

Моделирование паропроводов для транспортировки влажного и перегретого пара для промышленных предприятий

С. Ю. Егоров С.Д. Широкова
ФГБОУ ВО «ТГТУ» г. Тамбов, Россия

Тамбовский государственный технический университет» г. Тамбов, Россия

Аннотация: Разработан подход к моделированию паропровода для транспортирования перегретого водяного пара и эксплуатации в условиях транспортировки влажного пара, в системе пароснабжения промышленных масштабов, с учетом работы в критических режимах со вскипающим конденсатом

Ключевые слова: паропровод; транспортировка; перегретый пар; конденсат; влажный пар; трубопровод; паросодержание.

Главные особенности подхода к моделированию паропроводов влажного и перегретого пара в том, что дренажные линии, работающие в критическом режиме истечения вскипающего конденсата, могут быть «узким местом» при транспортировке влажного пара в непредназначенных для этого паропроводах. Актуальность такой особенности транспортирования пара является значимой при моделировании паропровода.

Моделирование паропроводов, предназначенных для обеспечения паром в промышленных масштабах, изначально проводилось с целью, что транспортироваться будет именно перегретый пар. Но в настоящее время транспортируется влажный пар, отсюда стоит выяснить, в чем состоят наиболее существенные особенности подхода к проектированию паропроводов влажного и перегретого пара (см. табл).

Таблица.1.

Особенности паропроводов

Паропроводы влажного пара	Паропроводы перегретого пара
Имеют, небольшую протяженность и прокладываются в пределах производственных помещений с положительной температурой.	Проложены, в основном, по открытой местности и протяженность составляют до нескольких километров.
Направление уклонов горизонтальных участков должны в основном совпадать с направлением движения пара.	Направление уклонов по отношению к направлению движения пара не имеет принципиального значения.

Места сопряжения труб различного диаметра применяют специальные эксцентрические переходники, позволяющие избегать местного скопления конденсата.	Устанавливаются специальные концентрические переходники.
У потребителя для измерения характеристик потока влажного пара используют специальные приборы.	При помощи расходомерных шайб измеряется расход пара.

Исходя из этого, основные особенности моделирования паропроводов влажного и перегретого пара концентрируются от условий отвода конденсата, а также в сведении теплового баланса.

Для паропроводов влажного пара все вопросы дренирования продумываются заранее, а для паропроводов, спроектированных для транспортировки перегретого пара, но используемых как для транспортировки влажного пара, их приходится решать «на месте». В случае транспортировки как влажного пара, решение такого вопроса является крайне сложным и затратным, т.к. существующие паропроводы уже вписаны в техническую инфраструктуру, и для внесения каких либо изменений в создание возврата конденсата, приходится проблематично. Кроме того, не каждый потребитель может оплачивать безвозвратные потери, сопровождающие транспортировку влажного пара.

Применение паропроводов перегретого пара для транспортировки влажного пара на практике выглядит следующим образом: во время эксплуатации все дренажные линии паропровода частично открываются и образующийся конденсат сливается в промышленную канализацию. Если паропровод проходит по открытой местности, то использование на нем конденсатоотводчиков приходится проблематично, зимой они непосредственно обмерзают и выбывают из работоспособного состояния, и при этом происходит «выбросы пара» в атмосферу. Распределение удаляемых объемов конденсата через отдельные узлы дренирования по длине паропровода неравномерно и зависит, от размеров участков, где происходит сбор конденсата, всвоевременно эти размеры, определяются рельефом данной местности, по которой проложен паропровод.

Исходя из того что конденсат в паропроводе находится на линии насыщения, его сброс через приоткрытую дренажную линию в окружающую среду приводит к вскипанию и резкому повышению паросодержания. Это является причиной резкого изменения физических свойств потока. Отсюда, изменяется характеристика, которая определяет темп выброса конденсата из паропровода, - скорость звука. Величина скорости звука задает величину предельного расхода конденсата через минимальное проходное сечение дренажной линии.

Учитывая, что объем расходного паросодержания двухфазного потока β . Скорость звука $a=1500$ м/с соответствует воде на линии насыщения, а скорость звука $a=330$ м/с - насыщенному пару. В получившемся промежутке между значениями объемного паросодержания $\beta=0,2-0,8$ скорость звука резко снижается - примерно до 20 м/с. Этот показатель не является стабильным и зависит от структуры двухфазного потока. В отдельных случаях скорость звука может

снижаться до 5-10 м/с.

Про паропроводы для транспортировки влажного пара известно, что они имеют следующие особенности эксплуатации.

1. При возникновении дисбаланса между притоком и оттоком конденсата им в первую очередь заполняются участки паропроводов с более низкими геодезическими отметками.

2. Возникновение волн на поверхности ручья конденсата при достаточно его высоком уровне может привести к полному перекрытию проходного сечения трубопровода и привести к образованию конденсатной пробки. Такая водяная пробка которая перемещается со скоростью пара, обладает огромной кинетической энергией, которая высвобождается при встрече с препятствием; в результате чего возникает гидравлический удар, который может привести к серьезным повреждениям паропровода или его отдельных частей.

3. В случае если уровень расходного паросодержания в паропроводе снижается до значения 0.3, есть вероятность возникновения аварийного режима течения конденсата, который воздействует на паропровод непрерывной очередью гидравлических ударов.

Если арматура дренажных линий в условиях эксплуатации осуществляет пропуск критических расходов конденсата, то при неравномерном суточном потреблении пара, а также при изменении температуры окружающей среды, возможно возникновение условий, при которых темп притока конденсата и темп его выброса «эвакуации» будут существенно отличаться.

Дисбаланс который возникает между оттоком и притоком конденсата с учетом его накопления может стать причиной частичного заполнения отдельных участков паропровода конденсатом к чему и приводит появление гидравлических ударов. Причиной накопления конденсата может служить профиль прокладки паропровода, на трассе которой имеется участок небольшой протяженности, в котором уровень конденсата может как частично, так и полностью перекрыть проходное сечение в трубе. Такой участок может быть между двумя вертикально расположенными компенсаторами или участок с уклоном. [3]

Предположим, что положение запорных органов дренажной линии при начальных условиях теплообмена с окружающей средой, в заданном потреблении пара обеспечивает полный выброс «эвакуацию» образующегося конденсата, имеет нулевой баланс между его притоком и стоком. Необходимо получить ответ на вопрос: возможно ли при изменившихся условиях теплообмена с окружающей средой или при определенных условиях потребления пара за определенный интервал времени между очередными проверками в паропроводе скопиться достаточное количество конденсата, чтобы полностью или на половину перекрыть его проходное сечение?

Рассмотрим паропровод общей протяженностью около 5 км, на котором длина одного из участков сбора конденсата. Ду500 мм, ограниченного уклоном и контруклоном, составляет примерно 1 км.

Пар от ТЭЦ имеет начальное давление 1,37 МПа и температуру 250 °С. Паропровод первоначально рассчитывался на пропуск примерно 35 кг пара в секунду. Этот расход обеспечивал сохранение перегрева на всей протяженно-

сти паропровода от ТЭЦ до потребителей. На данный момент времени реальный расход пара составляет 7-10 кг/с, при этом на большей длине паропровода транспортируется влажный пар. Расчетная схема рассматриваемого паропровода приведена на рис 1.



Рисунок 1 - Расчетная схема трассы.

Теплогидравлический расчет данного паропровода проводился со следующими условиями:

в соответствии с рекомендациями СНиП 41-03-2003, а также в соответствии с данными визуально-измерительного контроля при проведении расчетов вводился поправочный коэффициент на ухудшение свойств тепловой изоляции $K\lambda=1,8$;

поправочный коэффициент на местные тепловые потери принимался равным $\beta=1,15$;

толщина тепловой изоляции на участках трубопровода Ду400, Ду500 и Ду600 мм принималась равной 100 мм; на Ду150, Ду200 и Ду250 мм - 80 мм;

принято, что трубопровод покрыт теплоизоляцией из минеральной ваты с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{из}=0,045+0,00021\chi$

t_m - температура металла трубы;

в двухфазной области поток пара принимался равновесным и гомогенным, что позволяло использовать в качестве одной из основных характеристик потока расходное паросодержание x ;

термическое сопротивление теплоотдаче от пара к стенке трубы определялось по формуле: $R_n=1/(\pi*\alpha_n*d)$, где α_n - коэффициент теплоотдачи от пара к стенке; d - внутренний диаметр трубопровода;

термическое сопротивление тепловой изоляции подсчитывалось по формуле: $R_{из}=\ln[(D+2\delta)/D]/(2\pi\lambda_{из})$, где D - внутренний диаметр трубопровода; δ - толщина слоя тепловой изоляции;

термическое сопротивление теплоотдаче от поверхности тепловой изоляции к воздуху принималось равным $R_v=1/[\pi\alpha_v(D+2\delta)]$, где α_v - коэффициент теплоотдачи от поверхности тепловой изоляции к воздуху; принимался равным $29\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$. суммарное термическое сопротивление: $R=R_n+R_{из}+R_v$;

удельные тепловые потери паропровода определялись по формуле: $q=\Delta t/R$, где Δt - разница между температурой пара и температурой воздуха;

тепловые потери Q участка паропровода длиной l определялись по формуле: $Q=qx/\beta$, где β - коэффициент местных тепловых потерь;

количество конденсата, выпавшего на участке паропровода единичной

длины в единицу времени, определялось по формуле: $G_k = q \times l \times \beta / r$, где r - скрытая теплота парообразования; массовое расходное паросодержание потока корректировалось с учетом G_k ; коэффициент трения принимался равным значению 0,004, что учитывало как потери давления в местных сопротивлениях, так и состояние внутренней поверхности трубопровода.

Физические свойства воды и водяного пара рассчитывались на основе известных полиномиальных аппроксимаций экспериментальных данных.

Система дифференциальных уравнений, описывающих изменение давления и энтальпии на каждом шаге по длине трубы, решалась методом Рунге-Кутты. Предварительно определялась величина минимального шага, для которой конечный результат решения отличался от варианта вдвое большего шага не более чем на 5%.

Зона перехода от свойств перегретого пара к свойствам насыщенного пара определялась в итерационном процессе с десятикратным уменьшением шага по длине трубы.

Анализ документации по профилю прокладки рассматриваемого паропровода показал, что для перекрытия значительной части сечения трубы Ду500 мм достаточно ее заполнения конденсатом на длине паропровода порядка 150 м. Это соответствует объему около $30,6 \text{ м}^3$ или (при плотности $\rho = 872 \text{ кг/м}^3$) примерно $R_{кр} = 26683 \text{ кг}$ конденсата.

В случае расхода конденсата g_1 , на рассматриваемом участке, полностью удаляется из паропровода в критическом режиме, а расход конденсата равняется g_2 и $g_2 > g_1$, то разница $\Delta g = g_2 - g_1$ будет характеризовать скорость заполнения паропровода конденсатом. А также следует следующее, что при $g_2 < g_1$ и неизменном положении запорных органов появляется возможность выброса основного пара или части атмосферы. [2]

Поставленная задача является многопараметрической. Расход пара на участке от ТЭЦ до потребителя определяется не только потребностями его потребителя, но и до него пар теряет как температуру так и давление и в итоге становится влажным. Изменение данных характеристик зависит от начального расхода пара, его распределения на данном участке до потребителя и температуры окружающей его среды. Некоторая часть пара конденсируется и отводится через дренажные линии. Расход отводимого конденсата, зависит от распределения расходов между потребителями и температуры наружного воздуха. Если интервал времени t между осмотрами и регулировкой дренажной системы равен 10 суткам = 240 ч = 864 тыс. сек, то массу скопившегося в паропроводе за это время конденсата можно определить по формуле: $P = c \wedge g$.

Таким образом, для выполнения условия $P > R_{кр}$ для данного паропровода достаточно, чтобы выполнялось следующее условие:

$$\Delta g_{кр} > R_{кр} / t = 26683 / 864000 = 0,030883 \text{ (кг/с)}.$$

Из получившихся теплогидравлических расчетов, некоторые приведены ниже, получается, что расход конденсата через дренажную линию на рассматриваемом участке в среднем составляет $g = 0,3 \text{ кг/с}$.

Проходное сечение задвижки представим круглым отверстием и диаметром равным $0_{кр}$, тогда при $w_{kf} = 20 \text{ м/с}$ получим:

$$d_{кр} = [4g_{кр} / (\mu \rho_0 W_{крл})]^{0,5} = (0,007956 / \rho_0)^{0,5}.$$

Для оценки значения $0_{кр}$ рассмотрим три случая:

1. $x=0,9$ (во вскипающем потоке преобладает пар), тогда $\rho_0=0,65589$ кг/м³ и $0_{кр1}=0,1101$ м (110,1 мм);
2. $x=0,5$ (во вскипающем потоке половина пара и половина воды), тогда $\rho_0=1,18$ кг/м³ и $0_{кр2}=0,08211$ м (82,11 мм);
3. $x=0,1$ (во вскипающем потоке преобладает вода), тогда $\rho_0=5,87$ кг/м³ и $0_{кр3}=0,0368$ м (36,8 мм).

Дренажные трубопроводы на рассматриваемом паропроводе сконструированны из труб Ду150 мм. На это же проходное сечение рассчитаны и установленные задвижки. Из приведенных данных, полученные критические проходные сечения лежат в пределах регулировочного диапазона проходного сечения задвижек. Отсюда следует, что возникновение критического режима истечения из дренажных линий с последующим накоплением конденсата возможно.

При проведении теплогидравлических расчетов рассматриваемого паропровода учитывалось, что расход пара к потребителю № 5 незначителен и равен примерно 5% расхода к потребителю № 4 (см. рис.1). [1]

Заключение. Разработан подход к моделированию паропровода для перегретого пара в условиях транспортировки влажного пара, с учетом возможного возникновения опасных режимов при эксплуатации паропровода для транспортировки влажного пара с образованием конденсата. А также на основе использования справочных данных было выявлено, что появление критических режимов из дренажных линий с последующим накоплением конденсата возможно

Система дифференциальных уравнений, описывающих изменение давления и энтальпии на каждом шаге по длине трубы, решалась методом Рунге-Кутты. Физические свойства воды и водяного пара рассчитывались на основе известных полиномиальных аппроксимаций экспериментальных данных.

Список литературы

1. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1972. – 721 с.
2. Вукалович М.П, Ривкин С.Л, Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М.: Изд-во стандартов, 1969. - 408 с.
3. Идельчик. Е.И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. - М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.