

©Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Серeda Н.В.

РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ПРОЧНОСТЬ

1. Актуальность проблемы

В последнее время теплоэнергетика сделала серьёзный шаг в направлении общей мощности и в совершенствовании термодинамического цикла. Повышение параметров пара потребовало применения более толстостенных труб. Это в свою очередь сделало необходимым уточнение методов расчёта на прочность труб и деталей трубопровода.

2. Постановка задачи

При действии внешних нагрузок с учётом совместного действия различных типов нагружения, температуры, применения качественных легированных сталей необходимо разработать методику расчёта для определения толщины стенки трубопровода для соответствующего рабочего давления.

3. Основной материал

По своему происхождению нагрузки, действующие на любую конструкцию, могут быть подразделены на две категории: а) нагрузка, вызываемая внешними силами (гидравлическое давление, вес и т.д.); б) нагрузка, обусловленная деформациями различного происхождения (технологией изготовления, сборки, монтажа, изменением температуры). Разница между этими категориями нагрузок весьма существенна и должна учитываться в расчётах на прочность.

Внешние силы, действующие на конструкцию, не уменьшаются по величине в результате возникающих в конструкции деформаций; превышение

некоторого предела нагрузок первой категории приводит к нарастанию деформаций вплоть до разрушения конструкции. Нагрузки второй категории, обусловленные деформациями ограниченных заранее размеров, не могут вызвать нарастания деформаций и разрушения конструкций, выполненных из пластичного материала. Сказанное в полной мере относится к трубопроводам теплосиловых установок, для изготовления которых используются стали с низким содержанием углерода, обладающие высокой пластичностью.

Трубопроводы теплосиловых установок рассчитываются по Нормам расчёта элементов паровых котлов на прочность. Методы расчёта, принятые Нормами, основаны на принципе оценки прочности по несущей способности (предельной нагрузке).

Во всех деталях, в которых имеют место неравномерно распределённые по сечению напряжения (при изгибе, кручении) или пике местных напряжений (у отверстий и т. д.), по мере приближения детали к предельно нагружённому состоянию происходит относительное перераспределение напряжений и выравнивание их по сечению за счёт возникающих пластических деформаций. Метод расчёта по несущей способности учитывает это перераспределение напряжений и обеспечивает в связи с этим наиболее экономичное использование материала.

При выполнении расчётов оказывается необходимым заменить величины предельных и расчётных нагрузок напряжениями, пропорциональными этим нагрузкам, так как только при такой замене можно учесть совместное действие нагрузок, различных по своей природе, а также применить единую методику расчёта к трубопроводам из различных марок сталей. В предельном состоянии в связи с наличием пластических деформаций, распределение напряжений в конструкции может быть совершенно иным, чем при рабочей (расчётной) нагрузке, когда деформации, как правило, остаются упругими. Следовательно, эпюры напряжений при предельной и расчётной нагрузках не являются подобными, как это и показано на рис. 1. В расчётах по методу предельных нагрузок, в качестве расчётных напряжений

принимаются в k раз уменьшенные напряжения предельного состояния, где k - отношение фактической (расчётной) нагрузки к предельной.

Следует отметить, что напряжения изгиба в стенке трубы, обусловленные неправильностью ее поперечного сечения (овальностью), не снижают предельной нагрузки, поскольку при наступлении пластического состояния стенок овальность исчезает. При разностенности прочность определяется наименьшей толщиной стенки. В соответствии с теоретическими и экспериментальными данными для расчета деталей, работающих при высоких температурах при многоосном напряженном состоянии, нормами приняты формулы для определения несущей способности с заменой в них предела текучести показателем длительной прочности.

При наличии ползучести металла разница между напряжениями, вызванными внешними нагрузками и обусловленными упругими деформациями, сохраняется полностью. Наличие малых деформаций ползучести практически не меняет величины внешних нагрузок, приложенных к трубопроводу. В связи с тем, что эти деформации являются пластическими, в трубопроводе происходит перераспределение и постепенное выравнивание напряжений, вызванных этими нагрузками. Напряжения, обусловленные упругими деформациями различного происхождения, с течением времени релаксируют, исчезают, так как упругие деформации переходят в пластические.

В качестве основной нагрузки, по которой должна определяться толщина стенок трубы и деталей трубопроводов, принимается рабочее давление.

При учете совместного действия различного вида нагрузок (внутреннего давления, весовой нагрузки) следует исходить из предельного состояния детали при одновременной комбинации нагрузок.

Следовательно, в расчетных формулах, учитывающих изгиб, должны приниматься во внимание напряжения, отвечающие пластическому изгибу (шарниру пластичности) в стенках трубы, находящейся под предельным давлением для данной комбинации нагрузок. Опыты, выполненные ЦКТИ показали следующее:

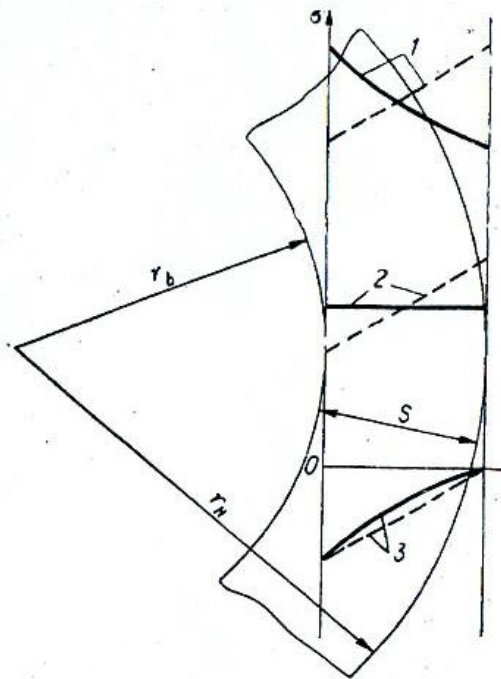


Рис. 1 – Напряжения от внутреннего давления в стенке трубы

1 – кольцевые; 2 – продольные; 3 – радиальные; сплошные линии – напряжения при расчётном давлении, штриховые – при предельном давлении.

1) при совместном действии внутреннего гидравлического давления и изгибающего момента предельная нагрузка (наступление пластического состояния) достаточно хорошо определяется условием пластичности Мизеса-Гувера;

2) наличие изгибающих моментов, включая моменты, вызывающие пластический изгиб, мало сказывается на величине разрушающего гидравлического давления;

3) чувствительными к напряжениям изгиба оказались поперечные сварные соединения, имеющие пониженную пластичность.

С учетом этих данных для оценки влияния изгибающих и крутящих моментов в Нормах приняты формулы, выведенные для предельного состояния по условию пластичности Мизеса.

После суммирования главных напряжений от внутреннего давления с соответствующими напряжениями от дополнительных нагрузок и упрощений условие для предельного состояния может быть приведено к следующему виду:

$$\sigma_T^2 = \sigma_{np}^2 + (\sigma_p + 0,8\sigma_u)^2 + 3\tau^2 \quad (1)$$

где σ_{np} – приведенное напряжение от внутреннего гидравлического давления;
 σ_p и σ_u – аксиальные растягивающие и изгибающие дополнительные напряжения;

τ – скалывающее дополнительное напряжение;

коэффициент 0,8 при σ_u учитывает пластический изгиб (повышение момента сопротивления поперечного сечения трубы на 27% при пластическом изгибе по сравнению с упругим изгибом).

Пониженная сопротивляемость сварных стыков изгибу учитывается при определении напряжений изгиба путем введения коэффициента прочности сварных соединений при изгибе φ_i .

Приведенное выше условие с различными коэффициентами запаса прочности положено в основу формул, определяющих допустимые величины напряжений от внешних нагрузок и напряжений температурного происхождения.

К дополнительным внешним нагрузкам относятся весовые и прочие внешние нагрузки. Предельные допустимые значения постоянных внешних нагрузок установлены Нормами исходя из снижения на 9,5% запаса прочности по отношению к предельному состоянию.

Дополнительные весовые нагрузки (моменты), возникающие из-за неправильностей монтажа (завышение и просадка опор, неточность регулировки подвесок), в расчетах не учитываются, поскольку при предельной нагрузке эти дополнительные моменты исчезают.

Напряжения от самокомпенсации теплового расширения являются следствием возникающих в трубопроводе упругих деформаций. Поэтому эти напряжения не могут вызвать непосредственного разрушения трубопровода. Появление повторных пластичных деформаций изгиба и кручений является нежелательным по ряду причин, включая и опасность разрушения из-за появления трещин усталости. Нормами ограничиваются температурные напряжения самокомпенсации, но коэффициент запаса прочности снижается

при этом до минимальных величин, включая и опасность разрушения из-за появления трещин усталости.

Нормами ограничиваются температурные напряжения самокомпенсации, но коэффициент запаса прочности снижается при этом до минимальной величины, равной 1,06 по отношению к предельному состоянию. Этот минимальный коэффициент достаточен для обеспечения прочности и по отношению к циклическим напряжениям (переход из нерабочего состояния и обратно), возникающим в трубах прямых и гнутых нормальным радиусом, не имеющих заметной овальности.

При малых радиусах кривизны и малой относительной толщине стенок колен необходимо считаться с большой величиной тангенциальных напряжений изгиба стенок, возникающих в результате упругого сплющивания поперечного сечения кривых труб. У круто загнутых колен радиусом $(1 \div 1,5)D_n$ коэффициент интенсификации напряжений тангенциального изгиба достигает 5-7, а у сварных колен доходит до 15, что делает необходимой специальную проверку таких колен на усталость при ограниченном числе циклов.

К категории напряжений являющихся следствием деформации, надо отнести напряжения, обусловленные упругим удлинением трубопровода, а также напряжения, вызываемые уменьшением центрального угла гнутых колен, имеющих овальность. И та и другая деформации увеличивают длину трубопровода (в его свободном состоянии) и должны быть скомпенсированы наряду с температурным расширением трубопровода.

Номинальные допускаемые напряжения не рассматриваются Нормами как предел для напряжений местного характера, даже если эти напряжения вызываются основной нагрузкой. Так, например, напряжение на внутренней поверхности стенке трубы при отношении (s-c): $D_n = 0,25$ может достигать $1,54\sigma_{дон}$.

В этом заключается одна из особенностей метода расчета по предельным нагрузкам, принятого в Нормам. Ими в то же время предусмотрены ограничения, имеющие целью исключить возможность появления заметных

пластических деформаций (ограничение толщины стенок труб отношением 0,25 к диаметру ограничение напряжений самокомпенсаций).

Толщина стенки трубопроводов определяется заданным расчетным давлением, прочие же внешние нагрузки (весовая, ветровая) во внимание при этом не принимаются.

Расчетным давлением называется наибольшее давление, под которым трубопровод может находиться во время работы. Для трубопроводов, защищенных от повышения давления предохранительными клапанами (установленными на самом трубопроводе или оборудовании, к которому присоединён трубопровод), не учитывается повышение давления, необходимое для открытия предохранительного клапана, если эта величина не превосходит предусмотренную Нормами. Для паропроводов, в зависимости от источника получения пара, в качестве расчетного давления принимается:

Источник получения пара	Расчетное давление для паропровода
Паровой котел, парогенератор	Номинальное рабочее давление пара на выходе из котла
Регулируемый отбор или противодействие за турбиной	Наивысшее давление в отборе или противодействие, предусмотренные техническими условиями на поставку турбины
Нерегулируемый отбор турбины	Наибольшее возможное давление пара в патрубке отбора (при максимальном расходе пара в последующие ступени за данным отбором).
Редукционная установка	Наивысшее рабочее давление редуцированного пара, принятое в проекте.
Расширители продувок и дренажей	Рабочее давление расширителя

Для трубопроводов, находящихся под давлением насосов, в качестве расчетного принимается наивысшее давление по характеристике насоса с учетом подпора на всасывающем патрубке. В тех случаях, когда после насоса устанавливаются предохранительные клапаны, за расчетное давление берется давление, на которые установлены предохранительные клапана, а для участка

от насоса до места установки предохранительных клапанов к этому давлению должны быть добавлены гидравлические потери давления на этом участке.

Для питательных насосов с турбоприводом или электроприводом с гидромурфтой в качестве расчетного принимается 1,05 номинального давления.

Для тренажных и продувочных трубопроводов за расчетное берется давление в основных трубопроводах.

В выхлопных трубопроводах давление за предохранительным клапаном должно определяться гидравлическим расчетом. Для проводов, присоединенных к бакам, за расчетное принимается гидравлическое давление столба воды над трубопроводом плюс давление пара в баке над поверхностью воды.

Расчетная температура стенки трубопроводов согласно пунктам 1.4.8. Норм равна температуре протекающей в них среды.

В качестве расчетной температуры пара для паропроводов берется номинальная температура пара за пароперегревателем парового котла или парогенератора, причем, согласно пункту 1.4.1. Норм, не учитываются отклонения температуры пара от номинальной в пределах допусков, предусмотренных ГОСТом.

В качестве расчетной температуры пара, поступающего из отборов или противодавления турбины, принимается наивысшая возможная температура с учетом особенностей схем регулирования турбины. Наивысшей температуры пар в регулируемых отборах достигает при малых расходах пара через турбину в режимах, когда применяется дроссельное регулирование расхода пара первым клапаном. Наивысшей температуры пар в нерегулируемых отборах конденсационных турбин достигается при максимальных расходах пара через турбину, когда тепловой перепад на регулирующей ступени становится минимальным.

Для изготовления стационарных трубопроводов трубы берутся по сортаментам отраслевых стандартов, в соответствии с предельными параметрами, указанными в таблицах. Пользоваться расчетными формулами необходимо при определении толщины стенки для параметров, не

предусмотренных МВН, а также для решения вопроса о возможности использования труб, не предусмотренными сортаментами.

Номинальная толщина стенки бесшовных труб определяется условием:

$$s \geq \frac{D_n \cdot p}{200\sigma_{\text{доп}} + p} + c_1 \text{ мм} \quad (2)$$

где D_n – номинальный наружный диаметр трубы, мм;

c_1 – прибавка к расчетной толщине стенки, мм ;

p – расчетное гидравлическое давление, кг/см²;

$\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение, кг/мм².

Формула (1) справедлива при условии

$$\frac{s - c_1}{D_n} \leq 0,25. \quad (3)$$

Расчетная формула получается путем подстановки в условие третьей теории прочности усредненных по толщине стенки значений наибольшего и наименьшего главных напряжений:

$$\sigma_{\text{доп}} \geq \sigma_{\text{макс}} - \sigma_{\text{мин}} = \frac{D_n - 2s}{200s} p - \left(-\frac{p}{200} \right). \text{ кг/мм}^2 \quad (4)$$

Ограничение расчетной формулы предельной относительной толщиной стенки 0,25 имеет целью избежать заметных пластических деформаций на внутренней поверхности стенок.

Прибавка к толщине стенки определяется из соотношения:

$$c_1 = A(s - c_1) = \frac{A}{1 + A} s \geq 0,5 \text{ мм} \quad (3)$$

Величина коэффициентов A и $\frac{A}{1 + A}$ в зависимости от величины минусового допуска к толщине стенки и радиуса изгиба находится по табл. 1. Междуведомственными нормами радиусы изгибов для трубопроводов предусмотрены более $3,5D_n$.

Таблица 1 – Наибольший минусовый допуск по толщине стенки

Показатели	Наибольший минусовый допуск по толщине стенки, %				
	15	12,5	10	5	0
Коэффициент А: для прямых труб	0,18	0,14	0,11	0,05	-
для труб гнутых радиусом $R > 3,5 D_n$	0,18	0,15	0,12	0,06	0,03
Для труб гнутых радиусом $1,9D_n \leq R \leq 3,5D_n$	0,20	0,17	0,15	0,10	0,08
Коэффициент $A/(1+A)$: для прямых труб	0,15	0,125	0,10	0,05	-
для труб гнутых радиусом $R > 3,5D_n$	0,15	0,13	0,11	0,056	0,03
Для труб гнутых радиусом $1,9D_n \leq R \leq 3,5D_n$	0,17	0,145	0,13	0,09	0,075

Величина прибавки к толщине стенки во всех случаях должна приниматься не менее 0,5 мм. Вычисленная по формуле (1) толщина стенки округляется до ближайшей большей толщины, имеющейся в сорimente. Допускается округление в меньшую сторону не более 3 % номинальной толщины:

Номинальная толщина стенок сварных труб определяется условием:

$$s \geq \frac{D_n p}{200 \varphi \sigma_{дон} + p} + c_1 \text{ мм}, \quad (4)$$

где φ – коэффициент прочности продольного или спирального сварного шва. Остальные обозначения те же, что и в формуле (2).

Прибавка c_1 берется равной наибольшему минусовому допуску по толщине стенки, предусмотренному ГОСТ на сварные трубы или листовую сталь, применяемую для изготовления этих труб. Этот минусовый допуск задается в миллиметрах (0,6 мм для листов толщиной 7 мм, 0,8 мм для листов толщиной от 8 до 25 мм и т.д.).

Для стыковых сварных соединений трубопроводов, выполненных любым допущенным способом автоматической, полуавтоматической или ручной сварки, обеспечивающим полный провар по всей толщине стыкуемых элементов, при условиях:

- а) проведения в необходимых случаях термитной обработки;
- б) контроля качества шва по всей его длине не разрушающими методами;

коэффициент прочности принимается:

а) для углеродистой, низколегированной марганцовистой и хромомолибденовой стали и аустенитной стали $\varphi = 1,0$;

б) для хромомолибденованадиевой стали и высоко хромистой стали $\varphi = 0,8$.

Коэффициент прочности швов углеродистой и низколегированной марганцовистой стали, контроль качества которых не разрушающими методами выполняется не по всей длине, принимается в зависимости от способа сварки:

а) при автоматической двухсторонней сварке под флюсом, электрошлаковой сварке, контактной сварке; односторонней ручной и автоматической сварке под флюсом на подкладной планке или с подваркой основания шва; ручной сварке в атмосфере углекислого газа и аргонодуговой сварке $\varphi = 0,85$;

б) при всех других, не указанных выше видах ручной электрической и газовой сварки $\varphi = 0,7$.

Соответственно сказанному коэффициент прочности продольного сварного шва для труб, поставляемых по ГОСТам с двусторонним швом и контролем качества шва не разрушающими методами по всей длине, $\varphi = 1$. Для труб с односторонним швом и контролем физическими методами не по всей длине шва $\varphi = 0,7$.

Для труб с двусторонним спиральным сварным швом, поставляемых по ГОСТ 8696-67, с учетом допускаемого этим стандартом смещения кромок до 25% номинальной толщины листа и стопроцентного контроля шва физическими методами $\varphi = 0,75$.

Если размеры (D_n, s) труб и марка стали известны, то допустимое рабочее давление может быть определено по формуле:

$$P_{дон} = \frac{200(s - c_1)\sigma_{дон}\varphi}{D_n - (s - c_1)} \text{ кг/см}^2 \quad (5)$$

где $\sigma_{дон}$ – определяется в соответствии с заданной расчетной температурой;

c_1 – прибавка в соответствии с допусками на толщину стенки, предусмотренными условиями поставки.

Данные о допускаемых стандартами и техническими условиями отклонениях от номинальной толщины стенки указаны в соответствующих нормативах.

Список использованных источников:

1. Рудамино Б. В. Проектирование трубопроводов тепловых электростанций / Б. В. Рудамино, Ю. Н. Ремжин. – Л. : Энергия, 1970. – 208 с.
2. Камерштейн А. Г. Расчет заводских трубопроводов на прочность / А. Г. Камерштейн, М. Н. Ручимский. – М. : Гостоптехиздат, 1959. – 175 с.
3. Волошин А. А. Расчет трубопроводов на внешние нагрузки / А. А. Волошин // Энергомашиностроение. – 1958. – № 3.
4. Ким Д.П., Рахматуллин Ш.И. О тепловом расчете магистральных нефтепроводов // Нефтяное хозяйство. – 2006. – № 1. – С. 104–105.
5. Валеев А.Р. Тепловые режимы трубопроводов. Вопрос учета нагрева нефти и газа в трубопроводах / А. Р. Валеев // Нефтегазовое дело. – 2009. – Вып. 2.

Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В. «Расчёт трубопроводов на прочность».

Статья посвящена анализу нагрузок, действующих на трубопроводы, влиянию температур на показатели прочности и пластичности, определению толщины стенки трубопровода в зависимости от расчётного давления. Приведены графики изменения прочностных характеристик стали 20 в зависимости от температуры, деформации ползучести при различных растягивающих напряжениях. Приведены зависимости для определения толщины стенки трубы, а также величина рабочего давления.

Ключевые слова: трубопроводы, прочность, деформации, расчетное давление

Оболенська Т.О., Евсюкова Л.О., Лазаренко В.І., Серета В.І.

«Розрахунок трубопроводів на міцність».

Стаття присвячена аналізу навантажень, діючих на трубопровід, вплив температур на показники міцності та пластичності, визначенню товщини стінки трубопроводу в залежності від розрахункового тиску. Наведено графіки зміни характеристик міцності сталі 20 в залежності від температури, деформації повзучості при різних розтягуючи напруженнях. Наведено залежності для визначення товщини стінки труби, а також величина робочого тиску.

Ключові слова: трубопроводи, міцність, деформації, розрахунковий тиск

Obolenskaya T.A., Yevsjukova L.A., Lazarenko V.I., Sereda N.V. “The strength calculation of pipelines”

The article is devoted to the analysis of loads, acting on the tubing, to the influence of temperatures on the strength and plasticity index, determination of the wall thickness tubing depending on calculated pressure. The diagrams for changing of strength characteristic for steel 20 depending on temperature, creep deformations for different stretch stresses are presented. The formulas for determination of the wall thickness tubing and size of calculated pressure are determinate.

Key words: pipelines, strength, deformation, calculated pressure

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2010 року