

Датчик расхода пара с расширенным температурным диапазоном и коррекцией по давлению

Лысова Алена Александровна, доцент
Кацай Дмитрий Алексеевич, доцент
Мицкевич Екатерина Вячеславовна, студент
Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск)

Представлен тепловой расчет капиллярной трубки, обеспечивающий работу датчика расхода пара с расширенным температурным диапазоном. В состав датчика расхода входит датчик давления, используемый для повышения точности. Разработана конструкция датчика расхода с охлаждающей частью.

Ключевые слова: расходомер, капилляр, датчик давления.

Датчика расхода пара с главной технической функцией оценки расхода имеет ограниченную точность из-за переменной температуры и давления пара. С целью повышения точности в расходомер введены датчики температуры и давления пара. Необходимость в капилляре обусловлена созданием условий для работы электронных компонентов, входящих в состав датчиков температуры и давления [1].

Конструкция изменяемого датчика расхода представлена на рисунке 1. Необходимо обеспечить нормальный тепловой режим работы датчика давления при максимальной температуре измеряемого вещества равной 350 °С. Так как максимальная рабочая температура сенсора давления составляет 100 °С, то температуру пара необходимо уменьшить при помощи теплоотвода.

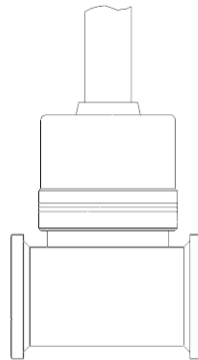


Рис. 1. Конструкция изменяемого датчика расхода

Конструктивным решением данной задачи является использование капиллярной трубки 3, по которой перегретый пар будет передаваться от проточной части 6 к чувствительной части датчика давления 1 (рис. 2). При этом необходимо расположить датчик давления снаружи, а не внутри корпуса 8.

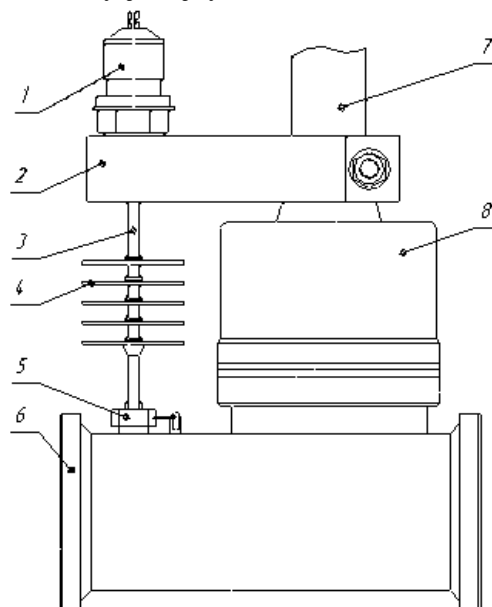


Рис. 2. Конструктивная схема: 1 – датчик давления; 2 – кронштейн; 3 – капиллярная трубка; 4 – диск; 5 – штуцер; 6 – проточная часть; 7 – стояк; 8 – корпус

Датчик давления 1 закрепляется при помощи кронштейна 2. Срез на стойке 7, через который проходит стягивающий болт, обеспечивает неподвижность кронштейна.

Кондуктивный тепловой поток через твердое вещество часто отводится от твердого тела посредством конвекции. Поскольку конвективный тепловой поток пропорционален площади поверхности, интенсивность рассеяния тепла с поверхности можно повысить, просто увеличивая эту поверхность. Это достигается при помощи ребер.

При этом уменьшится общее термическое сопротивление и увеличится тепловой поток, а температура поверхности стенки капиллярной трубки приблизится к температуре омывающей ее среды. В нашей конструкции роль ребер выполняют диски 4, которые привариваются к капилляру на определенном расстоянии друг от друга.

Для обеспечения герметичности соединения капилляра и проточной части используется ниппельное соединение с упругим уплотнительным кольцом, затягиваемым в замкнутом кольцевом пространстве. Герметичность ниппельного соединения может нарушиться вследствие самоотвертывания штуцера 5. Поэтому для стопорения применяем проволочную вязку через отверстия, просверленные на углах головки штуцера. Таких отверстий три. Концы проволоки скручены плоскогубцами. Натяжение, возникающее при скручивании концов проволоки, должно создавать момент, направленный в сторону завертывания.

Тепловой расчет рассчитывается по формулам, приведенные выше. Расчет проведем для 5 дисков, начиная с первого диска, согласно рисунку 3.

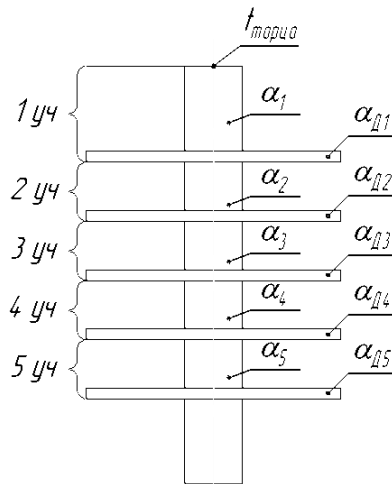


Рис. 3. Расчетная схема стержня с дисками

Используются следующие данные для расчета: коэффициент теплопроводности стали $\lambda_1 = 16,74 \frac{Вт}{м \cdot град}$; наружный диаметр трубки $d_n = 3 \cdot 10^{-3} м$; внутренний диаметр трубки $d_{ин} = 1 \cdot 10^{-3} м$; внешний диаметр диска $D_д = 30 \cdot 10^{-3} м$; толщина диска $\delta = 1 \cdot 10^{-3} м$; длина первого участка трубки $l_1 = 2 \cdot 10^{-3} м$; максимальная температура воздуха $t_{cp} = 80 \text{ } ^\circ C$; необходимая температура на торце трубки $t_{торца} = 90 \text{ } ^\circ C$.

Представлены основные формулы по которым ведется тепловой расчет капиллярной трубки. Периметр поперечного сечения трубки определяется по формуле [2]:

$$\Pi = \pi \cdot d_n \tag{1}$$

Число Грасгофа характеризует подъемную силу, возникающую в воздухе вследствие разности плотностей, и определяется по формуле:

$$Gr = \frac{g \cdot (t_n - t_{нд}) \cdot l^3}{T \cdot \nu^2} \tag{2}$$

где $g = 9,81 \frac{м}{с^2}$ - ускорение свободного падения; t_c - температура стенки трубки; $t_{cp} = 80 \text{ } ^\circ C$ - максимальная температура воздуха; l - длина трубки; $\nu = 0,0211 \cdot 10^{-3} \frac{м^2}{с}$ - кинематический коэффициент вязкости воздуха.

Безразмерный комплекс **Pr** называют числом Прандтля. Оно определяет физические свойства пара и определяется по формуле:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \tag{3}$$

где a - коэффициент температуропроводности тела, $\frac{м^2}{с}$.

Число Нуссельта характеризует теплообмен на границе стенка-воздух, определяется по формуле:

$$Nu = 0,76 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (4)$$

Коэффициенты теплоотдачи на участках определяются по формуле [3]:

$$ai = Nu \cdot \frac{\lambda}{li} \quad (5)$$

И коэффициенты теплоотдачи дисков определяются по формуле:

$$\alpha_{\partial i} = Nu_{\partial} \cdot \frac{\lambda}{\delta} \quad (6)$$

Температура в центре дисков определяется по формуле:

$$ti = t_{cp} + \frac{(t_{горел} - t_{cp})}{\exp(m^*) - \frac{A}{B \cdot D}} \quad (7)$$

Таблица 1. Результаты расчетов

Номер участка/центр диска	Коэффициенты теплоотдачи, $\frac{Вт}{м^2 \cdot град}$		Температура в центре диска, $^{\circ}C$
	На участках	В центре диска	
1 уч/д1	5,91	12,90	91,24
2 уч/д2	8,65	12,94	112,92
3уч/д3	11,32	16,92	188,78
4уч/д4	15,26	22,81	306,12
5уч/д5	20,65	30,83	530,31

Полученный результат температуры $t_s = 530,31^{\circ}C$ показывает, что пяти дисковых радиаторных пластин будет достаточно для охлаждения капиллярной трубки до температуры ниже критической $t_{кр} = 100^{\circ}C$. Для проверки полученных результатов проведем экспериментальный тепловой расчет узла датчика давления в программном пакете Solid Works Cosmos Express.

Зададим начальные параметры системы в программе:

1) механические параметры стали 12Х18Н10Т: модуль упругости $E = 1,89 \cdot 10^5 МПа$; коэффициент теплового расширения $\alpha = 17 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^{\circ}C}$; плотность $\rho = 7,9 \cdot 10^3 \frac{кг}{м^3}$; коэффициент теплопроводности $\lambda = 18 \frac{Вт}{м \cdot град}$; удельная теплоемкость $c = 496 \frac{Дж}{кг \cdot град}$; предел прочности при растяжении $\sigma_s = 510 МПа$; предел текучести $\sigma_T = 196 МПа$.

2) параметры окружающей среды: максимальная температура воздуха $t_{\partial} = 80^{\circ}C$.

3) параметры теплоотдачи капиллярной трубки: коэффициенты теплоотдачи капиллярной трубки; температура нижнего конца трубки $t = 350^{\circ}C$.

На рисунке 4 представлена термограмма распределения температуры вдоль капиллярной трубки, полученная экспериментальным способом с помощью программы Solid Works Cosmos Express.

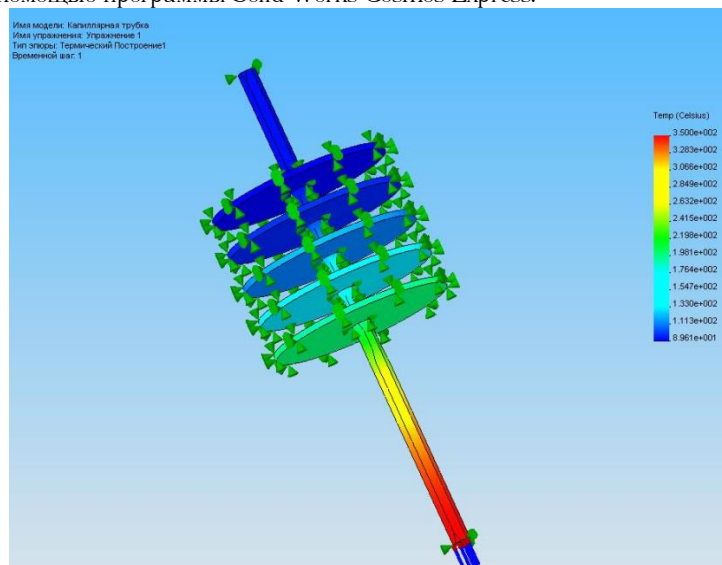


Рис. 4. Результаты экспериментального расчета в Cosmos Express

Температура, которую необходимо обеспечить на верхнем торце трубки с помощью пластин-радиаторов $t_{\text{торец}} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$, то есть не более $90 \text{ }^{\circ}\text{C}$. В результате экспериментального моделирования в пакете Cosmos Express температура на верхнем торце составляет $t_{\text{торец}}^{\text{эксп}} = 89,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Был проведен прочностной расчет капиллярной трубки по методике, изложенной в [4]. Согласно заданию, напряжение, которое должна выдерживать капиллярная трубка равно 10 МПа, а в расчете получилось максимально 39,2 МПа, что удовлетворяет заданным условиям.

В результате проведенного исследования сформирована методика выбора параметров капиллярной трубки и дисков, обеспечивающих охлаждение капиллярной трубки до рабочей температуры. Введение в датчик расхода капилляра позволит измерять параметры среды в виде пара в более широком температурном диапазоне.

Литература:

1. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. – В 2-х кн. 3-е изд. – М.: Машиностроение, кн. 1, 1988. – 560 с.; кн. 2, 1988. – 544 с.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебное пособие для неэнергетических специальностей вузов. – М.: Высш. шк., 1975. – 496 с.
3. Мухачев Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача: Учеб. для авиац. вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.
4. Исаченко В.П., и др. Теплопередача: Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.