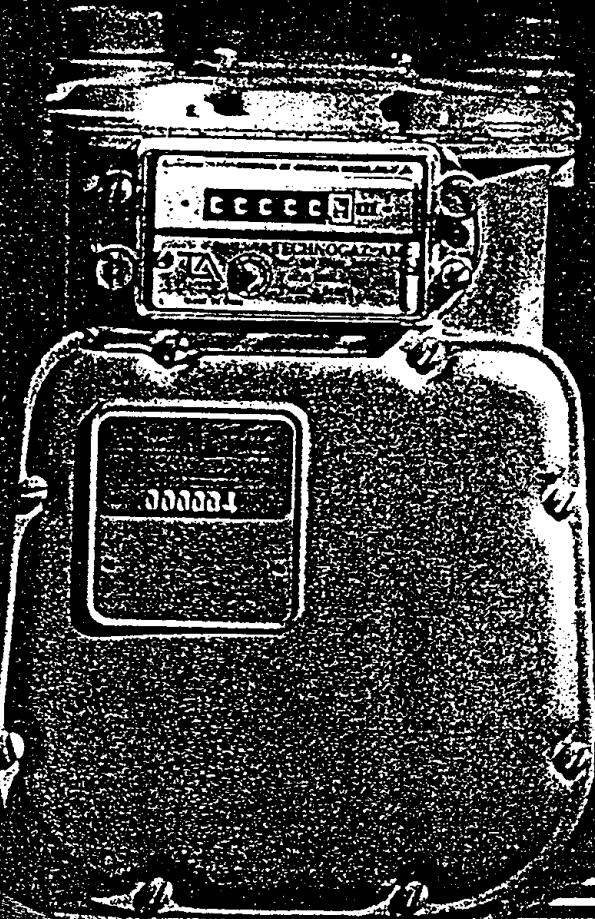


ГАЗОВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2

1994

ПРОИЗВОДСТВЕННО-
ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ



Прочностные критерии в американских нормах проектирования нефтегазопроводов и их сопоставление с критериями российских норм СНиП 2.05.06-85

А. АЙНБИНДЕР, Б. ТАКСА, П. ДАЛЬТОН, В. ГРИН (Хьюстон, США)

Для эффективного участия западных компаний в развитии нефтегазовой промышленности России и стран б. Советского Союза необходимо знать требования стандартов и норм партнеров по проектированию. Основная цель этой статьи заключается в детальном ознакомлении специалистов России с американскими стандартами с использованием российских норм, там где это возможно для сопоставления.

В нефтегазовой промышленности США используются две группы стандартов трубопроводных транспортных систем. Первая группа – это нормы, которые содержатся в CFR49 – Parts 192, 195 – Государственных стандартах, раздел 49, части 192, 195. Они устанавливают минимальные требования для проектирования, сооружения и эксплуатации трубопроводов. Вторая группа стандартов – это стандарты ASME – B31.8 [1] и B31.4 [2], которые являются отраслевыми и применяются при проектировании, строительстве и эксплуатации соответственно газо- и нефтепроводов. Стандарт ASME B31.8 применяется также для газопроводов, сооружаемых в шельфовых зонах.

Государственные стандарты CFR49 – Parts 192, 195 были разработаны на основе отраслевых стандартов ASME. Основное их отличие заключается в том, что требования CFR49 распространяются только на сооружения, находящиеся на территории США, в то время как стандарты ASME используются также при сооружении международных объектов вне территории США.

В США принята практика использования стандартов ASME

B31.8 и B31.4, так как они содержат более детальные требования, чем CFR49, особенно в области прочностных расчетов, тем более что эти стандарты используются и как международные. По этим же причинам в статье анализируются стандарты ASME и проводится их сравнение со СНиП 2.05.06-85 [3].

Американские нормы предоставляют большую свободу инженерным фирмам в использовании различных теорий и методов определения напряжений в области прочностного расчета. Особенностью американской практики проектирования является то, что заказчик обычно составляет дополнительные и более детальные, чем в стандартах, проектные критерии для сооружаемых объектов.

Давление

Для сопоставления стандартов очень важен термин, определяющий внутреннее давление. В СНиП 2.05.06-85 используют термин – рабочее (нормативное) давление, которое определяется как давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплуатации трубопровода. Для прочностного расчета используют расчетное давление, которое равняется нормативному умноженному на коэффициент перегрузки.

В ASME B31.4 содержится несколько понятий внутреннего давления (кроме испытательного давления) и приведены следующие определения:

проектное давление (design pressure) – давление, используемое при расчетах и анализах, включая прочностные расчеты нефтепровода и его компонентов;

400.2*

максимальное установившееся эксплуатационное давление (maximum steady state operating pressure) – сумма гидростатического напора-давления, необходимого для преодоления сил трения и противодавления.

Проектное давление должно быть не меньше максимального эксплуатационного, причем допускается некоторое увеличение (в пределах 10 %) установившегося давления, связанное с волновыми процессами (остановка насосов, закрытие кранов и т. п.).

451.1 & 402.2.4.

ASME B31.8 также содержит несколько понятий внутреннего давления (кроме испытательного давления) со следующими определениями:

проектное давление (design pressure) – максимальное давление, разрешенное (допускаемое) этим стандартом и определяемое при проектировании в зависимости от применяемых материалов и расположения сооружений, используется для проектирования и прочностных расчетов газопровода и его систем;

805.212

максимальное эксплуатационное давление (maximum operating pressure) – максимальное давление, при котором система эксплуатируется при нормальном эксплуатационном цикле (иногда называемое максимальное действительное эксплуатационное давление);

805.213

максимально допустимое эксплуатационное давление (maximum allowable operating pressure) – максимальное давление, при котором возможна эксплуатация газовой системы в соответствии с этим стандартом.

805.214

Проектное давление должно быть не меньше максимально допустимого эксплуатационного давления, причем установленное на компрессорной станции оборудование и регулирующие защитные системы должны ограничивать возможность увеличения максимального допустимого эксплуатационного давления в системе трубопроводов

* Номера соответствуют параграфам в описываемом американском стандарте.

компрессорных станций в пределах 10 %.

843.441

В соответствии с американскими стандартами эксплуатирующая фирма обязана предусмотреть надежность и безопасность эксплуатации и обслуживания трубопровода. Конкретные концепции, правила и требования по эксплуатации и обслуживанию трубопровода составляются эксплуатирующей фирмой на базе стандартов, в соответствии с ее традициями, опытом и знанием всей транспортной системы для обеспечения общественной безопасности.

Несколько останавливаясь подробно на испытательном давлении, отметим только, что для нефтепроводов оно определяется в зависимости от проектного давления, для обычных газопроводов – в зависимости от максимального эксплуатационного давления, для газопроводов в газовых зонах – от максимально допустимого эксплуатационного давления.

При сопоставлении соответствующих понятий с учетом их использования в расчетах, например, при определении толщины стенки, можно сделать вывод, что, с точки зрения прочностного расчета, понятие СНиП нормативное (рабочее) давление больше всего отвечает понятию проектного давления вышеуказанных стандартов США.

Нагрузки

Коды ASME B31.4 и B31.8 основаны на концепции проектирования по допускаемым напряжениям и при расчетах используют значения нагрузок без коэффициентов перегрузки. Уровень допускаемых напряжений определяют в зависимости от видов нагрузок и их сочетаний.

В СНиПах используют четыре вида нагрузок: постоянные, временные длительные, кратковременные и особые. При этом допускаемые напряжения остаются без изменений, независимо от того, рассматривается ли единичная нагрузка или сочетание нагрузок, в отличие от американских стандартов B31.4 и B31.8, где предусматривают разные допускаемые напряжения в зависимости от нагрузки. Однако при расчете суммарных нагрузок по СНиП 2.05.06-85 каждая

из нормативных нагрузок умножается на коэффициент перегрузки, а их сумма – на коэффициент сочетания (меньше единицы), приведенный в СНиПе «Нагрузки и воздействия».

Материалы

Понятие «предел прочности стальных труб» в нормах США и России идентичны, однако понятие «предел текучести» несколько отличается.

В США, согласно API 5L [4], предел текучести соответствует величине 0,5 % полной деформации, в России – 0,2 % остаточной деформации, поэтому для одних и тех же сталей эта величина может отличаться в пределах 5 %, в зависимости от того, по какому методу она определялась. Следует отметить, что отношение предела прочности к пределу текучести сталей в соответствии с требованиями российских технических условий на трубы во многих случаях выше, чем это соотношение в американских технических условиях API-5L. Поэтому из двух сталей, изготовленных по российским и американским техническим условиям и имеющим приблизительно одинаковый предел текучести, сталь изготовленная по российским техническим условиям, будет иметь больший предел прочности.

В стандартах США ASME B31.4 и B31.8 для определения допустимых напряжений используют минимальный предел текучести (SMYS), в то время как нормы России для магистральных трубопроводов при определении расчетных сопротивлений используют как минимальный предел прочности, так и минимальный предел текучести.

Определение толщины стенки

Как в стандартах ASME, так и в СНиПе номинальную толщину стенок труб и соединительных деталей (отводов и тройников) определяют, в большинстве случаев, в зависимости только от внутреннего давления. Кольцевые напряжения в трубах по американским стандартам рассчитывают по формуле Barlow от проектного давления, считая, что кольцо имеет диаметр, равный наружному диаметру трубы. В соответствии со СНиПом

кольцевые напряжения определяют от расчетного давления по той же зависимости, но по внутреннему диаметру.

По стандартам ASME толщину стенки отводов не увеличивают, по СНиПу – увеличивают для кривоугловых отводов. По американским стандартам толщину тройников и накладок определяют по методу замены площадей [5], по СНиПу – с использованием коэффициента иссущей способности.

Прочностные критерии в ASME B31.4

1. По техническим условиям (SMYS) допустимые кольцевые напряжения $S_{h,a}$ равны 72 % от минимального предела текучести, умноженного на коэффициент сварного шва труб Е, который приведен в этом же стандарте. Например, для всех труб, изготовленных в соответствии с API 5L, он равен единице, для труб, изготовленных в соответствии с ASTM A134 & 139, – 0,8.

Несколько останавливаясь на некоторых редких особенностях определения допустимого напряжения, например для ранее использованных труб или труб с известным пределом текучести и т. п., отметим только, что для экспандированных труб эти допустимые напряжения уменьшаются на 25 %.

402.3.1(a,d)

2. Максимальные касательные напряжения, определяемые только от весовых нагрузок и внутреннего давления, не должны превышать 45 % от SMYS.

402.3.1(c)

Следующие формулы, хотя и не представленные в стандарте, часто используются для вычисления касательных напряжений. Максимальные касательные напряжения для сравнения с допускаемыми напряжениями определяются как большее значение из полученных по двум ниже приведенным формулам

$$S_{sh} = \sqrt{\left(\frac{S_L - S_h}{2}\right)^2 + S_t^2} \text{ или } \frac{S_{prin}}{2}. \quad (1)$$

где главные максимальные напряжения обычно определяют по формуле

$$S_{prin} = \frac{(S_L + S_h)}{2} + S_{sh}. \quad (2)$$

В формулах (1) и (2) S_L – продольные напряжения в сжатой и (или) растянутой зонах сечения (с учетом коэффициента интенсификации), S_h – кольцевые напряжения от внутреннего давления, S_t – касательные напряжения от кручения.

3. В соответствии с этим стандартом существуют принципиальные различия в условиях работы заглубленных и надземных участков, не имеющих значительных продольных связей. Поэтому критерии допустимых продольных напряжений для этих трубопроводов различного типа различны.

Надземный трубопровод

a. Сумма максимальных продольных напряжений от давления, весовых и других длительных внешних нагрузок, вычисляемая по формуле

$$S_L = S_a + S_b, \quad (3)$$

где S_a – продольные осевые напряжения, S_b – продольные изгибающие напряжения,

не должна превышать 54 % (75 % от 0,72) от SMYS.

402.3.2(d)

б. Приведенные напряжения от удлинения, вычисляемые по формуле

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2}, \quad (4)$$

не должны превышать 72 % от SMYS.

402.3.2(c)

Инженерная компания определяет, какие воздействия следует при этом учитывать (температурный перепад или температурный перепад и давление).

в. Сумма продольных напряжений от внутреннего давления, постоянных и временных длительных нагрузок в процессе эксплуатации, а также кратковременных и особых нагрузок, таких как ветер или землетрясение, не должна превышать 80 % от SMYS.

402.3.3(a)

Подземный трубопровод

Эквивалентные напряжения при продольных сжимающих напряжениях (знак плюс), вычисляемые по формуле

$$S_C = S_h + S_L, \quad (5)$$

не должны превышать 90 % от SMYS.

833.4(b+c)

402.3.2(c)

Величину продольных сжимающих напряжений под действием внутреннего давления и температурного перепада следует вычислять по формуле

$$S_L = E\alpha(T_2 - T_1) - \nu S_h, \quad (6)$$

где ν – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости стали; T_1 – температура во время сооружения; T_2 – максимальная или минимальная эксплуатационная температура; α – коэффициент линейного расширения.

Необходимо отметить, что в формуле, приведенной выше, сжимающие напряжения имеют знак «плюс».

Изгибающие напряжения должны быть включены в продольные напряжения для участков подземного трубопровода.

419.6.4(b)

Отметим также, что все продольные напряжения в трубопроводе считаются только в предположении упругой работы стали трубы. Для расчета соединительных деталей используется коэффициент концентрации напряжений.

Прочностные критерии в ASME B31.8

1. Допустимые кольцевые напряжения определяются по формуле

$$S_{h,a} = SMYS(FET), \quad (7)$$

где F – проектный фактор, зависящий, в основном, от местоположения газопровода и имеет пять значений: 0,8; 0,72; 0,6; 0,5 и 0,4; E – коэффициент сварного шва труб; T – температурный фактор, принимаемый равным единице при температуре ниже 120 °C.

841.11(a)

2. Приведенные напряжения от удлинений, которые вычисляются также по формуле (4), не должны превышать 72 % от SMYS.

833.2 & 833.3

3. Сумма продольных напряжений от внутреннего давления и изгибающих продольных напряжений от внешних нагрузок, таких как вес трубы и ее содержимого, ветер и т. п. не должна превышать 75 % от SMYS.

4. Напряжение, вычисляемое как сумма приведенных напряжений от удлинений, продольных напряжений от внутреннего давления и изгибающих продольных напряжений от внешних нагрузок, таких как вес трубы и ее содержимого, ветер и т. п., не должна превышать SMYS.

833.4

В прочностных критериях для обычных (не шельфовых) газопроводных систем стандарт не содержит никаких конкретных зависимостей или рекомендаций, отражающих двухосное напряженное состояние трубы.

Прочностные критерии для шельфовых газовых транспортных систем в ASME B31.8

Требования для этих систем такие же, как и для обычных, однако предлагается рассматривать дополнительные требования к материалам, в частности такие, как минимальный и максимальный пределы текучести и прочности.

Число нагрузок значительно расширено, особенно за счет воздействия морских факторов. В стандарте отмечено, что при проектировании трубопровода условия его строительства часто более определяющие, чем условия эксплуатации.

В стандарте ASME B31.8 не приводятся конкретные прочностные критерии для расчета на прочность при сооружении, но указывается на необходимость учета нагрузок при строительстве, обеспечения устойчивости к образованию гофр, ограничения овализации и обеспечение прочности под действием внешнего давления, а также ограничения продольных напряжений и деформаций, минимизация остаточных напряжений.

Для условий эксплуатации указывается на необходимость предусматривать при проектировании предотвращение разрушений в результате образования гофр, усталостного разрушения, потери круглой формы и трещинообразования. Для анализа напряжений при эксплуатации приводятся конкретные

ограничения по напряжениям в трубопроводе.

1. Кольцевые напряжения от разности внутреннего и внешнего давлений не должны превышать 72 % от SMYS для трубопроводов и 50 % для стояков.

A842.221

2. Абсолютная величина максимальных продольных напряжений не должна превышать 80 % от SMYS.

A842.222

3. Интенсивность напряжений, определяемая на основе теории наибольших касательных напряжений по формуле (уравнению Треска)

$$S_c = 2\sqrt{\left(\frac{S_L - S_h}{2}\right)^2 + S_t^2} \quad (8)$$

не должна превышать 90 % от SMYS.

В качестве альтернативного метода допускается определять интенсивность напряжений на основе энергетической теории по формуле (уравнению Ван-Мизеса)

$$S_c = \sqrt{S_h^2 - S_L S_h + S_L^2 + 3S_t^2} \quad (9)$$

оставляя величину допустимых напряжений той же, т. с. 90 % от SMYS.

A842.223

В формулах (8) и (9) использованы те же обозначения, что и в формулах (1) и (2).

4. В тех случаях, когда на основании опыта можно предположить, что отсутствуют циклические перемещения, вышеуказанные критерии для продольных напряжений и интенсивности напряжений могут не применяться, в этом случае используется критерий максимальных продольных деформаций. Конкретная величина деформаций не указывается и зависит от пластичности материала и ряда других факторов.

A842.23

Выводы

1. Принципиальное различие между американскими стандартами ASME B31.4, B31.8 и СНиП 2.05.06-85 заключается в степени детализации требований, приведенных в стандартах. Коды США оставляют большую свободу и ответственность инженерам и инже-

нерным фирмам в принятии решений.

2. Принципиальным отличием, с точки зрения прочностного расчета, является то, что стандарты США базируются на допускаемых напряжениях и при определении напряжений не учитывают коэффициенты перегрузки в отличие от СНиПа. Коды США в качестве критерия по допускаемым напряжениям используют только предел текучести и только для шельфовых газопроводов, при отсутствии циклических нагрузок, в B31.8 используется критерий продольных деформаций и упоминается необходимость принимать во внимание предел прочности без указания конкретных значений.

3. При определении толщины стенки из расчета на внутреннее давление по американским стандартам не применяют, как в СНиПе, коэффициент перегрузки для давления, хотя и допускают кратковременное до 10 % повышение давления для продуктопроводов.

4. При различных сочетаниях нагрузок, в соответствии с американскими стандартами, не используется, как в СНиПе, понижающий коэффициент сочетания, но для различных нагрузок, воздействий и их сочетаний используются разные допустимые напряжения.

5. При определении усилий и напряжений в трубопроводах и фитингах, в отличие от СНиПа, в американских стандартах не рассматривается упруго-пластичная работа металла. При этом используется нормированный коэффициент интенсификации напряжений для фитингов (отводов, тройников и т. д.). Однако, практически, для расчетов, основанных на ограничениях по деформации, рассматривается упруго-пластичная работа металла труб.

6. Для оценки двухосного напряженного состояния напорного трубопровода в американских стандартах предпочтение отдается теории наибольших касательных напряжений (уравнение Треска), в отличие от СНиПа, использующего энергетическую теорию прочности (уравнение Ван-Мизеса).

7. Невозможно однозначно установить, какие нормы дают более экономичное и надежное решение при помощи простого сравнения

результатов расчетов. При определении наиболее экономичного решения по американским или российским нормам в каждом конкретном проекте необходимо тщательно сопоставить основные понятия, определения и параметры, используемые в расчетах.

8. Только при помощи расчетов для каждого конкретного случая, в соответствии с обоими стандартами, можно определить, какой из методов дает меньшую толщину стенки трубопровода. Результаты расчетов могут быть противоречивы даже для сталей с равными пределами текучести в зависимости от нагрузок и воздействий, типа и расположения сооружения, видов транспортируемых продуктов и т. д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ASME B31.8 Gas Transmission and Distribution Piping Systems. (ASME – American Society for Mechanical Engineers).
2. ASME B31.4 Liquid Transportation Systems for Hydrocarbons, Liquid Petroleum Gas, Anhydrous Ammonia, and Alcohols.
3. СНиП 2.05.06-85 Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования.
4. API 5L – Specification for Line Pipe. (API – American Petroleum Institute).
5. Айнбиндер А, Грин В. Инженерный метод определения толщин стенок тройника при воздействии внутреннего давления и изгиба // «Строительство трубопроводов». – 1993. – № 8. – С. 10-12.

Опережающая информация

Сегодня, когда Россия выходит на рынок, чрезвычайно важно, чтобы наши специалисты владели точной информацией о стандартах, принятых в различных странах, умели пользоваться ею в своих расчетах. О путях решения этих проблем читайте в следующем номере нашего журнала, интервью с доктором технических наук, профессором, членом-корреспондентом Инженерной академии Российской Федерации В.Я. Кершенбаумом – главным редактором «Международной инженерной энциклопедии» – уникального многотомного издания.

Alexander Aynbinder, Boris Taksa, Walter Green, Patric Dalton
Gulf Interstate Engineering, Houston, Texas 77027

STRESS CRITERIA OF AMERICAN OIL AND GAS PIPELINE DESIGN CODES AND COMPARISONS WITH RUSSIAN SNIP 2.05.06-85

INTRODUCTION

Participation of western companies in the development of oil and gas industries of Russia and the other countries of the former Soviet Union (FSU) is often followed by the creation of joint ventures. Joint venture participants need to understand the requirements of both the FSU and Western codes and standards if the support engineers are to be productive and provide useful guidance.

As a first step in the pursuit of mutual understanding, Gulf Interstate Engineering (GIE) have translated the two most important Russian pipeline standards, SNIP 2.05.06-85 *Transmission Pipelines*, and SNIP III-42-80, *Work Execution and Acceptance for Transmission Pipelines*, into English (using American pipeline terms), with the participation of their Russian educated and experienced engineers.

The purpose of this article is to familiarize Eastern engineers with American codes; therefore, little attention is devoted to Russian codes, using them only for comparison when appropriate.

GENERAL

The U.S. oil and gas pipeline industries use two code systems for their transportation systems. The first set are the laws contained in the Code of Federal Regulations, Title 49 (CFR49), Parts 192 and 195. These laws establish the minimum requirements for pipeline design, construction, and operation. The second set of standards is the ASME codes ASME B31.8¹ and B31.4², which the oil and gas industries have adopted for themselves. ASME B31.4 covers the requirements for the design, construction, and operation of oil and liquid pipelines and B31.8 covers the same requirements for gas pipelines. ASME B31.8 also has a special section for offshore gas pipeline design.

CFR49 - Parts 192 and 195 were developed and modeled after the ASME codes.. The principal difference is that a pipeline project within the United States must meet the criteria of CFR 49 by law. ASME codes are also used as the criteria for many international pipeline projects, where CFR49 has no jurisdiction.

ASME codes contain more details, especially in the area of stress analysis, than the CFR; therefore, it is common U.S. practice to use these codes in pipeline design. Also, because the ASME codes are often used as an international design standard, this paper concentrates on comparison of these codes with the Russian pipeline standard SNIP 2.05.06-85.³

In the area of stress analysis, the U.S. codes have less explicit requirements than Russian standards. Also, U.S. engineering companies have more freedom when abiding by these requirements, such as what equations or theories will be used in determining the stresses in the pipeline. It is a common U.S. practice for a client to require additional and detailed criteria for the design of these important commercial structures.

PRESSURE

The concept of internal pressure is very important for both codes. SNIP 2.05.06-85 defines *operating (normative) pressure* as the pressure that provides the design operating hydraulic regime. SNIP 2.05.06-85 also implies a second pressure term used in stress analysis, which we will refer to as *factored pressure*, that is equal to the normative operating pressure multiplied by a load factor.

ASME B31.4 contains multiple pressure concepts, using the following definitions for internal pressure (excluding test pressure):

- **internal design pressure** - internal pressure used in calculations and analysis [including stress analysis] for pressure design of a pipe or piping component, 400.2*
- **maximum steady-state operating pressure** - is the sum of the static head pressure, the pressure required to overcome friction losses, and any required back pressure.

The design pressure should not be less than the maximum steady-state operating pressure; however, it is allowable to have increases of 10% in the pressure if there are surges, such as those resulting from pump and valve operations. 451.1 & 402.2.4

ASME B31.8 also contains multiple pressure concepts, and contains the following definitions for internal pressure (excluding test pressure):

- **design pressure** - "is the maximum pressure permitted by this Code, as determined by the design procedures applicable to the materials and locations involved." This is used in the design and stress analysis calculations for the pipeline and its systems; 805.212
- **maximum operating pressure (MOP)** - "is the highest pressure at which a piping system is operated during a normal operating cycle... (Sometimes referred to as maximum actual operating pressure.)"; and 805.213

* The flush right numbers indicate the pertinent paragraph in the discussed code.

- **maximum allowable operating pressure (MAOP)** - "is the maximum pressure at which a gas system may be operated in accordance with the provisions of this Code."

805.214

The design pressure should not be less than MAOP. Equipment that is to be installed at compressor stations, as well as the safety systems, should assure the station's MAOP is not exceeded by more than 10%. 843.441

To be in accordance with American codes, it is the responsibility of the operating company to make provisions for the pipeline's reliability and safety during operations and maintenance. The particular provisions may vary, based upon standards and the operating company's history, experience, and knowledge of the overall transportation system, in order to provide for the public's safety.

Although this article does not discuss test pressures in detail, it is noted that for oil pipelines the test pressure is to be determined considering the design pressure; - for onshore gas pipelines the test pressure will be determined considering the maximum operating pressure; and for offshore gas pipelines, the test pressure will be determined considering the MAOP.

When comparing these analogous concepts for use in calculations (for example, wall thickness calculations) it is possible to conclude (from a stress analysis viewpoint) that the closest idea to the USA codes B31.4 and B31.8's *internal design pressure* is SNIP 2.05.06-85's *operating (normative) pressure*.

LOADS

The ASME B31.4 and B31.8 codes are based on the design concept of *allowable stresses*. The actual value of each load is used without the application of a load factor. Different levels of allowable stresses are specified for different loading conditions and combination of loads.

Four types of loads are expressly used and tabulated in SNIP 2.05.06-85, including: dead loads, live loads, short duration loads, and special (intermittent) loads. In SNIP 2.05.06-85, the allowable stress remains constant, regardless of whether there is a single load or a combination of loads, unlike the American codes B31.4 and B31.8 that have different levels of allowable stress. However, when computing the value of the combination of loads, SNIP 2.05.06-85 multiplies the summation of the products of the load factors times the loads by a reduction factor (less than 1) that can be found in the referenced SNIP "Loads and Effects".

MATERIAL PARAMETERS

A steel pipe's specified ultimate tensile strength (SMUS) in Russia and America is identical, but the way specified minimum yield strength is measured and interpreted is different.

A pipe steel's specified minimum yield strength (SMYS) in the American Petroleum Institute's Line Pipe Specification API-5L⁴, the American line pipe standard, corresponds to a total strain of 0.5%. In Russian steel standards, the specified minimum yield strength corresponds to 0.2% of residual strain. Therefore for a given steel, the values used for SMYS would differ within 5% depending on whether it was measured according to American or Russian Standards. It should be noted that the ratio SMUS/SMYS, in accordance with Russian manufacturing specifications, is as a rule, greater than the same ratio in accordance with the American specification API-5L. Consequently for two steels that have approximately equal yield strengths, the Russian manufactured steel would have a higher specified value of tensile strength.

ASME B31.4 and B31.8 use SMYS as the basis for their allowable stress analysis criteria. The Russian standard SNIP 2.05.06-85 uses both the steel's specified minimum yield and ultimate strength.

WALL THICKNESS

In most cases, the Russian standard determines the nominal wall thickness of pipe, tees, and elbows only based on internal pressure, just as in American codes. In the American codes, the hoop stress is determined by Barlow's equation for a thin-walled shell using the design pressure. The shell is considered to have a diameter equal to the pipe's outside diameter. In SNIP 2.05.06-85, the hoop stress used for wall thickness determination is calculated using the factored pressure and the same equation (i.e. Barlow's formula), but instead of the pipe's outside diameter, SNIP uses the pipe's inside diameter.

In the American codes, the wall thickness of elbows does not need to be increased. In SNIP, the wall thicknesses for elbows with small bending radii is increased. To remain in accordance with the American codes, the required wall thickness of tees and reinforcement pads for tees is determined by the "replacement area" technique⁵. In SNIP, the wall thickness of tees is determined as for line pipe with the addition of a stress intensification factor.

STRENGTH CRITERIA OF ASME B31.4.

1. The allowable hoop stress $S_{h, allow}$ is equal to 72% of SMYS multiplied by the weld joint factor E , which is found in B31.4. For example, for pipe that has been manufactured in accordance to API-5L, this factor is equal to 1. For pipe manufactured in accordance to ASTM A134 & 139 this factor is 0.8.

Without considering the various unusual special pipe cases that effect determination of allowable stresses (for example, the allowable stress to be used in designs utilizing used pipes or pipe with unknown yield strengths), it is may be pointed out that for pipe that has been cold worked, the allowable stress is decreased by 25%.

402.3.1(a,d)

2. The maximum shear stress due to weight loads and internal pressure should not exceed 45% of SMYS. 402.3.1(e)

The following equations, although not expressly quoted in the Code, are often used to determine the shear stresses. The shear stress, for comparison with the allowable stress limit, is considered to be the maximum of either equation

$$S_{sh} = \sqrt{\left(\frac{S_L - S_h}{2}\right)^2 + S_t^2} \quad or \quad \frac{S_{prin}}{2} \quad [Eqn\ 1]$$

where the principle stress is usually determined with the equation

$$S_{prin} = (S_L + S_h)/2 + S_{sh} \quad [Eqn\ 2]$$

The terms in equations 1 and 2 are:

- S_L = longitudinal stresses in compression and/or tension in the cross section (American practice usually also considers the stress intensification factors),
 S_h = hoop stress due to internal pressure,
 S_t = torsional stress.

3. As prescribed in the code ASME B31.4, there are fundamental differences in the loading conditions for buried (i.e. restrained) sections of pipelines and aboveground pipeline portions without substantial axial restraint. Because of this, there are different allowable longitudinal stresses for the different types of pipeline configurations.

I. *Unrestrained Pipelines*

- a. The sum of the longitudinal stresses due to pressure, weight and other sustained external loads, determined by the equation

$$S_L = S_{axial} + S_{bend} \quad [Eqn\ 3]$$

where

- S_{axial} = longitudinal axial stress
 S_{bend} = longitudinal bending stress

should not exceed 54% (75% of 0.72) of SMYS. 402.3.2(d)

- b. The stress due to expansion is determined by the equation: 402.3.2.(c)

$$S_E = \sqrt{S_{bend}^2 + 4S_t^2} \quad [\text{Eqn 4}]$$

The value arrived at using this equation should not exceed 72% of SMYS. It is the design company's responsibility to determine whether to consider only the temperature differential or the temperature differential and pressure in this equation.

- c. The sum of the longitudinal stresses produced by internal pressure, live and dead sustained loads as well as short-term (duration) or occasional loads, such as wind or earthquake, should not exceed 80% of SMYS.

402.3.3(a)

II. *Restrained Pipelines*

The "equivalent tensile stress" (combined stress) when axial compressive stresses are present (positive for compression) is determined by the equation

$$S_c = S_h + S_L \quad [\text{Eqn 5}]$$

The stress value arrived at using this equation should not exceed 90% of SMYS.

402.3.2 (c)

The net longitudinal compressive stresses due to the combined effects of temperature rise and fluid pressure shall be computed from the equation:

419.6.4 (b)

$$S_L = E\alpha(T_2 - T_1) - vS_h \quad [\text{Eqn 6}]$$

where:

v	=	Poissons' ratio,
E	=	Elastic modulus of the steel,
T_1	=	temperature at the time of installation,
T_2	=	maximum or minimum operating temperature, and
α	=	linear coefficient of thermal expansion.

It must be noted that in the equation above, that compressive stress is considered positive.

Beam bending stresses shall be included in the longitudinal stresses for those portions of the restrained pipeline on supports located above ground.

Note that all longitudinal stresses for the pipeline are calculated using the steel's elastic parameters only. There are stress intensification factors used for fittings (elbows, tee, etc.)

STRENGTH CRITERIA in ASME B31.8

1. Allowable hoop stresses are determined by the following equation:

$$S_{h,allow} = SMYS(FET) \quad [\text{Eqn 7}]$$

where

F	=	design factor - generally dependant on location (five values: 0.8, 0.72, 0.6, 0.5, and 0.4);
E	=	longitudinal joint factor
T	=	temperature derating factor, equal to 1 for temperatures less than 120°C (250°F). 841.11(a)

2. The maximum combined expansion stresses (see II.b. above) should not exceed 72% of SMYS. 833.3.
3. The sum of longitudinal stress due to internal pressure and longitudinal bending stress due to external loads (such as the weight of pipe with contents, wind, etc.) should not exceed 75% of SMYS. 833.4(b+c)
4. The sum of the combined stress due to expansion, longitudinal pressure stress, and longitudinal bending stress due to external loads such as weight, wind, etc. should not exceed SMYS. 833.4

The code does not have any particular stress criteria or recommended equations concerning biaxial stress conditions in the pipe for onshore pipelines.

STRENGTH CRITERIA CONCERNING OFFSHORE GAS TRANSMISSION PIPELINES IN ASME B31.8

These systems have the same requirements as for onshore systems with the additional requirements to consider materials features, such as minimum and maximum limits of SMYS and SMUS.

There are a significantly greater number of loads expressly mentioned, including those specifically resulting from sea processes. The Code points out that the design of offshore pipelines is often controlled by the installation considerations rather than by the operating conditions.

There are no particular strength criteria for the construction of offshore lines in ASME B31.8, but there are explicit instructions that construction loads must be considered,

including provisions for prevention of buckling and resistance to collapse due to external pressure. There are also discussions relating to limitations of the longitudinal stresses and deformations and for minimizing residual stresses.

ASME B31.8 states it is necessary to make provisions for design against failure due to several other conditions such as buckling, excessive yielding, pipe out-of-roundness, and fracture propagation. For stress considerations during operation, B31.8 has specific limits for stresses.

1. The hoop stress due to the difference between internal and external pressures should not exceed 72% of SMYS for pipelines and 50% of SMYS for risers. A842.221
2. Absolute value of the maximum longitudinal stress should not exceed 80% SMYS. A842.222
3. The combined stress, S_{com} , is determined based upon maximum shear stress (Tresca) equation

$$S_c = 2 \sqrt{\left(\frac{S_L - S_h}{2}\right)^2 + S_t^2} \quad [\text{Eqn 8}]$$

and should not exceed 90% SMYS.

As an alternative, it is possible to use the Maximum Distortional Energy Theory and to determine the combined stress based upon the following equation

$$S_c = \sqrt{S_h^2 - S_L S_h + S_L^2 + 3S_t^2} \quad [\text{Eqn 9}]$$

with the same value of allowable stress, i.e. 90% of SMYS.

The terms S_L and S_h found in equations 8 and 9 are as defined in equations 1 and 2. A842.223

4. It is permissible to not use the above mentioned criteria for longitudinal stresses and combined stresses where the pipeline experiences a predictable non-cyclic displacement of its supports. The criterion of maximum longitudinal strain may be used for this case, but the Code gives no specific value for this criterion. It does state that it depends on the material's elasticity as well as other features. A842.23

CONCLUSIONS

1. A fundamental difference between the American pipeline codes ASME B31.4 and ASME B31.8 and Russian SNIP 2.05.06-85 is the degree of detail the codes present. The American codes leave many more design decisions to the judgement of the individual engineers and design companies.
2. Another fundamental difference from a stress analysis perspective is the American codes are "Allowable Stress" codes that do not use load factors as in SNIP 2.05.06-85. They use only SMYS when calculating the allowable stresses when designing onshore pipelines. However, ASME B31.8 allows a strain criteria for predictable, non-cyclic loads when designing offshore gas pipelines. SMUS is mentioned as a consideration with no specific criteria in B31.8's offshore section only.
3. The American codes do not use a load factor for the pressure load in the wall thickness calculations as SNIP 2.05.06-85 does, but for liquid pipelines they do permit short-term pressure peaks of 110% of the design value.
4. The American codes do not use reduction factors for load combinations, as SNIP 2.05.06-85. The American codes do vary the allowable stress for calculations involving different type of loads and their combinations.
5. In calculations of forces and stresses, the American code does not consider the elastic-plastic behavior of the steel. They do use stress intensification factors for fittings (elbows, branches, etc.). However, in practice, there are special cases where the calculations are based upon the limiting strain criterion that does consider the elastic-plastic behavior.
6. The American codes prefer to use the maximum shear stress (Tresca) theory rather than the maximum energy (Von Mises) theory used in SNIP 2.05.06-85, for biaxial stress analysis of pipelines under internal pressure.
7. There can be no decisive statement about which standard is more economical and reliable by simply comparing the results of calculations. The unique parameters of each design (including the design concepts and definitions) must be examined to determine which system will provide the most economical design.
8. The only way to determine which code will result in a thinner wall thickness for a particular design is by performing the calculations to meet both codes. The results of the calculations may be contradictory, even for steels with equal SMYS, depending on the loads and effects, the structure type and location, the kind of product to be transported, etc.

REFERENCES

1. ASME B31.4 - Liquid Transportation Systems for Hydrocarbons, Liquid Petroleum

Gas, Anhydrous Ammonia, and Alcohols. 1992

2. ASME B31.8 - Gas Transmission and Distribution Piping Systems. 1992.
3. SNIP 2.05.06-85 - Transmission Pipelines
4. API 5L - Specification for Line Pipe. 39th Edition. 1991.
5. Aynbinder, A. and Green, W. - "An Engineering Method for the Calculation of the Wall Thickness of Tees Considering Internal Pressure and Bending," Pipeline Construction, Number 8, 1993.