., Kozlov V.B. Termodinamika tsiklov so smesheniyem zhidkogo metalla pered MGD-preobrazovatelem. [Thermodynamics of cycles with liquid-metal mixing before MHD-converto]. *TVT*. 1963. №3. (rus)
6. Sokolov Ye.Ya., Zinger N.M. Struynnye apparaty [Jet apparatus]. М.: Energoatomizdat, 1989. 351 s. (rus)
7. Radebold [etc]. Energy conversation with liquid-metal working-fluids in the MHD-Staustrohr. *Electricity from MHD, IAEA, Vienna*. 1968. Vol. 3. P. 1439–1461.
8. Baranov G.A., Barilovich V.A., Batuyev Sh-B.B., Zysin V.A. Issledovaniye protsessov v razgonnom ustroystve, rabotayushchem na vskipayushchey zhidkosti [Research of processes in the accelerating device working at the boiling liquid.] *TVT*. 1972. Т.10. №3. С. 629–634. (rus)
9. Zysin V.A. [i dr.] Vskipayushchiye adiabatnyye potoki [Boiling adiabatic streams]. М.: Atomizdat 1976. 152 s. (rus)
10. Barilovich V.A. [i dr.] Raschet zhidkostnogo inzhektora [Calculation of liquid injector]. *Trudy LPI*. 1980. №370. S. 87–92. (rus)
11. Novozhilov I.A., Fisenko V.V. Novaya energo resurs osberegayushchaya tekhnologiya [New power resource-saving technology]. *Energetik*. 1996. № 3. S. 4–5. (rus)
12. Kirillov I.I., Yablonik R.M. Osnovy teorii vlazhnoparovykh turbin [Basics of wet vapor turbines]. L.: Mashinostroyeniye, 1968. 264 s. (rus)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

БАРИЛОВИЧ Владимир Антонович – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: vba_exerg@mail.ru

BARILOVICH Vladimir A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: vba_exerg@mail.ru

СМИРНОВ Юрий Александрович – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: y_a_s@mail.ru

SMIRNOV Yurii A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: y_a_s@mail.ru