

## К РАСЧЕТУ ПАРАМЕТРОВ ПАРОВОДЯНОГО ИНЖЕКТОРА КАК ТЕПЛООВОГО НАСОСА ДЛЯ СИСТЕМ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

асс. Цыганкова С.Г., д.т.н., проф. Иродов В.Ф.

*ГВУЗ «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры» г. Днепропетровск*

**Постановка проблемы.** Повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов, разработка и внедрение энергосберегающих технологий являются приоритетным направлением для топливно-энергетической отрасли в целом. Использование пароводяных конденсирующих инжекторов как аппаратов, использующих низкопотенциальную тепловую энергию, и позволяющих получать на выходе давление, во много раз превышающее давление подводимого пара, для нужд теплоснабжения может быть значительно более выгодным при определенных условиях. Помимо снижения затрат на электрическую энергию, стоимость которой выше, чем стоимость тепловой энергии, системы теплоснабжения с конденсирующими инжекторами являются более надежными, взрывопожаробезопасными, а также более простыми в эксплуатации и обслуживании по сравнению с системами, использующими электрические тепловые насосы.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Использование струйного насоса – пароводяного конденсирующего инжектора находит широкое применение в системах теплоснабжения [1]. Схема системы теплоснабжения со струйным насосом показана на рис. 1. Струйный насос в данной системе выполняет функции устройства теплообмена и циркуляционного насоса.

**Формулировка цели работы.** При проектировании систем индивидуального теплоснабжения, использующих пароводяной инжектор в качестве теплового насоса, возникает необходимость в определении параметров в различных сечениях инжектора, а именно на входе и выходе жидкостного и парового сопел, в камере смешения и горловине инжектора, на выходе из диффузора

инжектора, а также определение геометрических характеристик аппарата и его конструктивных особенностей.

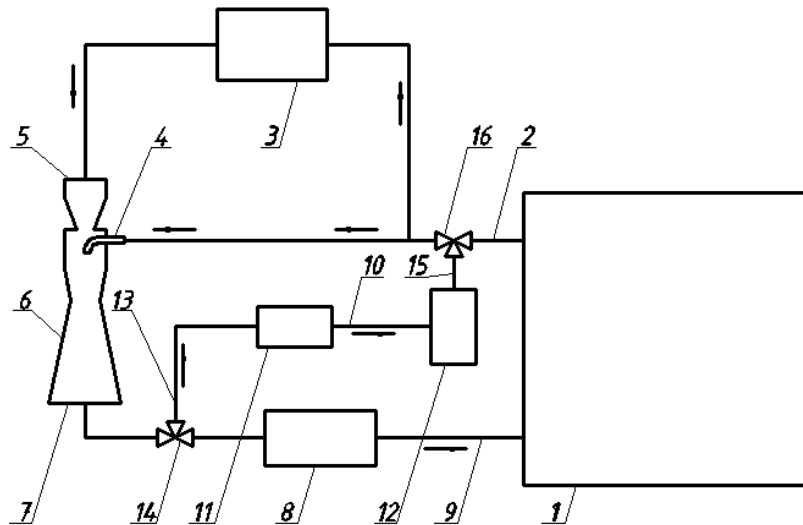


Рис. 1. Система теплоснабжения с конденсирующим инжектором  
 1 – сеть теплоснабжения потребителей, 2 – обратный трубопровод, 3 – паровой генератор, 4 – сопло для подвода пассивной среды, 5 – сопло для подвода активной среды, 6 - струйный насос, 7 – выходной патрубок струйного насоса, 8 - источник теплоснабжения для подогрева сетевой воды, 9 – прямой трубопровод, 10 – обводной трубопровод, 11 – охладитель воды, 12 – водонапорное устройство, 13 – вход обводного трубопровода, 14, 16 – трехходовые краны, 15 – выход обводного трубопровода

Исходными данными для расчета являются тепловая мощность тепловой сети  $Q_{ТС}$ , давление на выходе системы теплоснабжения  $p_{ТС}^{вых}$ , перепад давления в системе теплоснабжения  $\Delta p$ , определяемые расчетом для конкретной системы теплоснабжения; температуры теплоносителя на входе и выходе системы теплоснабжения соответственно  $95^{\circ}\text{C}$  и  $70^{\circ}\text{C}$ . Давление в камере смешения инжектора принимаем равным  $p_{кc} = 0,5\text{бар}$  согласно имеющимся опытным данным [3,4]. В качестве рабочего тела для пароводяного инжектора используем низкотемпературный пар. Расчетная схема пароводяного инжектора показана на рис. 2.

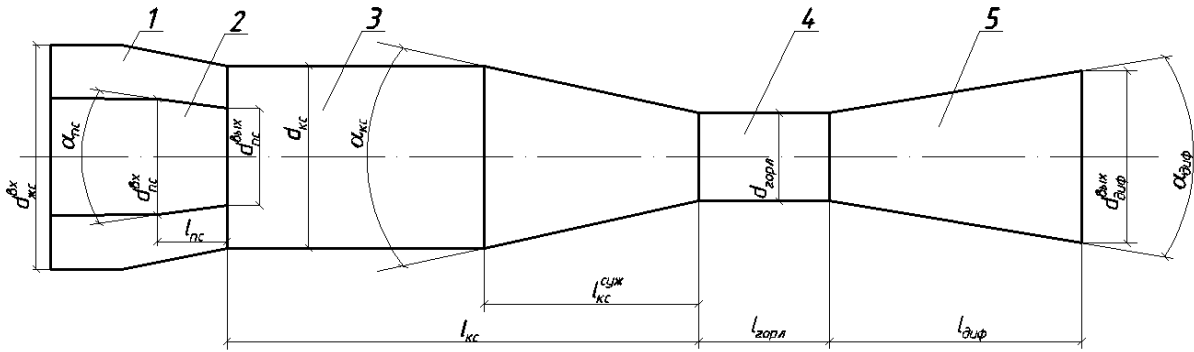


Рис. 2. Схема конденсирующего инжектора: 1 – паровое сопло, 2 – жидкостное сопло, 3 – камера смешения, 4 – горловина инжектора, 5 – диффузор

Расход теплоносителя при известной тепловой мощности определяем как:

$$Q_{ТС} = Mc\Delta t,$$

откуда

$$M = Q_{ТС} / (c\Delta t),$$

где  $M$  - расход теплоносителя,  $c$  - теплоемкость теплоносителя,  $\Delta t$  - температурный перепад в системе.

Расходы пара и воды вычисляем соответственно

$$M_1 = M / (1 + u),$$

$$M_2 = M - M_1,$$

где  $u$  - коэффициент инжекции, для систем индивидуального теплоснабжения может быть принят из диапазона значений  $u = 8 - 35$  [3]. Следует отметить, что вышеуказанный диапазон является ориентировочным, при этом точное значение коэффициента инжекции принимается по данным технико-экономического расчета при проектировании конкретной системы теплоснабжения.

Скорость жидкости на входе в жидкостное сопло может быть принята равной скорости в обратном трубопроводе системы теплоснабжения. На выходе из жидкостного сопла скорость потока определим из уравнения Бернулли, считая, что скоростной напор на входе в жидкостное сопло пренебрежимо мал по сравнению со скоростным напором на выходе из сопла, тогда:

$$\frac{P_{вх}}{\rho} + \frac{w_{жс}^{вх^2}}{2} = \frac{P_{вых}}{\rho} + \frac{w_{жс}^{вых^2}}{2},$$

$$w_{жс}^{6\text{blx}} = \sqrt{2 \cdot (p_{6x} - p_{6\text{blx}}) / \rho},$$

или

$$w_{жс}^{6\text{blx}} = \sqrt{2 \cdot (p_{TC}^{6\text{blx}} - p_{KC}) / \rho_2}.$$

Диаметр и площадь сечения водяного сопла будут равны соответственно

$$d_{жс}^{6x} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_2}{\pi \cdot w_{6\text{blx}} \cdot \rho_2}},$$

$$F_{жс}^{6x} = \frac{\pi \cdot d_{жс}^{6x^2}}{4}.$$

Скорость пара на выходе из парового сопла инжектора определим из условия сохранения энергии, при этом будем учитывать степень сухости пара, подаваемого на вход парового сопла, а также частичную конденсацию пара в сопле, получим:

степень сухости

$$x = \frac{s''_{6x} - s'_{6\text{blx}}}{\frac{r_{6\text{blx}}}{T_{6\text{blx}}}},$$

полный запас энергии на входе в сопло

$$E_1 = i_1'' + \frac{w_1''^2}{2},$$

на выходе из парового сопла

$$E_2 = \left( i_2' + \frac{w_2'^2}{2} \right) \cdot (1 - x) + \left( i_2'' + \frac{w_2''^2}{2} \right) \cdot x,$$

где величины  $s''_{6x}$ ,  $s'_{6\text{blx}}$ ,  $r_{6\text{blx}}$ ,  $i_1''$ ,  $i_2'$ ,  $i_2''$  определяются по  $is$ -диаграмме. Будем считать, что скоростной напор паровой струи пренебрежимо мал на входе в сопло. Примем также, что  $w_2' = w_2'' = w_{6\text{blx}}$ , тогда будем иметь для скорости на выходе из парового сопла для смеси, состоящей из пара и частично сконденсировавшейся жидкости:

$$w_2 = \sqrt{2(i_1'' - i_2'(1 - x) - i_1''x)}.$$

Диаметр и площадь сечения парового сопла на входе определяем из условий подачи пара в сопло:

$$d_{nc}^{6x} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_2}{\pi \cdot w_{6x} \cdot \rho_1^{6x}}},$$

$$F_{nc}^{6x} = \frac{\pi \cdot d_{nc}^{6x^2}}{4},$$

где плотность пара на входе в сопло может быть определена по  $i_s$ -диаграмме либо из уравнения состояния как:

$$\rho_1^{6x} = p_{6x} / R_{пара} T_{6x}.$$

Аналогично вычисляем диаметр и площадь сечения парового сопла на выходе:

$$d_{nc}^{6yx} = \sqrt{\frac{4 \cdot M_2}{\pi \cdot w_{6yx} \cdot \rho_1^{6yx}}},$$

$$F_{nc}^{6yx} = \frac{\pi \cdot d_{nc}^{6yx^2}}{4},$$

$$\rho_1^{6yx} = p_{KC} / R_{пара} T_{6yx}.$$

Длина парового сопла будет равна:

$$l_{nc} = \frac{d_{nc}^{6x} - d_{nc}^{6yx}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{nc}}{2}},$$

где  $\alpha_{nc} = 6 - 12^\circ$  согласно имеющимся опытным данным [3].

Площадь сечения камеры смешения можно принять равной сумме:

$$F_{KC} = F_{эс}^{6yx} + F_{nc}^{6yx},$$

тогда диаметр камеры смешения:

$$d_{KC} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{KC}}{\pi}}.$$

Длину камеры смешения выбираем согласно рекомендациям, изложенным в работах [3,4]. В начале камера будет иметь цилиндрическую форму, далее коническую сужающуюся. Для простоты расчетов будем считать, что сужение начинается на половине общей длины камеры. Угол конусности  $\alpha_{KC}$  принимаем в пределах  $5 - 8^\circ$ . Течение в камере смешения принимаем изобарическим, и расчет параметров течения в камере смешения, горловине и диффузоре инжектора ведем согласно методике, приведенной в работе [2]. В результате расчета по данной методике получаем значение скоростей жидкости на выходе из камеры смешения, в горловине инжектора и в его диффузоре, а также значение давлений в соответствующих сечениях. Для определения геометрических размеров горловины и диффузора, можно использовать хо-

рошо согласующиеся с экспериментальными данными [3,4] зависимости, и принять диаметр и длину горловины инжектора равными соответственно:

$$d_{горл} = d_{КС}^{вых},$$

$$l_{горл} = (3-6)d_{КС};$$

выходной диаметр и длину диффузора

$$d_{диф}^{вых} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot w_{вых} \cdot \rho_2}},$$

$$l_{диф} = \frac{d_{диф}^{вых} - d_{диф}^{вх}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_{диф}}{2}},$$

где  $\alpha_{диф}$  принимается из диапазона 5–15°.

**Выводы.** Разработан алгоритм расчета параметров конденсирующего инжектора, работающего в качестве теплового насоса в системах индивидуального теплоснабжения. Полученная методика позволяет определить геометрические размеры пароводяного инжектора для систем теплоснабжения с заданными рабочими характеристиками.

#### ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Пат. 75069 України, МПК (2006.01), F24D 9/00, F24D 17/02. Система тепlopостачання / Иродов В. Ф., Цыганкова С.Г.; власник Державний ВНЗ «ПДАБА». — № u201203604; заявл. 26.03.12; опубл. 26.11.12, Бюл. № 22.

2. Иродов В.Ф., Цыганкова С.Г. К вопросу об экономической эффективности использования конденсирующего инжектора в качестве циркуляционного насоса в системах теплоснабжения // Технічна теплофизика та промислова теплоенергетика: Зб.наук.праць. Вип. 4. Дніпропетровськ: НМетАУ, 2012. – Вип. 4. – С. 125–131.

3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергоатомиздат, 1989 – 352с.

4. Цегельский В.Г. Двухфазные струйные аппараты. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 408 с.