

СИТУАЦИЯ

Г. И. ПЕТЕЛИН

17/05/84
A 50/04

ТРУБОПРОВОДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

КОМПЕНСАЦИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ РАСШИРЕНИЙ.

ПОС. 11/25/86



ОБЪЕДИНЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО НКТП СССР
1938

Г. И. ПЕТЕЛИН

А30/07

1972

2003

ТРУБОПРОВОДЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

КОМПЕНСАЦИЯ ТЕРМИЧЕСКИХ РАСШИРЕНИЙ

1017506

8330

11282096

ПОГАСИТЕНО

ПОГАСИТЕНО
207 ✓

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА



ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО НКТИ СССР
ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
ЛЕНИНГРАД · 1935 · МОСКВА

ЭТ—20—5—3

ТКК № 42 Цена. 3 р. 60 коп.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В предлагаемом труде изложены основы современной теории компенсации термических расширений и, главным образом, самокомпенсаций, а также даны руководящие указания для проектирования трубопроводов тепло-силовых установок и их расчета на прочность.

Самокомпенсация в современных установках высокого давления является единственным методом поглощения термических расширений, возникающих в трубопроводах. Между тем вопросы самокомпенсации, несмотря на их важность, недостаточно или весьма элементарно освещены в русской и немецкой литературе.

В то же время в США за последние годы опубликован ряд крупных работ как чисто теоретического, так и экспериментального характера.

В настоящем труде нашли отражение, в большей или меньшей степени в зависимости от их важности и новизны, все главнейшие работы, опубликованные по данному вопросу, кончая 1933 г., и преимущественно американские; кроме того, при разработке труда использованы и работы автора, опубликованные в период 1933—1934 г. в технических журналах.¹

Желая сделать книгу более удобной для пользования, автор изложил в I главе весьма конспективно основные общеизвестные сведения по расчету трубопроводов на падение давления и температуры, а также дал краткую характеристику применяющейся арматуры, типов соединений и материалов. Эта глава носит справочный характер и не претендует на широкую трактовку затрагиваемых вопросов, как достаточно освещенных в имеющейся литературе и известных любому инженеру, механику или энергетiku.

Книга не является учебником для вузов уже по той простой причине, что в утвержденных учебных программах энергетических вузов² трубопроводы станций находят весьма слабое отражение, а в программах некоторых теплотехнических специальностей и вовсе отсутствуют.

Игнорирование курса „трубопроводов“ во вузах наглядно характеризует, насколько у нас укоренился взгляд на третьестепенное значение станцион-

¹ См введение.

² Учебные планы и программы энергетических вузов, ГУУЗ, НКТП, изд. 1934 г. вып. „Теплоэнергетика и теплотехника“.

ных трубопроводов. А между тем в рабочем проектировании теплосиловой станции трубопроводы представляют наиболее сложную и трудоемкую часть.

Если предлагаемый труд послужит импульсом к выработке более серьезного взгляда на трубопроводы как на одну из важнейших частей теплосиловой станции, от удовлетворительного выполнения которой зависит надежность работы всей установки в целом, то автор сочтет свою задачу выполненной.

ГЛАВНЕЙШИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

p — внутреннее давление в $кг/см^2$.
 t — толщина стенки трубы.
 a — средний (условный) диаметр трубы.
 d_1 — внутренний диаметр поперечного сечения трубы.
 d_2 — наружный диаметр поперечного сечения трубы.
 d_3 — наружный диаметр по изоляционной трубе.
 r — средний радиус поперечного сечения трубы.
 r_1 — внутренний радиус поперечного сечения трубы.
 r_2 — наружный радиус поперечного сечения трубы.
 F_0 — площадь поперечного сечения трубы в $см^2$.
 G_0 — секундный расход пара в килограммах.
 G — часовой расход пара в килограммах.
 v — скорость пара или воды в $м/сек$.
 γ — уд. вес пара в $кг/м^3$.
 ν — вязкость пара или воды в $м^2/сек$.
 η — вязкость пара в $кг \cdot сек/м^2$.
 ΔP — падение давления в $кг/м^2$.
 Δp — падение давления в $кг/см^2$.
 λ — коэффициент трения жидкости о стенку трубы.
 β — коэффициент трения в формуле Фишера.
 l — длина трубопровода или длина прямого участка в метрах.
 g — ускорение силы тяжести; оно равно $9,81 м/сек^2$.
 ξ — коэффициент местных сопротивлений.
 Δq — потеря тепла 1 *пог. м* изолированного паропровода в $кал/м \cdot час \cdot ^\circ C$.
 K — коэффициент теплопередачи 1 $м^2$ поверхности паропровода в $кал/м^2 \cdot час \cdot ^\circ C$.
 t_0, t_1 — температура пара жидкости внутри трубы в $^\circ C$.
 c_p — теплоемкость пара в $кал/кг \cdot ^\circ C$.
 α_1 — коэффициент теплоперевода от пара к стенке трубы в $кал/м^2 \cdot час \cdot ^\circ C$.

α_2 — то же от изоляции к воздуху.
 λ_m — коэффициент теплопроводности материала трубы в $кал/м \cdot час \cdot ^\circ C$.
 λ_u — то же для изоляции.
 J — момент инерции поперечного сечения трубы в $см^4$.
 J_p — полярный момент инерции поперечного сечения трубы в $см^4$.
 W — момент сопротивления поперечного сечения трубы в $см^3$.
 W_p — то же, полярный момент.
 E_0 — модуль упругости при комнатной температуре в $кг/см^2$.
 E — то же при рабочей температуре.
 E_p — редуцированный модуль упругости по Доннелу.
 R — радиус изгиба дугового участка.

$$h = \frac{tR}{r^2} \text{ — коэффициент трубы.}$$

k — коэффициент жесткости кривых труб по Карману.
 μ — коэффициент Пуассона.
 G — модуль упругости при сдвиге в $кг/см^2$.
 α — коэффициент линейного расширения материала.
 ΔL — абсолютное удлинение вследствие термического расширения в сантиметрах.

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ — то же, но вдоль осей x, y, z .
 P_x, P_y, P_z — силы в килограммах, направленные вдоль осей x, y, z .
 P', P'', P''' — силы, действующие в указанных направлениях, в килограммах.

M_x, M_y — моменты в $кг \cdot см$, компенсирующие углы поворота раскрепленного конца, вызываемые силами P_x, P_y соответственно.

M_x^{zx}, M_y^{zy} — моменты в плоскостях zx и т. д. компенсирующие углы поворота, вызываемые силами P_x, P_y, \dots , приложенными к раскрепленному концу трубопровода.

$(M_x^{xy})_a$... — суммарный момент в плоскости xu в сечении a и т. д.
 M — момент в любом сечении в $кгсм$.
 ψ — угол поворота раскрепленного конца при изгибе.
 ψ_a, ψ_b — углы поворота сечений a, b и т. д.
 ψ_{xy} — угол кручения.
 F — площадь диаграммы изгибающих моментов в $кгсм^2$.
 Q — перерезывающая сила в любом сечении в килограммах.
 f_x, f_y, f_z — прогибы в сантиметрах вдоль осей x, y, z .
 f_b, f_c, f', f'' ... — прогибы в сантиметрах разных сечений (b, c и т. д.) в указанных направлениях.
 A, B, C, ξ, ξ' — коэффициенты прогибов в $см^3$.
 a, b, c, ξ_1, ξ_2 — составляющие коэффициентов прогиба¹ в $см^3$.
 F_x, F_y ... — площади диаграмм моментов, вызываемых силами P_x, P_y ... соответственно, в $кгсм^2$.
 s — развернутая длина трубопровода в сантиметрах.

s, s_{np} — приведенная длина трубопровода в сантиметрах.
 q — вес трубопровода с изоляцией $кг/пог. м$.
 δ — нормальное напряжение по обычной теории изгиба $кг/см^2$.
 δ_x — продольное напряжение по Карману в $кг/см^2$.
 $\delta_{кн}$ — поперечное напряжение по Карману $кг/см^2$.
 δ_1 — продольное напряжение от внутреннего давления в $кг/см^2$.
 δ_2 — то же поперечное.
 $\delta_{экс}$ — эквивалентное напряжение на растяжение в $кг/см^2$.
 τ — касательное напряжение в $кг/см^2$.
 δ_{max} — максимальное напряжение в $кг/см^2$.
 δ_{min} — минимальное напряжение в $кг/см^2$.
 R_s — допускаемое напряжение на разрыв в $кг/см^2$.
 n — коэффициент прочности.
 n, p — отношение геометрических размеров.
 H, L — размеры вдоль осей x и y .

¹ Подробнее см. раздел 7 главы IV.

ВВЕДЕНИЕ.

В современных установках повышенного и высокого давления компенсация термических расширений трубопроводов достигается исключительно за счет самокомпенсации, т. е. путем придания им надлежащего очертания. При неудачной конфигурации в трубопроводах при рабочей температуре возникают напряжения, превосходящие допустимые для материала нормы, или трубопроводы дают значительные нагрузки на мертвые точки, вследствие чего требуется солидное их укрепление, связанное с удорожанием строительных работ.

При недостаточно же прочном закреплении трубопровод во время эксплуатации будет сорван со своих опор, и механизмы, им соединяемые, будут выведены из строя на значительный период времени, не говоря уже об остальных печальных последствиях, которыми может окончиться такого рода авария.

Уже из сказанного вытекает важность вопроса об определении возможных сил и напряжений в трубопроводах при термическом расширении. А задача эта далеко не легкая. Дело в том, что с точки зрения прикладной теории упругости трубопроводы станций представляют собой сложные, статически неопределенные системы, так как они состоят из участков криволинейной формы с жесткими закреплениями по концам. Вопрос усложняется еще тем, что кривые трубы, в отличие от сплошных брусьев, при изгибе испытывают сплющивание поперечного сечения, что ведет к еще большему усложнению расчетов.

Вопрос об изгибе кривых труб исследован впервые проф. Бантлином (Bantlin) в 1910 г. Путем испытания нескольких тонкостенных лирообразных компенсаторов из цельнотянутых стальных труб он установил,¹ что их эластичность была примерно в пять раз больше получающейся путем вычисления по формулам теории изгиба сплошных кривых брусьев. Он не нашел такого расхождения при чугунных трубах и высказал предположение, что отклонение данных опыта от теоретических величин при стальных трубах объясняется наличием складок на внутренней поверхности, образовавшихся во время изготовления компенсаторов.

В следующем году Карман² на основе опытов Бантлима разработал теорию изгиба кривых труб, указав, что расхождение между опытом и обычной теорией, подмеченное Бантлином, объясняется сплющиванием поперечного сечения кривых труб при изгибе. Это сплющивание получается не в результате изготовления, а появляется в кривой трубе под влиянием изгиба. При выводах Карман исходил из принципа наименьшей работы, до-

¹ „Z. d. V. D. I.“, 1910, стр. 1675.

² „Z. d. V. D. I.“, 1911, № 45.

пуская, что длина средней окружности поперечного сечения не изменяется при деформациях. Только с опубликованием работ Кармана вопрос расчета трубопроводов получил должный теоретический фундамент.

Почти одновременно с Карманом вопрос о сплющивании кривых труб при изгибе исследован был Марбеком ¹ и Лоренцом ².

Все же надо отметить, что до перехода на высокие давления трубопроводам не уделялось того внимания, которое они заслуживают вследствие своей ответственной роли на силовых станциях, и проектирование их велось на основе эмпирических данных, из которых широкую известность получили обстоятельные материалы по испытаниям, произведенным фирмой Crane Company ³.

Благодаря длительному опыту с умеренными давлениями и температурами выработался тип конструкторов, просто на-глаз определявших, является ли трубопровод достаточно эластичным. С переходом на высокие давления и температуры такой способ конструирования оказался мало надежным.

В 1922 г. Крокером и Санфордом опубликована солидная работа ⁴, в которой даны математические решения для разных конфигураций в предположении одного закрепленного конца, а также приведен ряд опытных данных об испытаниях U-образных и лирообразных компенсаторов. В более поздней статье (1926 г.) Крокер ⁵ отмечает ошибочность предположений, положенных в основу упомянутой работы, указывая, что если принимать оба конца U-образного компенсатора закрепленными, то максимальное напряжение получается в 1,5 раза, а сила в 3 раза больше по сравнению с их значениями, получающимися в предположении свободных концов.

В Бельгии в период 1920—1927 гг. опубликован ряд работ инж. Карлие. В первых трех содержится решения для плоских трубопроводов, в четвертой разбираются пространственные трубопроводы. ⁶

Из более поздних работ надо отметить еще труды Финником ⁷ и проф. Ховгарда, ⁸ в которых значительное внимание уделено вопросу о напряжениях в кривых трубах. Путем испытания пяти различных компенсаторов Ховгард показал, что результаты опытов хорошо согласуются с теорией Кармана.

В 1928 и 1929 гг. опубликованы доклады Валя ⁹ и Шипмана ¹⁰. В последнем, весьма обстоятельном, труде указан аналитический метод расчета трубопроводов в одной плоскости в предположении жесткого закрепления обоих концов, приведен ряд опытных данных, полученных при испытании

¹ Marbec, „Bulletin Association Technique Maritime“, т. 22, 1911.

² „Dingler Polytechn. Journal“, 14 сентября 1912.

³ „The Valve World“ октябрь 1915. Pipe Bends, Their growing Use and Efficiency.

⁴ „Trans. A. S. M. E.“, 1922, стр. 547: „The Elasticity of Pipe Bends“. Реферат этой работы дан в ст. Токарева, ИТИ., 1925. № 3/5. Основные положения ее изложены в книге Бутакова: „Паропроводы“, изд. 1932 г.

⁵ „Power“, 3 августа 1926 г. How to Lay out Power Plant Piping by Croker.

⁶ Carlier H., L'aptitude élastique des tuyauteries à vapeur au point de vue dilatation, изд. 1922, 1923, 1925 и 1927 гг. Эти работы нам не были доступны. Упоминания о них имеются в докладе Шипмана (см. ниже ссылку 10).

⁷ „Metrop. Vickers Gazette“, янв. — март 1928 г.: „The Flexibility of Plain Pipes“ by Finnicome.

⁸ „Journal Mathem. and Physicks, Massachussettes Inst. of Technology“, № 2—1926 г. и № 3—1928 г.: „The Elastic Deformation of Pipe Bends“ by Hovgaard.

⁹ „Trans. A. S. M. E.“, 1928 — F. S., стр. 50—49: „Stresses and Reactions in Expansion Pipe Bends“ by Wahl.

¹⁰ „Trans. A. S. M. E.“, 1929, F. S., стр. 51—52: „Design of Steam Piping to Care for Expansion“ by Shipman.

моделей из сплошных брусьев, а также установлено несколько принципиальных положений относительно конструирования трубопроводов. В обоих докладах подробно разобран вопрос о напряжениях в кривых трубах на основе теорий Кармана и Лоренца.

Наконец в 1930 г. Крокером и Катчаном¹ опубликован графоаналитический метод, более простой, чем метод Шилмана, дающий возможность сравнительно легко находить решения для трубопроводов, составленных из прямых отрезков и 90° дуг (см. главы IV и VI).

Большого внимания заслуживают опыты Коупа и Верта,² произведенные с девятью различной формы трубами — гладкими, складчатыми и волнистыми — с целью установления соотношений между опытными и теоретическими деформациями при одинаковых нагрузках. В результате опытов Коуп и Верт пришли к выводу, что теоретический расчет дает несколько преувеличенные значения реакций и напряжений в отдельных сечениях, что влияет в сторону небольшого запаса прочности. Краткие сводки результатов приведены в главе VII.

Заканчивая на этом обзор наиболее серьезных работ, появившихся за границей за последние годы, надо еще отметить работу Доннела,³ являющуюся первой попыткой найти теоретический способ расчета для волнистых труб (см. главу VII).

Работы автора, посвященные методам расчета трубопроводов, были опубликованы⁴ в течение 1933 — 1934 г. Эти работы нашли отражение в настоящем труде.

Несмотря на большое количество работ по данному вопросу задачу расчета трубопроводов еще нельзя считать окончательно разрешенной, так как при имеющихся методах расчет сложных трубопроводов требует большой затраты времени; быть может, еще потребуются немалый срок для разработки способов, пригодных для быстрых технических расчетов при любых конфигурациях, но все же на сегодняшний день надо констатировать наличие значительного сдвига по сравнению с положением, имевшим место в этой области специальных расчетов всего 10—15 лет тому назад.

ГЛАВА I—ВВОДНАЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УСТРОЙСТВЕ ТРУБОПРОВОДОВ.

1. Основные требования, предъявляемые к трубопроводам.

Основные требования, предъявляемые к трубопроводам теплосиловой установки, можно формулировать так:

1. Надежность конструкции, обеспечивающая бесперебойную работу установки, что достигается:

а) путем придания трубопроводам конфигурации, обеспечивающей возможность расширения труб при нагревании без появления чрезмерных реакций в фиксунктах и недопустимых напряжений в отдельных сечениях трубопровода;

¹ Piping Handbook by Walker and Croker, 1930 г.

² Trans. A. S. M. E., F. S., стр. 1931: „Load-Deflection Relations for Large Plain, Corrugated and Creased Pipe Bend“ by Cope and Wert.

³ Trans. A. S. M. E., 1932, APM, 54, 7.

⁴ „Изв. ЭИН“ Академии Наук, т. I, 1933 и т. II, 1934.

б) в паропроводах, кроме того, путем устройства надежного дренирования, т. е. отвода конденсата, скопляющегося в период прогрева и во время работы, во избежание гидравлических ударов, могущих вызвать поломку трубопровода.

2. Эксплуатационная гибкость, допускающая возможность быстрых переключений при выходе из строя отдельных механизмов или участков трубопроводов, наряду с наглядностью схемы и расположения отдельных запорных органов.

3. Доступность и удобство как для обслуживания, так и для смены и ремонта отдельных частей трубопроводов.

4. При выполнении требований п. 1 — 3 трубопроводы должны быть по возможности дешевы и экономичны в эксплуатации.

2. Стандарты давлений и проходов.

В 1924—1925 г. был разработан европейский стандарт:¹ „Ступени давления“. В основу построения норм было принято деление на три группы в зависимости от рода жидкости и температуры:

а) трубопроводы для воды с температурой до 100° С;

б) трубопроводы для газа и пара с температурой от 100 до 300° С;

с) трубопроводы для пара с температурой от 300 до 400° С.

Нормы разработаны так, что одна и та же труба может быть применена для канализации любой из указанных жидкостей, но при разных рабочих давлениях. Основным в нормах является так называемое „условное давление“. Труба, рассчитанная на какое-либо условное давление $p_{усл}$, может быть применена для канализации вышеупомянутых жидкостей при рабочем давлении $p_{раб}$, определяемом выражением:

$$p_{раб} = p_{усл} \epsilon.$$

Коэффициент ϵ принят:

для воды с температурой $t < 100^\circ \text{C}$

$$\epsilon = 1;$$

для газа и пара с $t = 100 \div 300^\circ \text{C}$

$$\epsilon = 0,8;$$

для пара с $t = 300 \div 400^\circ \text{C}$

$$\epsilon = 0,64.$$

Ступени давлений были положены в основу построения стандартов почти всеми европейскими странами, а также и при разработке русского стандарта ОСТ 739. Последний незначительно отклоняется от общеевропейского стандарта.

Русский стандарт ступеней давления приведен в приложении (см. табл. III).

В таблице стандартных давлений наряду с указанием рабочих и условных давлений указывается также пробное давление. Последнее при условных давлениях до 2,5 *ати* принято двукратное, при более высоких давлениях оно постепенно понижается до 1,25 $p_{усл}$.

¹ Коллективная работа Комитетов по стандартизации Германии, Швейцарии, Бельгии, Голландии и Австрии.

Вакуумные трубопроводы испытываются гидравлически давлением 2 *ати*.

При гидравлических испытаниях применяется холодная вода.

Кроме давлений стандартизованы диаметры труб. По русскому стандарту ОСТ 740 намечен всего 31 размер труб диаметром проходов от 3 до 1200 *мм*.

На основе ОСТ 740 разработаны стандарты ОСТ 5095—5100 для стальных труб. В этих стандартах указаны основные размеры труб. Выдержки из ОСТ 5095—5100 приведены в приложении II.

ОСТ 5098 охватывает цельнотянутые трубы.

ОСТ 5099 дает размеры сварных внахлестку труб. Сварные трубы по ОСТ 5099 допускаются для условных давлений до 32 *ати*.

ОСТ 5100 охватывает трубы больших диаметров (350—1400 *мм*), сваренные водяным газом.

Отметим, между прочим, что американский стандарт (см. табл. XV приложения) допускает применение сварных внахлестку труб для рабочих давлений перегретого пара (до 400° С) до 28 *ати*.

Для паропроводов теплосиловых установок повышенного и высокого давления применяются обычно цельнотянутые трубы литой стали, рыночная длина труб 5—7 *м*.

Для паропроводов с давлением от 5 до 15 *ат* применяют железные цельнотянутые или сварные трубы. Характеристика материалов, рекомендуемые для изготовления труб немецкими и американскими стандартами, приведена ниже (см. раздел 8 главы I).

При определении толщины стенок труб обычно пользуются формулой:

$$t = \frac{pd_1}{2R_s}$$

где

t — толщина стенки в сантиметрах;

p — условное давление в *ати*;

d_1 — внутренний диаметр в сантиметрах;

R_s — допускаемое напряжение на разрыв в *кг/см²*.

В нормах DIN при определении толщины стенки R_s взято с 4,5-кратным коэффициентом безопасности. Например, по DIN 1629 рекомендуется углеродистая сталь марки St 35-29, имеющая временное сопротивление от 35 до 45 *кг/мм²*, за расчетное в нормах принято 36 *кг/мм²* и допускаемое напряжение на разрыв $R_s = 800$ *кг/см²*, что соответствует $n = 4,5$. Толщина стенки найдена по выражению:

$$t = \frac{pd_1}{2R_s \varphi} + C, \quad (1)$$

где $C = 0,1$ — прибавка на неточности изготовления и протравления, а φ — отношение прочности сварного шва к прочности целой стенки. При цельнотянутых трубах $\varphi = 1$, при сварных внахлестку $\varphi = 0,7$. ОСТ 5098 (см. табл. XI приложения) дает размеры труб, совпадающие с DIN 1629, временное сопротивление материала по ОСТ рекомендуется 36—45 *кг/мм²*, т. е. коэффициент безопасности по ОСТ принят примерно такой же, как в нормах DIN.

Нормы DIN 1629 разработаны для температур до 400° С. При температурах от 400 до 450° С, если применяется обычная углеродистая сталь,

по нормам DIN 1929 г. (2401) рекомендуется пользоваться нормами DIN 1629, но увеличивать степень давления на 25%; для температур же от 450 до 500° С степень давления еще раз увеличивается на 25%.

О допускаемых напряжениях при высоких температурах см. раздел 2 главы VIII.

При толстостенных трубах, применяемых при высоких давлениях, напряжения на разрыв от внутреннего давления достигают наибольших значений на внутренней стенке трубы, несколько снижаясь к наружной поверхности. Для таких труб плавильнее пользоваться формулой Баха:

$$R_s = p \left(\frac{1,3d_2^2 + 0,4d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \right), \quad (2)$$

где d_2 и d_1 — наружный и внутренний диаметры трубы.

Формула Баха выведена для труб с закрытыми концами¹, с принятием коэффициента Пуассона $\mu = 0,3$.

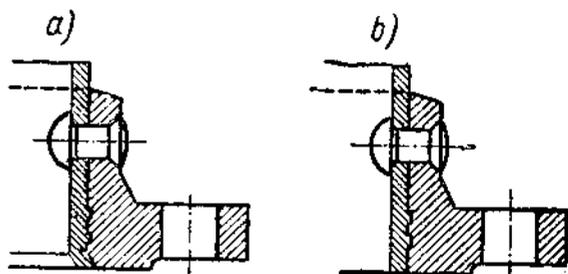
3. Соединения труб.

Трубы обычно соединяются между собой посредством фланцевых соединений. Фланцы изготовляются кованные из литой стали или из стального литья.

Комитетом по стандартизации СТО утверждены стандартные размеры фланцев для условных проходов

от 10 до 500 мм и для условных давлений от 3,5 до 100 атм. Фланцы рекомендуются двух типов: 1) конструкция с плоским стыком (фиг. 1) для условных давлений до 25 кг/см² и 2) конструкция с выточкой для закладки уплотнительного кольца (фиг. 2) для $p_{усл} > 25$ кг/см². Последний тип менее удобен, так как при разборке требует раздвигания трубопровода.

Соединения труб с фланцами выполняются следующими основными способами: 1) посадка на резьбе — при диаметрах до 150 мм, 2) путем сварки — при низких

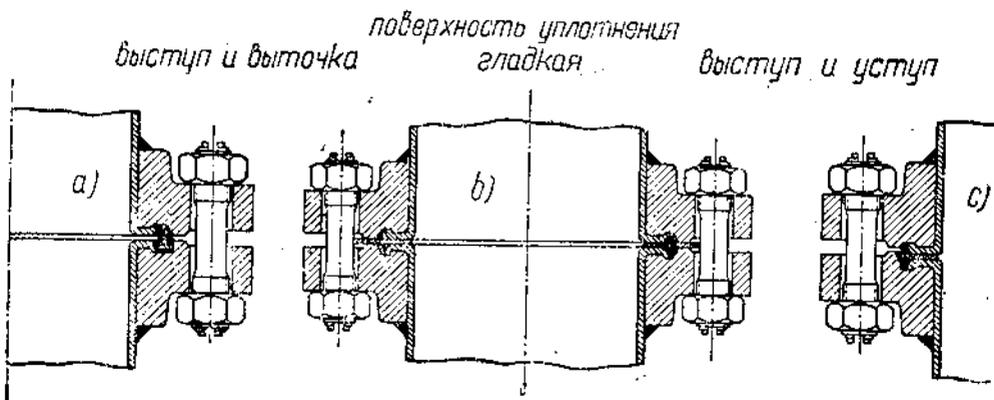


Фиг. 3. Типы соединений труб с фланцами путем развальцовки с однорядными закладками.

¹ У американцев эта формула известна под названием формулы Clavarino.

давлениях при всех диаметрах (по DIN до 500 мм и $p_{исл}$ до 10 ат): 3) путем развальцовки, 4) путем отбортовки.

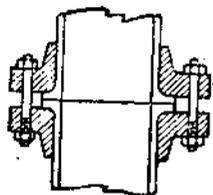
При повышенных давлениях применяют развальцовку с постановкой, кроме того, заклепок: при средних диаметрах в один ряд (фиг. 3), а при больших — в два ряда, так как при наличии только одной развальцовки возможен срыв трубы с фланца.



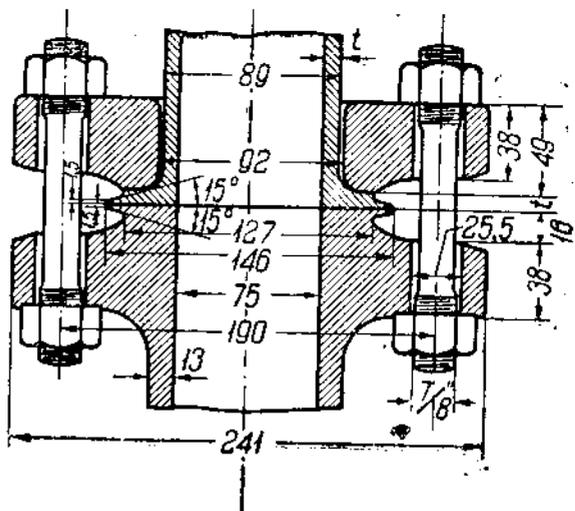
Фиг. 4. Отбортовка труб с заваркой по способу Зейферта. Поверхность уплотнения а — выступ и выточка, б — гладкая, с — выступ и уступ.

Лучший способ — отбортовка труб. На фиг. 4 показаны соединения труб с тремя типами фланцев путем отбортовки и заварки электрической сваркой по способу Зейферта.

Отбортовка широко распространена и в Америке. Так называемые соединения типа Van Stone (фиг. 5а) выполняются путем отбортовки (без заварки); применяются для давлений до 70 ат (100 lb) ¹.



Фиг. 5а. Соединения типа Van Stone.

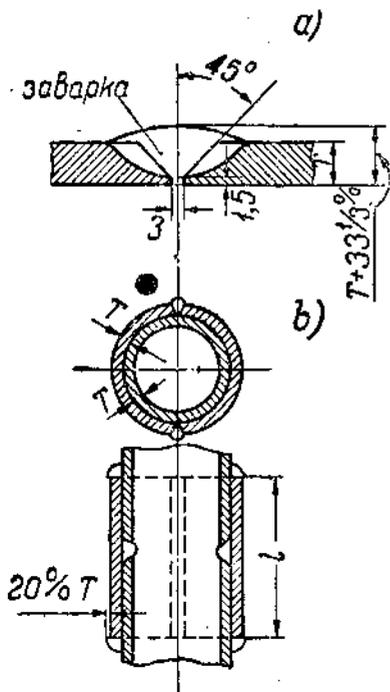


Фиг. 5б. Соединения труб с фланцами по типу Sargol.

При высоких давлениях американцы с успехом применяют соединение типа Sargol (фиг. 5б); непроницаемость соединения обеспечивается завар-

¹ Harding, Steam Power Plant Engineering, 1932.

кой на небольшую глубину. На фиг. 5б указано присоединение трубы к тройнику. Заварка является слабым местом соединения, так как при разборке требует разрезания. В соединении Sargol все усилия воспринимаются стяжными болтами.

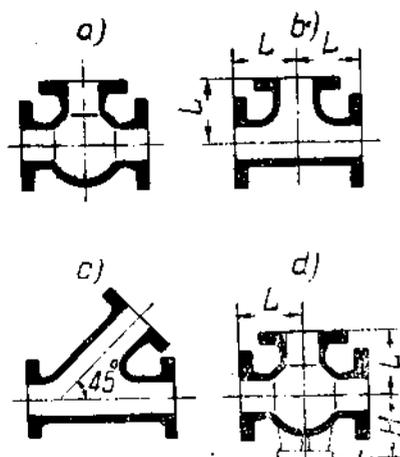


Фиг. 6. Способы сварки труб: *a* — встык, *b* — с накладками.

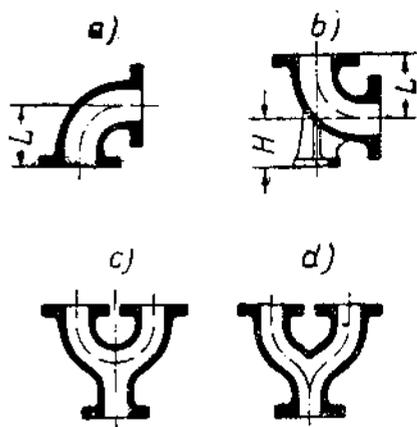
При невысоких давлениях — до 14 ат (200 lb) в Америке распространены сварные соединения труб: автогенной сваркой или электрической. При более высоких давлениях сварные соединения американцами применяются при небольших диаметрах. На фиг. 6, *a* показано соединение встык для небольших диаметров, так как оно слабо сопротивляется изгибу, а на фиг. 6, *b* — соединение с накладками, более жесткое, но и более прочное. Сварные соединения дешевле фланцевых.

Плотность фланцевого соединения достигается с помощью эластичных прокладок. Для высоких температур употребителен клингерит (композиция асбеста), покрываемый перед постановкой слоем графита.

Американцы, кроме клингерита, применяют при температурах свыше 150° С прокладки из волнистой мягкой стали и монель-металла, а также кольца мягкой стали; при температурах до 150° С — из волнистой красной меди; при температурах до 100° С и давлениях до 10 ат (вода, воздух) — красную резину.



Фиг. 7. Типы тройников стального литья: *a* — шаровой, *b* — цилиндрический сварной, *c* — с косым патрубком, *d* — с приливом для присоединения к мертвой точке.



Фиг. 8. Типы угольников (*a*, *b*) и штабров (*c*, *d*).

Болты для стяжки фланцев точатся без головок и похожи на шпильки (фиг. 4). Материал для болтов применяется особо высокого качества (см. раздел 10 главы I).¹

Число болтов во фланцах по ОСТ и DIN²кратно четырем.

4. Арматура.

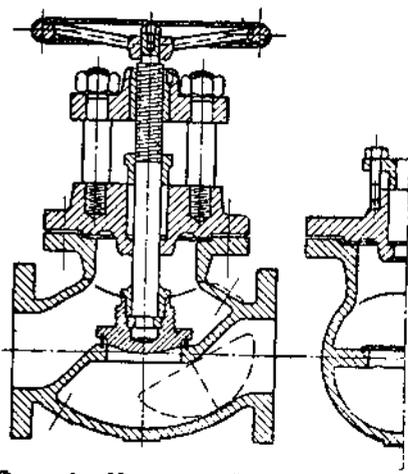
а) **Фасонные части.** Наиболее часто применяются тройники, резе угольники и штаны (вилки).

Тройники встречаются главным образом трех типов: шаровые (фиг. 7, а), цилиндрические (фиг. 7, б) и с косыми патрубками (фиг. 7, с).

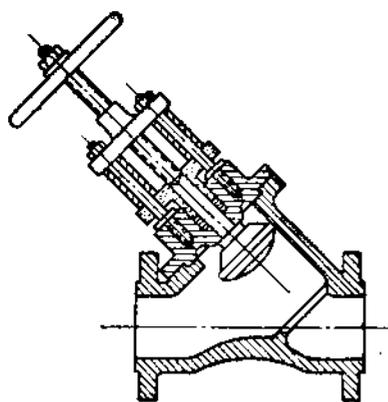
Шаровая форма предпочтительнее с технологической точки зрения, так как в большей степени обеспечивает хорошую отливку, без раковин; кроме того, шаровая форма удобна для присоединения дренажных труб. Недостаток шаровой формы: большее, чем в цилиндрической, падение давления.

Вместо тройников иногда применяются штаны (фиг. 8, с, d).

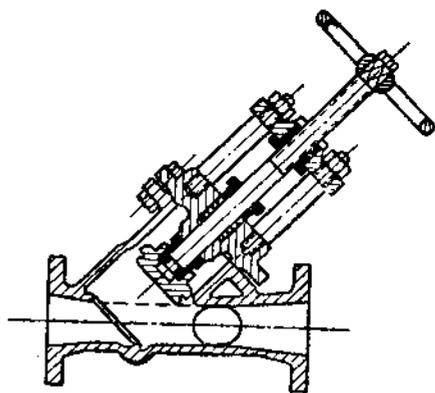
Угольники (фиг. 8, а и б) редко применяют в современных трубопроводах, заменяя их изгибами труб по радиусу 4—6 диаметров.



Фиг. 9. Нормальный вентиль для условных давлений до 25 ат.



Фиг. 10а. Вентиль Ковва.



Фиг. 10б. Вентиль Amag-Hilpert (Nürnberg).

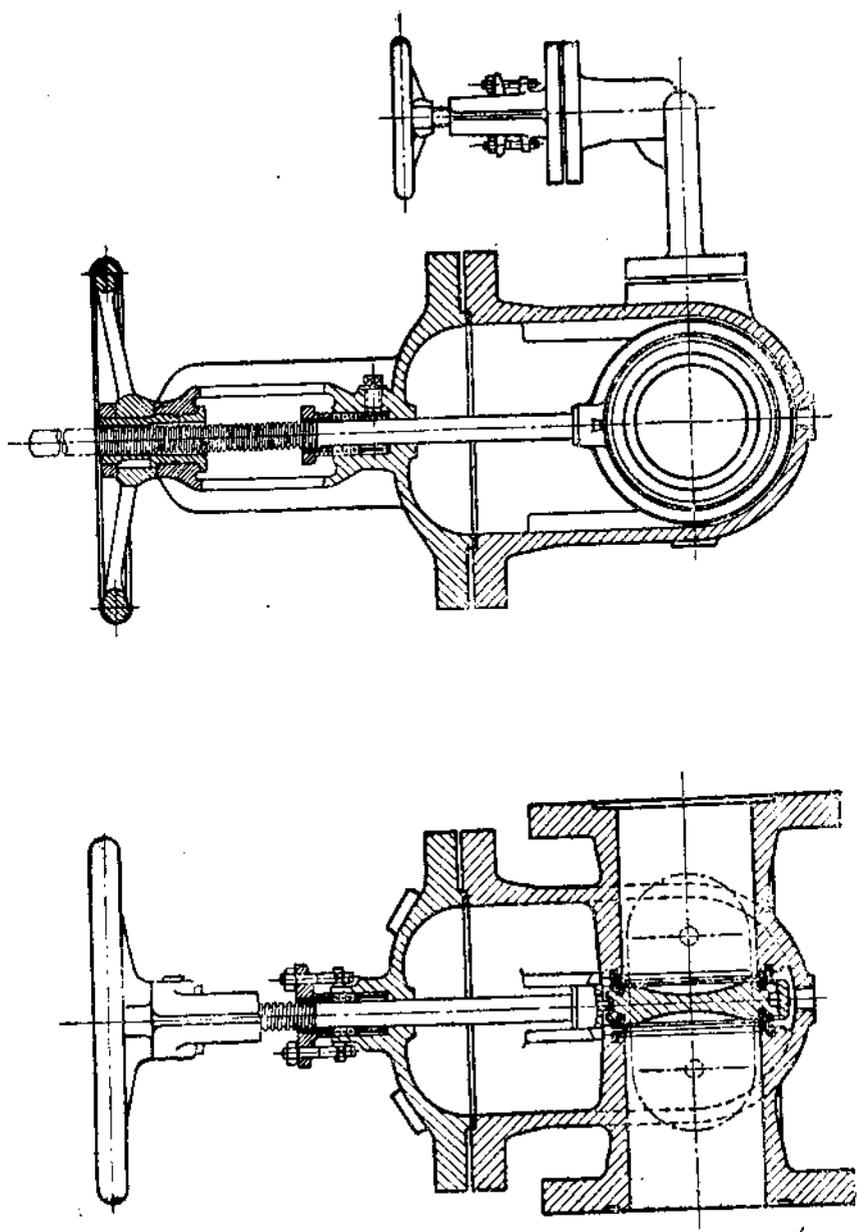
Тройники и угольники применяются также с приливами (фиг. 7, d и 8, b) для присоединения к конструкциям, образующим мертвые точки.

Размер L в тройниках и угольниках обычно равняется:

при $p_{усл} = \text{до } 40 \text{ ат}$

$$L = d + 100 \text{ мм};$$

¹ Дополнительные данные о применяемых материалах см. статью Эрлиха в Сборнике Н. Т. С. „Котлогурбины“, № 2, 1933 г.



Фиг. 11. Полнопроходная задвижка Зейфферта для перегретого пара самоуплотняющегося типа на условное давление до 64 атм.

при $p_{усл} = 64 \div 100 \text{ ат}$

$$L = d + 125 \text{ мм при } d \leq 150 \text{ мм}$$

и

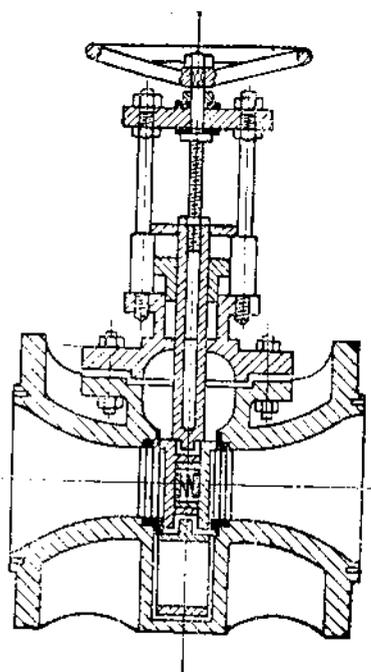
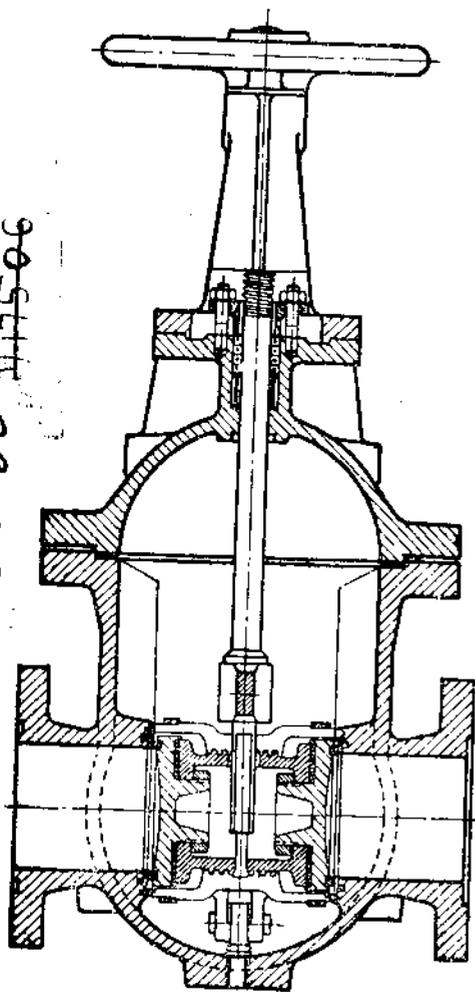
$$L = d + 150 \text{ мм при } d \text{ до } 500 \text{ мм,}$$

где d — условный диаметр.

б) Запорные органы. В качестве запорных органов применяются клапанные вентили и задвижки.

На фиг. 9 изображен нормальный вентиль для условного давления до 25 ат. Вообще же клапана стального литья выполняются и для более высоких давлений. Фирма Зейферт строит клапанные вентили для диаметров до 200 мм и рабочих давлений до 100 ат.

Недостаток нормальных вентилях в том, что рабочее тело при проходе меняет два раза направление движения, вследствие чего получается большая потеря давления. Более выгодны в отношении потерь давления косые вентили Koswa, Amag и др. На фиг. 10а изображен вентиль Koswa, потери давления в нем составляют около 15% от потери в нормальном вентиле. Еще более выгоден вентиль Amag - Hilpert, изображенный на фиг. 10б.



Фиг. 12. Задвижка Зейферта для перегретого пара с механическим уплотнением в обе стороны на условное давление до 64 ат.

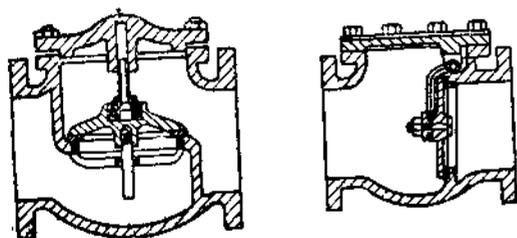
Фиг. 13. Непроходящая задвижка Зейферта.

1282096
90544

Вентили нормально ставят так, чтобы пар или вода поступали под клапан. При такой установке возможно произвести смену сальника под давлением.

В современных установках чаще применяются задвижки. Последние выполняются полнопроходные и с суженным сечением.

Фиг. 11 изображает полнопроходную параллельную задвижку для перегретого пара ф. Зейферт на условное давление до 64 ат так называемого самоуплотняющегося



Фиг. 14. Типы обратных клапанов.

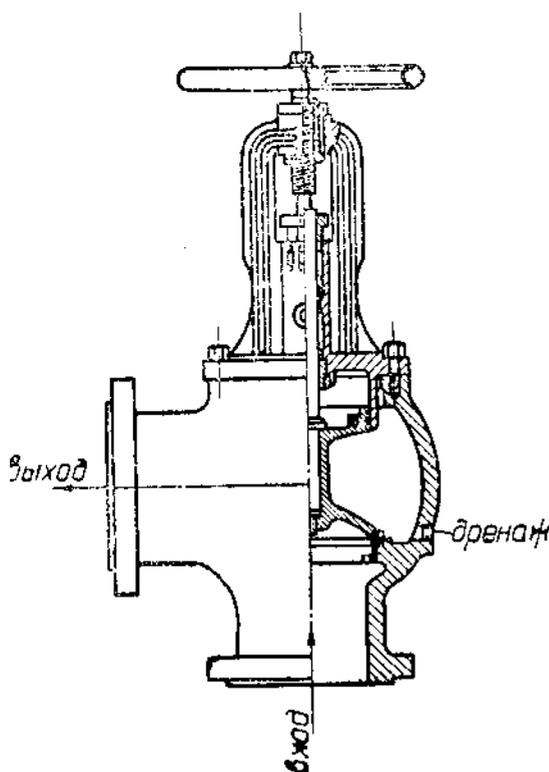
типа. При закрытой задвижке уплотнение достигается под давлением пара, но только одностороннее, независимо от того, откуда действует давление.

Фиг. 12 изображает задвижку для перегретого пара той же фирмы, но с уплотнением в обе стороны чисто механическим путем.

Иллюстрированные способы уплотнения применяются в конструкциях задвижек и других фирм (например системы Фишбах, ф. Шеффер-Буденберг и др.).

В некоторых конструкциях задвижек вместо параллельных запорных пластин применяется клин; ремонт клиновых задвижек сложнее, так как требуется не только шлифовка пластин, как в параллельных задвижках, но надо еще придать клину определенный угол.

На фиг. 13 изображена задвижка по типу Ферранти с суживающимся проходом для пара. В нижней части корпуса задвижки имеется особый карман, в котором помещается кольцо, связанное с запорными пластинками. При открытой задвижке кольцо становится на место запорных пластин, образуя продолжение трубы, вследствие чего избегаются



Фиг. 15. Стопорный клапан.

вихри. Ремонт таких задвижек проще по причине меньших размеров запорных пластин. Задвижки типа фиг. 13 предполагаются к изготовлению в СССР. Задвижки более громоздки и дороже вентилей, но зато они вызывают меньшие потери давления. Задвижка Ферранти по потере давле-

ния занимает среднее место между клапанами и полнопроходными задвижками.

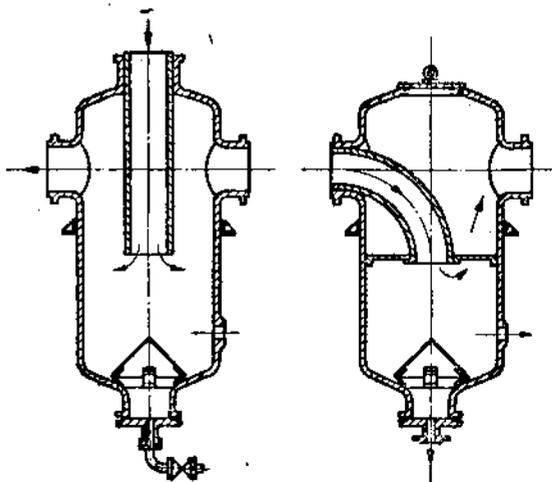
Во избежание нежелательного обратного тока жидкости устанавливаются обратные клапаны. Типы таких клапанов показаны на фиг. 14.

На фиг. 15 изображен стопорный возвратный клапан, не допускающий обратного тока.

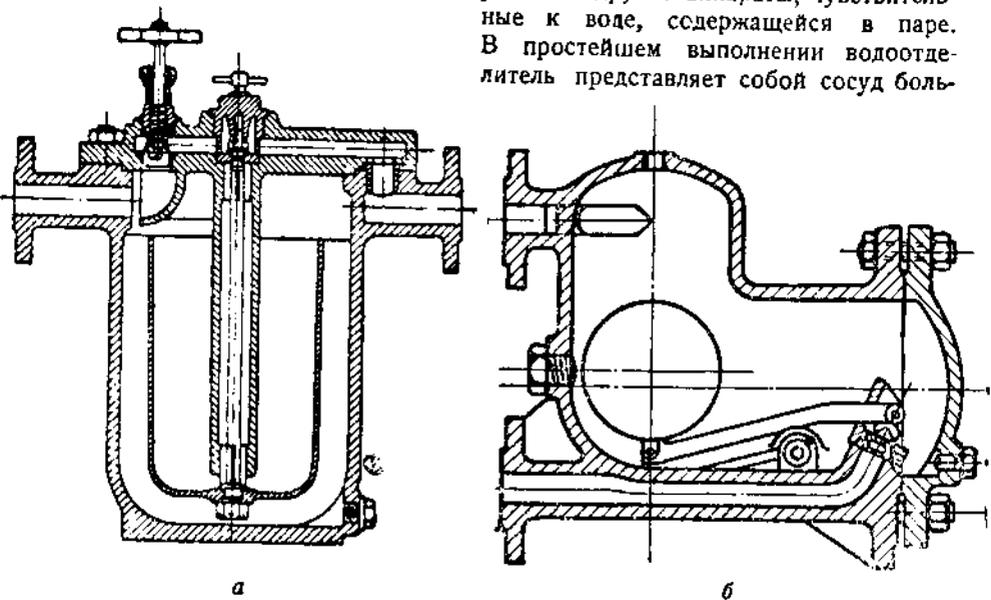
В виду того, что открывание задвижек вручную при больших диаметрах затруднительно, применяют моторные приводы.

Для облегчения открывания вентилей и задвижек устраиваются обходные линии небольшого диаметра (фиг. 11) с запорными вентилями. Эти линии используются также для впуска пара в период прогрева паропровода.

в) **Водоотделители.** Водоотделители применяются для отделения от пара влаги, могущей в нем оказаться, перед впуском его в турбины во избежание поломки лопаток вследствие гидравлических ударов и в другие аппараты, чувствительные к воде, содержащейся в паре. В простейшем выполнении водоотделитель представляет собой сосуд боль-



Фиг. 16. Типы водоотделителей.



Фиг. 17. Типы конденсационных горшков.

шого объема; сепарация происходит вследствие резкого снижения скорости пара. Такого рода водоотделители вызвали бы очень большую потерю да-

вления и были бы очень громоздки. В современных конструкциях вода отделяется механически путем изменения направления движения пара с одновременным уменьшением скорости. На фиг. 16 изображены два типа таких водоотделителей.

Водоотделители изготавливаются для умеренных давлений сварными из железа, при более высоких давлениях — стальными, цельноковаными.

Для размеров водоотделителей Друин дает эмпирическое правило: объем равен от 0,1 до 0,4 л на 1 квт мощности турбин, причем большая цифра относится к малым мощностям. Отсюда получается приблизительная емкость от 20 до 80 л на 1 т пара.

Кроме специальных конструкций, для отделения воды от пара используются, в менее ответственных местах, при невысоких давлениях, устройства типов, приведенных на фиг. 23, *e*, *f* (см. дальше).

Для отвода отделившейся от пара воды служат конденсационные горшки. Типы горшков приведены на фиг. 17. Конструкция фиг. 17, *a* применима при умеренных давлениях, горшок (фиг. 17, *b*) фирмы Klein, Schanzler, Becker применяется и при высоких давлениях.

Компенсаторы — см следующую главу.

5. Определение диаметра паропровода.

Сечения паропроводов при коротких участках и известных часовых расходах пара можно определить, задаваясь скоростью протекания пара. Обозначим:

G_0 — вес протекающего пара в кг/сек;

γ — удельный вес пара в кг/м³;

v — скорость в м/сек;

$F_0 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ — площадь сечения трубы, где d_1 — внутренний диаметр в метрах.

Очевидно,

$$G_0 = \frac{\pi d_1^4}{4} v \gamma,$$

откуда

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{1,27 G_0}{v \gamma}}.$$

Удельный вес перегретого пара определяют по формуле Линде-Тумлирца:

$$\gamma = \frac{10000}{\frac{47,1 T}{p} - 160} \text{ кг/м}^3,$$

где $T = 273 + t_1$ — абсолютная температура пара, p — давление в ата.

Если расход пара G выражен в кг/час, то

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{G_{[\text{кг/час}]}}{2830 v \gamma}}. \quad (3)$$

Найденный диаметр округляется до стандартного размера.

При длинных паропроводах, задаваясь скоростью, с помощью уравнения (3) предварительно определяют подходящий стандартный диаметр, а затем подсчитывают потерю давления при принятом диаметре. Допускаемая потеря давления определяется разностью давлений пара в котле и у турбины и обычно не превосходит 10% от величины давления в котле.

Падение давления, как известно, зависит от характера движения жидкости. В паропроводах приходится считаться исключительно с турбулентным движением, так как критические скорости, при которых происходит переход от ламинарного движения к турбулентному, при течении пара очень низки по сравнению с употребительными в практике. При течении пара критическая скорость наступает, когда число Рейнольдса Re достигает значения около 2000, и определяется выражением:

$$v_{кр} = \frac{Re \nu}{d_1} = \frac{2000\nu}{d_1},$$

где ν — вязкость пара в $m^2/сек.$

Ниже приводятся несколько значений критических скоростей для разных диаметров паропровода.

Диаметр <i>мм</i>	Давление <i>ата</i>	Температура $^{\circ}C$	Крит. скорость <i>м/сек</i>
500	8	300	0,029
500	0,2	60	0,338
25	8	300	0,57
25	0,2	60	6,76

Употребительные скорости измеряются десятками метров в секунду.

Для турбулентного движения жидкостей гидравлика дает выражение падения давления в следующем виде:

$$\Delta P = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2, \quad (4)$$

где

λ — коэффициент трения;

l — длина трубопровода в метрах;

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2.$

Коэффициент λ , вообще говоря, является функцией числа Рейнольдса. По опытам Шпейера

$$\lambda = \frac{0,08186}{d_1^{0,132} Re^{0,148}}, \quad (5)$$

причем

$$Re = \frac{d_1 v}{\nu} \quad \text{и} \quad \nu = \frac{\eta g}{\gamma}.$$

Здесь η — вязкость в $кг.сек/м^2.$

Значения вязкости пара η определены Шпейером только для давлений до 10 ат и 350 $^{\circ}C$. Величины эти приводятся в табл. I приложения. При более высоких давлениях приведенные формулы не применяются, и подсчет потери давления ведется по формуле Фишера:

$$\Delta p = \beta \frac{l}{d_1} v^2 \gamma. \quad (6)$$

Коэффициент β имеет значения:

по опытам Эберле

$$\beta = 10,5 \cdot 10^{-8}; \quad (7a)$$

по опытам Фриче

$$\beta = \frac{9,4}{10^8 (\nu \gamma)^{0,148} d_1^{0,132}}. \quad (7b)$$

ТАБЛИЦА 1

$$\frac{d^{0,027}}{d_1} \frac{1}{C^{0,148}}$$

Значения величины 4590

Расход пара кг/час	У с л о в н ы й д и а м е т р м м														
	30	40	50	60	80	100	125	150	200	250	300	350	400	500	600
100	2103	2120	2132	2143	2160	2172	—	1722	1731	1745	—	—	—	—	—
500	1637	1670	1680	1689	1702	1712	1722	1731	1745	1754	1584	—	—	—	—
1000	1496	1508	1517	1524	1536	1545	1554	1562	1574	1488	1492	1505	—	—	—
1500	1409	1420	1428	1435	1446	1455	1464	1471	1483	1430	1437	1443	—	—	—
2000	1350	1330	1369	1376	1386	1394	1403	1410	1421	1375	1389	1396	1401	—	—
2500	—	1317	1328	1331	1342	1349	1358	1364	1375	1322	1331	1337	1345	1314	—
3250	—	1267	1274	1280	1280	1298	1305	1312	1322	1282	1290	1297	1306	1272	—
4000	—	—	1235	1241	1251	1258	1266	1272	1282	1241	1248	1255	1264	1223	—
5000	—	—	1195	1201	1211	1218	1225	1231	1241	1194	1200	1207	1216	1186	—
6500	—	—	—	1154	1164	1171	1178	1184	1194	1158	1165	1170	1171	1148	—
8000	—	—	—	1121	1130	1136	1143	1149	1158	1120	1127	1132	1137	1117	—
10000	—	—	—	—	1093	1106	1108	1111	1120	1097	1097	1102	1107	1079	—
12000	—	—	—	—	1064	1076	1082	1082	1090	1061	1066	1071	1074	1041	—
15000	—	—	—	—	—	1035	1041	1047	1055	1017	1021	1026	1030	1007	—
20000	—	—	—	—	—	998	1003	1008	1011	984	989	993	996	969	—
25000	—	—	—	—	—	965	970	976	978	946	951	955	958	935	—
32500	—	—	—	—	—	926	933	938	941	912	918	922	926	904	—
40000	—	—	—	—	—	901	905	912	916	882	888	892	896	874	—
50000	—	—	—	—	—	871	876	882	882	854	858	862	865	840	—
65000	—	—	—	—	—	838	842	849	849	823	828	832	836	816	—
80000	—	—	—	—	—	813	817	823	823	801	801	805	809	787	—
100000	—	—	—	—	—	786	790	796	796	775	780	784	787	769	—
120000	—	—	—	—	—	765	769	775	775	755	755	758	761	740	—
150000	—	—	—	—	—	741	744	749	750	727	727	732	732	716	—
200000	—	—	—	—	—	710	713	718	719	699	699	703	708	688	—
250000	—	—	—	—	—	687	690	695	695	673	673	676	681	666	—
325000	—	—	—	—	—	660	664	669	669	647	647	651	659	644	—

Проф. Эберле вел опыты при скоростях пара от 7 до 74 м/сек в трубах с $d_1 = 70$ мм, при давлении насыщенного пара от 3 до 10 ат. Часть опытов была проведена при перегреве пара на 100 °С (сверх температуры насыщения). Поэтому при больших давлениях и диаметрах падение давления, вычисляемое при пользовании коэффициентом Эберле, не совпадает с опытом.

Если в выражение (7b) ввести $v\gamma$ из уравнения:

$$G = \frac{\pi d_1^2}{4} v\gamma \cdot 3600,$$

то оно примет вид:

$$\beta = 0,000\,000\,306 \frac{d_1^{0,027}}{G^{0,148}}. \quad (7c)$$

Опытами Гильома с паропроводами диаметром от 100 до 350 мм установлено, что коэффициент Фриче дает значения, преуменьшенные в 1,5 раза. Вводя соответствующую поправку, получим:

$$\beta = 4590 \frac{d_1^{0,027}}{G^{0,148}} \cdot 10^{-10}. \quad (7d)$$

В табл. 1 приведены значения величины $4590 \frac{d_1^{0,027}}{G^{0,148}}$; значениями табл. 1 можно пользоваться при конкретных расчетах.¹

В выражения (4) и (6) для определения полной потери давления вместо l надо вводить так называемую эквивалентную длину паропровода, которая равна действительной развернутой длине в метрах плюс эквивалентная длина для местных сопротивлений (вентили, задвижки, тройники и пр.).

Потери на местные сопротивления принимают изменяющимися согласно зависимости:

$$\Delta P = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2,$$

где ξ — коэффициент сопротивления.

Приравнявая это выражение величине ΔP для прямой трубы, т. е. уравнению (4), получим:

$$\xi \frac{v^2}{2g} \gamma = \lambda \frac{l}{d_1} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

откуда найдем так называемую эквивалентную длину

$$l = \xi \frac{d_1}{\lambda}. \quad (8)$$

Зная коэффициент сопротивления ξ , легко найти соответствующую эквивалентную длину; коэффициент λ для низких давлений можно найти по формуле Шпейера и другим, ей подобным.

Коэффициент ξ можно выразить через β , если сопоставить формулы (4) и (6). Действительно,

$$\beta \frac{l}{d_1} v^2 \gamma \cdot 10000 = \lambda \frac{l}{d_1} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

Отсюда

$$\lambda = 2g \cdot 10000\beta \approx 200\,000 \beta.$$

¹ Табл. 1 и 2 заимствованы из справочника Шведлера, нем. изд. 1962.

ТАБЛИЦА 2

Эквивалентные длины местных сопротивлений в метрах.

Условный диаметр мм		50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Изгиб 90°, $R = 4d$		1	1,7	2,5	3,2	4	5	6	7	8	9
Изгиб 90°, $R = 3d$		1,5	2,5	4	5	6	7,5	9	11	12,5	14
Колено литое		3,2	7,5	12,5	18	24	30	38	44	50	55
Колено сварное		7,5	17,5	29	42	56	70	87	102	115	137
Ли́ра гладкая. вылет 12d, строит. длина 12d		4	9,5	14,5	20	27	33	41	48	54	64
Ли́ра со складками ¹		5	12	18,5	26	34	42	52	61	69	82
Изгиб со складками $R = 4d$		1,7	2,8	4,2	5,5	6,5	8,5	10	12	13,5	15
Изгиб со складками $R = 3d$		2,4	4	6,5	8	9,5	12	14,5	17,5	20	23
Тройник		3,6	5,5	8	10,3	15,5	21	26	32	36	43
Тройник		4,5	7	9,5	14	19	25	31	38	43	51
Тройник		5	11,5	17,5	26	36	47	65	74	84	100
Тройник		4,5	9	14,5	20	26	34	41	47	54	63
Нормальный вентиль		13	31	50	73	100	130	160	200	230	270
Угловой вентиль		10	20	32	45	61	77	95	115	130	150
Вентиль Косва		2,1	5	8,5	12	16	20	25	30	38	39
Обратный клапан		3,2	7,5	12,5	18	24	30	38	44	50	59
Параллельная задвижка		0,8	1,5	2	3	4	5	6,5	7,5	8,5	10

¹ При волнистой трубе вдвое больше.

Определенное таким путем значение λ и следует вводить в формулу (8) при более высоких давлениях.

Значения ξ по Девеке и Ритшелю:

Нормальный вентиль	$\xi = 7$	Тройник-ответвление	$\xi = 1,5$
Козва-вентиль	$\xi = 1$	Тройник-ответвление при за-	
Параллельная задвижка	$\xi = 0,5 \div 1$	крытом проходе	$\xi = 3$
Колено	$\xi = 1 \div 2$	Небольшие водоотделители	$\xi = 7$
Тройник-проход	$\xi = 1$	Штаны или вилка	$\xi = 1,5$

В табл. 2 приведены значения эквивалентных длин по Шведлеру.

По опытам Баха с лирообразными компенсаторами небольших диаметров (55 и 100 мм) эквивалентная длина гладкой лиры равна полуторной развернутой длине, складчатой—в $2\frac{1}{4}$ раза и волнистой—в 4 раза больше развернутой длины.

Дуги с радиусом закругления свыше $5d$ никаких добавочных сопротивлений не вызывают.

Допускаемые скорости:

при паре насыщенном $v = 30 \div 50$ м/сек;

при паре перегретом $v = 50 \div 75$ м/сек.

Большие цифры допускаются на прямых участках, на криволинейных цифры принимают меньшие значения.

В некоторых американских установках допущены значительно большие скорости. Так, в установке¹ Chicago District Electric Generating скорость пара в 10" магистрали доведена до 175 м/сек. В эксплуатации обнаружился сильный износ частей клапанов и поломка выступающих частей (штуцеров термометров). В некоторых других американских установках, где скорость доведена до 100—110 м/сек, наблюдались поломки из-за вибрации трубопроводов вследствие больших скоростей.

6. Определение падения температуры и изоляция.

Потеря тепла 1 пог. м изолированного паропровода определяется по уравнению:

$$\Delta q = \frac{\pi(t_n - t_a)}{\frac{1}{K_1}} \text{ кал/м час}^{\circ}$$

где

t_n — температура пара в °С;

t_a — температура окружающего воздуха в °С;

K_1 — коэффициент теплового сопротивления, причем

$$\frac{1}{K_1} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}$$

В последнем выражении:

α_1 — коэффициент теплопередачи от пара к стенке трубы в кал/м² час °С;

α_2 — коэффициент теплопередачи от наружной поверхности изоляции к воздуху в кал/м² час °С;

¹ „NELA Publication“, № 217, май 1932.

d_1 и d_2 — соответственно внутренний и наружный диаметры трубы в метрах;

d_3 — наружный диаметр изоляции в метрах;

λ_m и λ_u — коэффициенты теплопроводности металла трубы и изоляции соответственно в $\text{кал/м час } ^\circ\text{C}$.

Коэффициент α_1 при паре насыщенном доходит до 10 000, при паре перегретом — от 150 до 300.

Коэффициент α_2 по опытам Гильома:

при температуре пара до 200°C $\alpha_2 \approx 6 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$

" " " " 300°C $\alpha_2 \approx 7 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$

" " " " 400°C $\alpha_2 \approx 8 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$

При железных и стальных трубах $\lambda_m = 25 \div 30$.

Значения коэффициента теплопроводности изоляции λ_u меняются от 0,03 до 0,15 (см. табл. 3).

Так как α_1 — велико, и при тонких трубопроводах $\ln \frac{d_2}{d_1} \approx 0$, то при подсчетах ограничиваются приближенным значением K_1 ; принимают:

$$\frac{1}{K_1} \approx \frac{1}{2\lambda_u} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$$

С еще более грубым приближением, пренебрегая последним членом в выражении для $\frac{1}{K_1}$, можно потери на 1 лог. м определить по уравнению:

$$\Delta q \approx \frac{2\pi(t_n - t_s)\lambda_u}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \text{ кал/м час.}$$

Коэффициент теплопроводности изоляции растет с температурой. В табл. 3 приведены значения λ_u для разных изоляционных материалов.

ТАБЛИЦА 3
Характеристика изоляционных материалов.

Род материала	Удельный вес кг/м ³	Температура в $^\circ\text{C}$					
		0	100	200	300	400	500
Асбест	570—700	0,13	0,167	0,180	0,185	0,192	0,200
Кизельгур (чистая инфузорная земля)	250—300	0,052	0,066	0,074	0,078	—	—
Обожженный кизельгур в форме кирпичей	600	—	0,111	—	0,135	—	0,160
Скорлупы из ньюелля (85% MgCO ₃ и 15% асбеста)	298	—	0,066	0,072	—	—	—
Стекловолоконная вата	220	0,030	0,047	0,068	0,092	—	—
Пробковая мелочь ¹	160	0,031	0,048	0,055	—	—	—
Шелк	100	0,038	0,051	—	—	—	—
Торф	180	0,055 ²	—	—	—	—	—
Опилки	215	0,055	—	—	—	—	—

¹ Температуры выше 200°C не выдерживает.

² При 50°C .

Шмидтом¹ применена изоляция из алюминиевой фольги толщиной 0,03 мм, с воздушными прослойками от 5 до 10 мм. Верхний слой фольги имел толщину до 0,5 мм. Коэффициент λ_u определился в 0,03.

Определив потери тепла на 1 пог. м, не трудно найти падение температуры

$$\Delta t = \frac{q}{Gc_p}$$

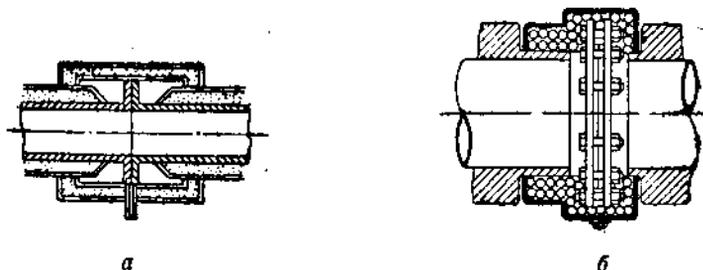
где

G — вес протекающего пара в кг/час,

c_p — его теплоемкость.

При подсчете потерь тепла фасонные части заменяют эквивалентными длинами; по Ритшелю и Камереру:

1 неизолированный фланец	3 м	изолированной	трубы
1 фланец, изолированный ко- жухом	0,5	"	"
1 неизолированный вентиль	5—7	"	"
1 изолированный вентиль	3	"	"
На подвески	10%	"	общей длины.



Фиг. 18. Способы изоляции фланцевых соединений.

Потери фланцами иногда учитывают, делая надбавку в 3—5% от общих потерь.

Вообще говоря, изолированный трубопровод теряет не больше 20% тепла, теряемого голым.

Для голых паропроводов по опытам Эберле коэффициент теплопередачи:

$$K = 7,2 + 0,44 \text{ для насыщенного пара,}$$

$$K = 7,8 + 0,36 \text{ для перегретого пара.}$$

При изолированных паропроводах коэффициент теплопередачи:

$$\text{при } t = 100 \div 200 \text{ }^\circ\text{C} \quad K \approx 2,3 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$$

$$\text{„ } t = 400 \text{ }^\circ\text{C} \quad K \approx 3,5 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Обычно падение температуры на 1 м длины 0,15—0,3 °C.

Употребительные толщины изоляции по Гербергу:

Температура пара 150 200 250 300 350 400 °C.

Толщина изоляции 30 40 50 60 70 80 мм.

Изоляция с толщиной свыше 60 мм применяется для трубопроводов с $d > 200$ мм.

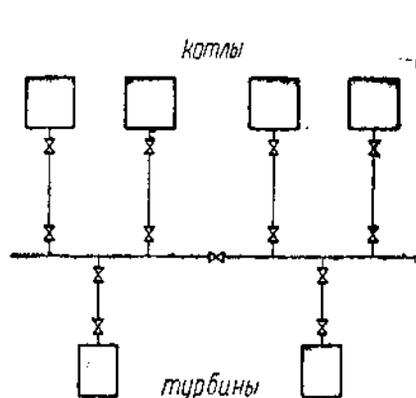
На фиг. 18 показаны способы изоляции фланцевого соединения.

¹ „Z. d. V. D. I.“, 1927, № 40.

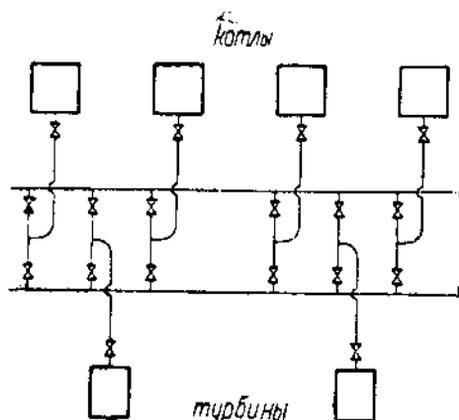
7. Схемы главных паропроводов

Главнейшее требование, предъявляемое к паропроводу, — надежность работы. Последняя в значительной степени зависит от принципиальной схемы, поэтому выбору схемы надлежит придавать соответствующее значение.

Наиболее слабым местом любого трубопровода являются фланцевые соединения. Значительная часть аварий с трубопроводами происходит из-за расстройств соединений. Поэтому чем меньше будет в паропроводе арматуры, тем надежнее он будет в работе. Исходя из этого, следует применять только самую необходимую арматуру, обеспечивающую в то же время достаточную эксплуатационную гибкость.



Фиг. 19. Схема обычного паропровода.



Фиг. 20. Схема двойного паропровода.

Ниже приводится разбор главнейших употребительных схем главных паропроводов:

а) **Обыкновенный паропровод** (фиг. 19). Это — наиболее простая и надежная схема. Главное преимущество ее — небольшое количество запорных органов, равное удвоенному количеству отводов плюс один или два разделительных на главной магистрали.

Рассматриваемая схема применяется в установках не очень большой мощности (до 5000 кВ в агрегате).

б) **Двойной паропровод** (фиг. 20). Он применяется в установках средней мощности (6000—12000 кВ в одном агрегате). Нормально работают обе магистрали; при авариях пар пропускается по одной магистрали с максимальной допустимой скоростью. Число запорных органов в этой схеме в 1,5—2 раза больше, чем в обыкновенном паропроводе, поэтому двойной паропровод примерно в 1,5 раза дороже обыкновенного, не обладая в то же время и повышенной надежностью. Некоторым преимуществом двойного паропровода является то, что запорные органы имеются только на отводах, т. е. они сравнительно небольшого диаметра.

в) **Кольцевой паропровод** (фиг. 21). Характерный признак кольцевого паропровода — наличие на главной магистрали запорных органов между каждыми двумя отводами. Преимуществом этого паропровода является возможность питания с обеих сторон, что имеет значение при авариях в одной части кольца. Главнейший недостаток его — наличие значительного количества запорных органов на главном кольце и притом большого диаметра,

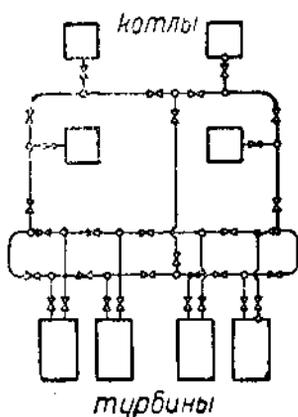
вследствие чего он является не более надежным, чем простой обычный паропровод, а по стоимости раза в 2—2,5 дороже.

Кольцевая схема широко применяется в Германии. У нас эта схема считается ненадежной и применения не находит.

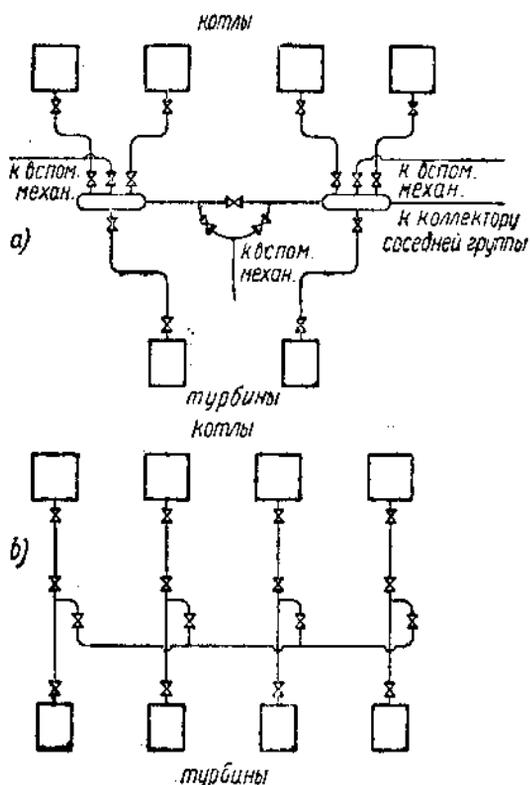
Рассмотренные схемы применимы для не очень крупных станций. В установках с мощными агрегатами выработка пара котлами и потребление его турбинами настолько велики, что при рассмотренных выше схемах получились бы слишком большие диаметры проходов. Поэтому на крупных станциях применяют схемы иного типа — секционные.

г) Секционные паропроводы (фиг. 22). Здесь рассматриваются только два типа подобных схем.

Фиг. 22, а изображает схему с коллекторами, каждый из которых объединяет группу из турбины и соответствующего количества котлов. Эта схема является мало удачной, так как



Фиг. 21. Схема кольцевого паропровода.



Фиг. 22. Схемы секционных паропроводов.

авария с любой задвижкой у коллектора выводит из строя целую группу. Авария же на перемычке, соединяющей коллектора между собой, может привести к остановке двух групп.

Очень гибкой и надежной схемой является изображенная на фиг. 22, б. Диаметры труб в этой схеме получаются минимальные, так как рассчитываются на пропуск пара от 1 до 2 котлов. Перемычка рассчитывается на расход пара одной турбины.

Авария в любой точке паропровода выводит из строя не больше одной рабочей единицы (котел или турбину). Некоторым минусом схемы является значительное количество запорных органов, но зато они небольшого диаметра.

Схема фиг. 22, б применена на ряде крупных станций СССР (1-я очередь

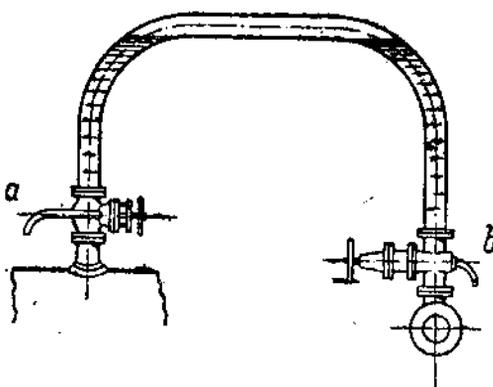
Казанской ТЭЦ, Дубровка и др.). Широкое распространение она начинает получать и в Германии.¹

При выборе схемы никогда не следует упускать из виду развитие паропровода при расширении станции. Схема должна допускать дальнейшее развитие при сохранении того же принципа соединений. С этой точки зрения все рассмотренные схемы являются удовлетворительными.

8. Дренажирование паропроводов

Для надежной работы паропровод должен устраиваться так, чтобы конденсат, могущий в нем появиться, вследствие конденсации пара (при пуске в ход) или каким бы то ни было другим путем отводился вполне надежно, не заставляясь в трубах. Для этой цели в некоторых точках вводятся водоотделители (перед впуском пара в турбину) или устраиваются специальные карманы, в которые собирается конденсат, а уже из последних он отводится наружу. Типы таких устройств см. на фиг. 23.

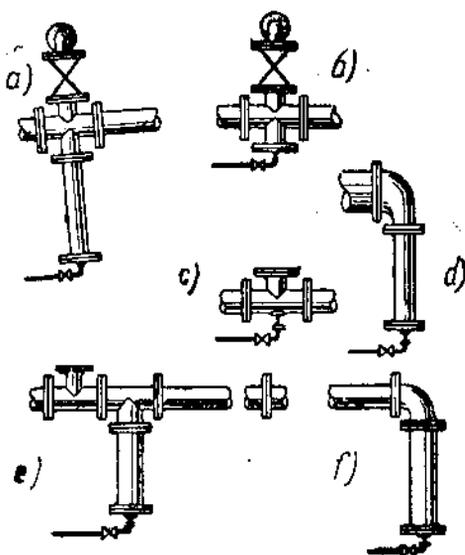
Для обеспечения стока конденсата к назначенным для дренажирования местам трубам даются уклоны в сторону течения пара порядка 3—5 мм на 1 м длины. Более подробно см. разделы 4—5 главы II.



Фиг. 24. Пример расположения спускных труб продувного дренажа.

котле для отвода конденсата из вертикальной ветви, присоединенной к котлу (на фиг. 24 спускные трубы *a* и *b*).

Во избежание усложнения устройства и эксплуатации паропроводов следует избегать соединений, подобных указанному на фиг. 24. Более



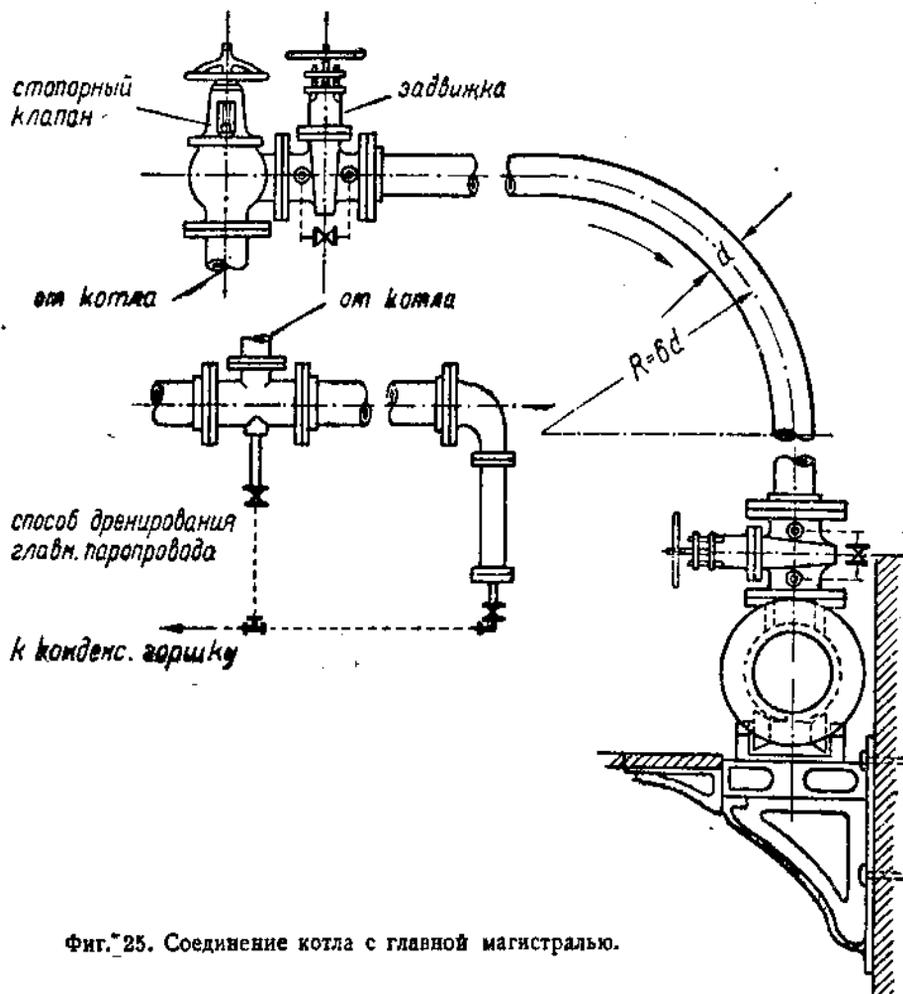
Фиг. 23. Способы дренажирования паропроводов.

Различают дренаж двоякого рода: так называемый открытый (продувка) и постоянный или под давлением. Открытый дренаж служит для спуска воды из холодного или не вполне прогретого участка паропровода перед присоединением его к работающей системе. Для этой цели служат спускные краны, установленные в надлежащих местах; спускные краны ставят, например, на вертикальных отводах от котлов к главной магистрали, перед запорными задвижками (фиг. 24), а также после стопорного клапана на

¹ „AEG Mittellangen“, январь 1931. Приложения, ст. Шульта.

рациональный способ присоединения к котлу представляет фиг. 25, где спускной кран сразу за стопорным клапаном отпадает, кран перед задвижкой у магистрали остается (на фиг. 25 не показан).

Таким же путем следует выполнять присоединения и к другим частям оборудования, избегая по возможности участков, где могут получиться водяные мешки.



Фиг. 25. Соединение котла с главной магистралью.

Через систему продувочного дренажа спускаемая вода направляется обычно в канализацию.

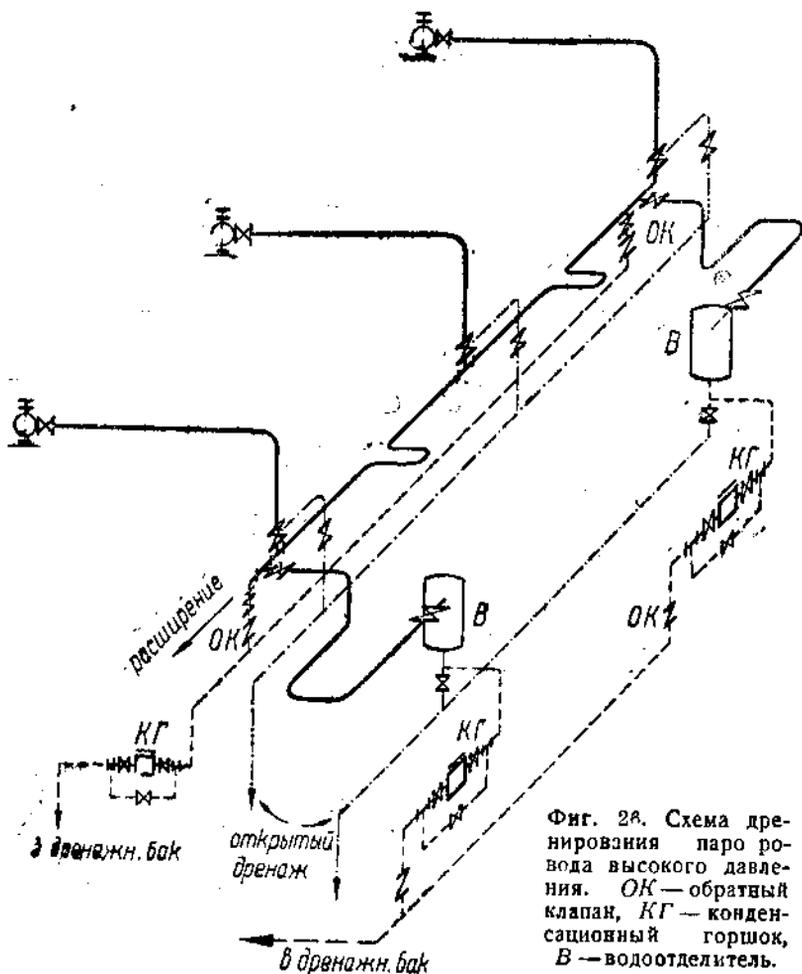
Постоянная система дренажа служит для отвода конденсата из паропроводов в рабочем состоянии и осуществляется путем отвода воды через конденсационные горшки; после горшков конденсат направляется в сборные баки, из которых поступает в общую систему питания.

На фиг. 26 дано схематическое изображение устройства дренажа для паропровода высокого давления; дренажные линии показаны пунктиром.

Фиг. 27 изображает метод дренажирования главной магистрали; из кармана конденсат может быть спущен либо в канализацию, либо через горшок в дренажную магистраль.

Пример выполнения системы дренирования под давлением без применения горшков дан на фиг. 28: конденсат из магистралей собирается в коллектор, снабженный воломерным стеклом. Такое устройство применяется для паропроводов, работающих под давлением, и для паропроводов вакуумных.

Если паропровод — под давлением, то опорожнение сборника *D* производится путем открытия клапана *B*. Если же паропровод — вакуумный, то сперва закрывают клапан *C*, затем открывают клапан *B* и далее сообщают трубу *A* с атмосферой или с пространством более высокого давления.



Фиг. 28. Схема дренирования паропровода высокого давления. ОК — обратный клапан, КГ — конденсационный горшок, В — водоотделитель.

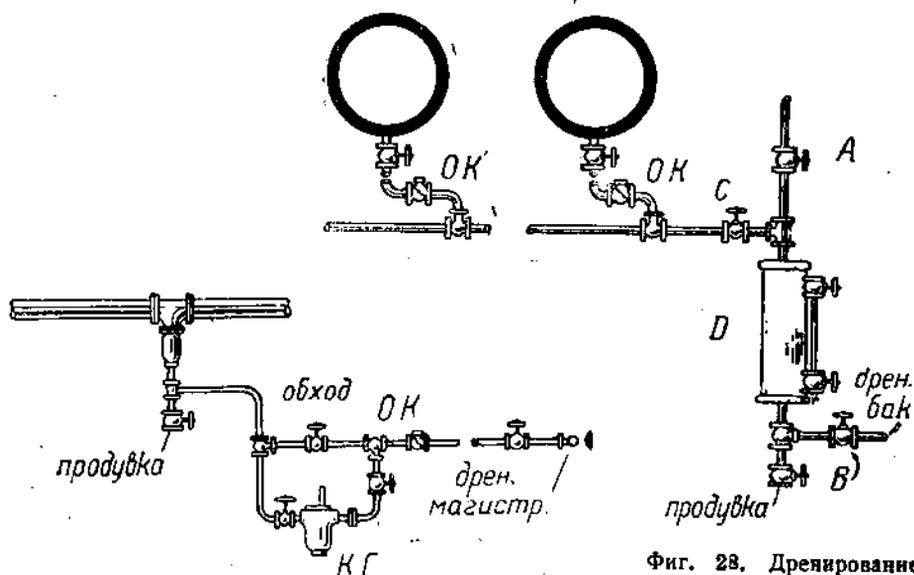
На фиг. 29 изображено устройство дренажа выхлопной трубы.

Относительно выполнения дренажных систем надо отметить еще следующие положения:

а) Если две или более дренажных линий присоединяются к общей магистрали, то в месте присоединения обязательна установка обратного клапана; желательно также иметь и запорный клапан для возможности отключения линии для ремонта при работающей дренажной магистрали.

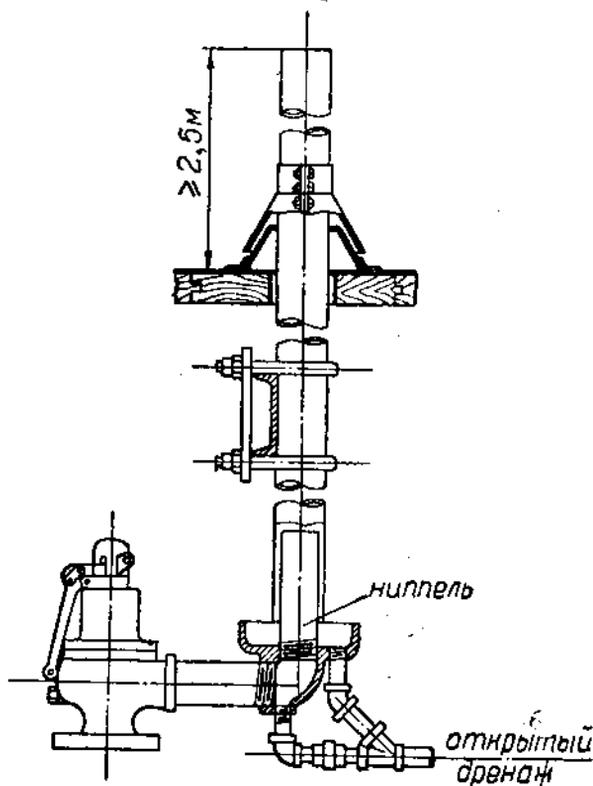
б) Дренажи сильно различающихся давлений никогда не следует направлять в одну сборную магистраль; исключения могут быть допущены, если

главн. магистр.



Фиг. 27. Присоединение дренажных труб к главной магистрали.

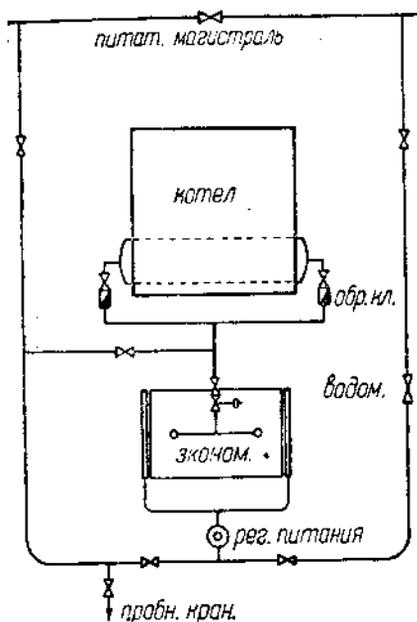
Фиг. 28. Дренаживание паропроводов без применения конденсационных горшков.



Фиг. 29. Устройство дренаживания выхлопной трубы.

дренаж высокого давления вливается в магистраль вблизи сборного бака дренажа низкого давления.

Теоретический расчет дренажной системы невозможен. Диаметры дренажных труб определяются опытным путем. Конденсат из водоотделителей обычно отводится трубами диаметра 20—32 мм, для других мест дренаживания применяют трубы диаметром 12—20 мм.



Фиг. 30. Схема присоединения питательных труб к котлу.

у котла ставится запорный клапан, а к нему присоединяется обратный, закрывающийся под давлением в котле. При наличии экономайзера всегда устраивается обходная линия для возможности непосредственного питания котла; обязательна постановка запорных органов и предохранительных клапанов со стороны входа и выхода воды из экономайзера.

Перечисленная арматура предписывается официальными законоположениями.

Кроме этой арматуры ставятся водомеры и регуляторы питания.

Падение давления в водяных линиях определяется с помощью общего уравнения (4), причем коэффициент трения

$$\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{vd_1}}$$

Коэффициенты местных сопротивлений:

Прходной вентиль	$\xi = 7$	Колено	$\xi = 0,2$
Угловой вентиль	$\xi = 3$	Тройник	$\xi = 2$
Задвижка	$\xi = 0,3$	Сужение короткое	$\xi = 0,5$

Коэффициент λ можно подсчитать и по формуле (5) Шпейера. Значения вязкости воды см. табл. II приложений.

Эквивалентные длины для местных сопротивлений подсчитываются по уравнению (8).

Кроме разобранных, в теплосиловой установке имеется ряд трубопроводов второстепенного характера: охладительные—для подачи воды к подшипникам и другим местам, обдувочные—для труб котельного агрегата, продувочные—для спуска воды из котлов, хозяйственные и другие, на схемах которых мы здесь не останавливаемся.

10. Краткая характеристика материалов, применяемых для различных частей трубопроводов.

В настоящем параграфе приводится характеристика основных физических и химических свойств материалов, рекомендуемых для изготовления различных частей трубопроводов при повышенных давлениях и температурах, согласно американским и немецким нормам.

а) Трубы. В качестве материала для труб применяется исключительно литая сталь. По немецким нормам (DIN 1629) углеродистая сталь должна обладать следующими физическими свойствами (табл. 4):

ТАБЛИЦА 4

Марка стали	При испытании на растяжение по DIN 1605		
	Временное сопротивление кг/мм ²	Удлинение при коротком образце %	Удлинение при нормальном образце %
St 35 - 29	35—45	25	20
St 45 - 29	45—55	21	17
St 55 - 29	55—65	17	14
St 65 - 29	65—80	12	10

Содержание серы и фосфора суммарно не больше 0,1%.

По американским нормам трубная углеродистая сталь должна иметь свойства, указанные в табл. 5.

ТАБЛИЦА 5

Физические и химические свойства	Сварные трубы	Цельнотянутые трубы	
		Класс А	Класс В
Физические свойства:			
Временное сопротивление кг/мм ²	31,7	33,8	43,5
Предел текучести кг/мм ²	17,6	18,6	24,6
Удлинение на 2" длине %	30	40	25
Химические свойства:			
Содержание фосфора не более %	0,06	0,04	
Содержание серы не более %	0,05	0,05	

Для сварных труб рекомендуется мартеновская сталь, для цельнотянутых — мартеновская или электросталь.

Такие материалы рекомендуются для рабочих давлений от 14 до 95 *атм* при температурах до 400 °С.

Материал класса А предпочтительнее перед классом В рекомендуется для труб, предназначенных для холодных изгибов и сварки.

Применение для труб материалов с повышенными физическими свойствами (временное сопротивление, предел текучести и т. д.) позволяет уменьшить толщину стенок, вследствие чего трубопровод будет обладать большей эластичностью, а следовательно, нагрузки на мертвые точки при термическом расширении будут меньше. С этой точки зрения наиболее выгодными материалами для труб, в особенности при высоких температурах (свыше 400 °С), являются легированные стали (хромоникелевая, хромомолибденовая и другие), обладающие повышенными качествами по сравнению с углеродистыми сталями. Но до сих пор легированные стали как материал для труб широкого применения не получили.

б) **Фланцы.** Фланцы изготавливаются литые или кованные, причем немецкие нормы рекомендуют материал следующих качеств (табл. 6):

ТАБЛИЦА 6

Материал	Марка	При испытании на растяжение по DIN 1605		Содержание углерода (необязательно) %
		Временное сопротивление <i>кг/мм²</i>	Удлинение при коротком или пропорциональном образце %	
Литая сталь по DIN 1611	St 42 - 11	42—50	24	0,25
	St 50 - 11	55—60	22	0,35
	St 60 - 11	60—70	17	0,45
	St 70 - 11	70—85	12	0,60
Стальное литье по DIN 1681	Stg 38 - 81 S	38	25	Предел текучести минимум 18 <i>кг/мм²</i> 22 „
	Stg 45 - 81 S	45	22	

Американские нормы рекомендуют мартеновскую сталь или электросталь со следующими свойствами (табл. 7).

Содержание углерода в стали класса А не свыше 0,2%. Для сталей классов В и С содержание углерода не фиксируется.

Так же как и для труб при повышенных давлениях и температурах, рекомендуются легированные стали.

в) **Болты.** Болты являются особо ответственной деталью; плотность соединения в значительной степени зависит от правильного подбора материала, качества выполнения и монтажа болтов. Болты более всех остальных деталей подвергаются растяжению, поэтому для них применяются особо стойкие при высоких температурах материалы, хорошо сопротивляющиеся крипу. По американским нормам обычная углеродистая сталь для болтов

ТАБЛИЦА 7

Физические и химические свойства	Фланцы для кузнечной сварки с тру- бами Класс А	Фланцы не для кузнечной сварки	
		Класс В	Класс С
Физические свойства:			
Временное сопротивление $кг/мм^2$	38	42,2	49,2
Предел текучести $кг/мм^2$	21	21	25,3
Удлинение на 2'' длине $\%$	25	25	22
Сужение поперечного сечения $\%$	38	38	30
Химический состав:			
Марганца $\%$	0,35—0,6	0,4—0,8	
Фосфора не более $\%$	0,5	0,5	
Серы не более $\%$	0,05	0,05	
Кремния $\%$	0,4	—	

допускается только для давлений не свыше 14 ат, для более высоких давлений рекомендуется мартеновская, электросталь или тигельная—легированные стали (никелевая, хромоникелевая, хромованадиевая, хромомолибденовая и другие). Физические свойства предписываются следующие (табл. 8):

ТАБЛИЦА 8

Физические и химические свойства	Класс А	Класс В	Класс С
Физические свойства:			
Временное сопротивление $кг/мм^2$	67	74	88
Предел текучести $кг/мм^2$	49,2	56,3	74
Удлинение на 2'' длине $\%$	20	20	16
Сужение поперечного сечения $\%$	50	50	50
Твердость по Бринеллю	190—250	210—270	260—320
Химический состав:			
Фосфора не более $\%$		0,45	
Серы не более $\%$		0,05	
Углерода в пределах $\%$		0,2—0,45	

Гайки и шайбы допускаются из углеродистой стали с содержанием фосфора не более 0,045% (класс А) и 0,05% для класса В; содержание серы не свыше 0,05%.

Сталь класса А применяется при давлениях до 28 ат, сталь класса В—при давлениях до 42 ат, а сталь класса С—при давлениях до 63—95 ат.

В Германии для болтов применяется мартеновская сталь с содержанием никеля 3—5%, обладающая временным сопротивлением 70—100 $кг/мм^2$ при 13—15% удлинения; гайки применяют из хорошо отожженной углеродистой стали с временным сопротивлением 50—60 $кг/мм^2$.

г) Арматура. В качестве исходного материала для стального литья американскими нормами рекомендуется углеродистая мартеновская и элек-

тросталъ. Отливки должны подвергаться термической обработке (отжигу или нормализации). Физические свойства предписываются следующие: временное сопротивление $49,2 \text{ кг/мм}^2$, предел текучести $25,3 \text{ кг/мм}^2$, удлинение на 2" длине 22% и сужение поперечного сечения 30%. Химический состав: углерода 0,15—0,45%, марганца не меньше 0,5%, кремния не ниже 0,2%, фосфора не больше 0,5% и серы не свыше 0,06%. Образцы (размер $1'' \times \frac{1}{2}''$) при холодном испытании должны выдержать изгиб на угол 90° вокруг стержня диаметром 25,4 мм (1") без появления трещин на наружной стороне.

Характеристику свойств стального литья по немецким нормам см. табл. 6. Для арматуры в Германии применяется стальное литье с временным сопротивлением $40\text{--}50 \text{ кг/мм}^2$ при минимальном удлинении 22% и пределе текучести 18 кг/мм^2 при 400°C .

Вместо стального литья при высоких давлениях применяют также стальные поковки.

Для уплотнительных колец, задвижек и клапанов материалы не нормированы. При высоких температурах применяется никелевая бронза (50% Ni и 50% бронзы) и другие никелевые сплавы. При температуре свыше 350°C применяют кольца из 98% Ni и 2% Fe.

Широкое применение имеют также нержавеющая сталь и другие сплавы, хорошо сопротивляющиеся коррозии.

Материал для уплотнительных колец должен иметь коэффициент температурного расширения, одинаковый с материалом корпуса вентиля или задвижки.

В Америке, кроме перечисленных материалов, для уплотнительных колец применяется еще монель-металл (естественный сплав состава: 1,5% Mn, 67% Ni, 27,5% Cu и 4% Fe). В европейской практике применяется искусственный сплав Davis metal, имеющий почти одинаковый состав с натуральным монель-металлом.

Кроме перечисленных, в качестве материала для уплотнительных колец иногда служит еще нитрированная сталь.¹

ГЛАВА II

ТЕРМИЧЕСКИЕ РАСШИРЕНИЯ И СПОСОБЫ ИХ КОМПЕНСАЦИИ

1. Определение величин термических расширений

При изменении температуры трубопровода изменяются его линейные размеры (длина и диаметр), причем величины изменений прямо пропорциональны первоначальному размеру трубопровода, коэффициенту линейного расширения материала и изменению температуры. Размеры трубопровода могут изменяться как в сторону их увеличения, так и в сторону уменьшения. В теплосиловых установках приходится считаться с изменением в размерах вследствие того, что во время работы трубопровода его температура более высокая, чем во время монтажа.

В холодильных установках, наоборот, рабочая температура ниже той, при которой трубопровод монтируется, что вызывает сокращение размеров трубопровода в рабочем состоянии.

¹ Дополнительные сведения о материалах трубопроводов см. цитированную работу Эрлиха (примечание 1 на стр. 15).

Что касается изменений в диаметрах, то они вследствие малых величин не имеют существенного значения, хотя в некоторых случаях, когда наружная и внутренняя поверхности трубы имеют сильно различающиеся температуры (пример — кипящие трубы котлов), в металле могут возникнуть значительные напряжения¹ вследствие неравенства расширения наружных и внутренних слоев трубы.

При изолированных трубопроводах эти напряжения незначительны, поэтому при проектировании трубопроводов теплосиловых установок считаются только с изменениями в их длине.

Коэффициент линейного расширения зависит не только от рода материала, но имеет различные значения при разных температурах. При подсчетах величин расширений пользуются его средними значениями для определенного диапазона температур. В табл. 9 приведены значения коэффициента линейного расширения для некоторых металлов в зависимости от температуры.

ТАБЛИЦА 9

Материал	Температура	
	0—100° С	220—600° С
Латунь	0,0000187	—
Бронза	0,0000180	—
Медь	0,0000173	—
Монель-металл	0,0000140	0,0000157
Никель	0,0000128	—
Сварочное железо	0,0000122	—
Чугун	0,0000105	—
Сталь углеродистая	0,0000117	0,0000144
» хромоникелевая	0,0000117	0,0000137
» никелевая 10%	0,0000131	—
» нержавеющая	0,0000103	0,0000135
Стеллит	0,0000135	0,0000182

Если известен коэффициент линейного расширения, то удлинение трубопровода в сантиметрах

$$\Delta L = L(t_2 - t_1) \alpha \quad (9)$$

где

L — длина трубопровода в метрах;

$t_2 - t_1$ — разность конечной и начальной температур в °С;

α — коэффициент линейного расширения.

Согласно опытам Хольборна, Дея и др., изменение линейных размеров в миллиметрах на 1 м длины при изменении температуры от 0 до t_1 °С может быть подсчитано по выражению:

$$\Delta = a \left(\frac{t_1}{1000} \right) + b \left(\frac{t_1}{1000} \right)^2,$$

где постоянные a и b имеют значения согласно табл. 10.²

При приближенных подсчетах можно пользоваться величинами удлинений в миллиметрах на 1 м длины, данными в табл. 11 при различных изменениях температуры.

¹ См. статью Barker „Engineering“, 7 октября 1927.

² См. также фиг. 71, б.

Грубо приближенно для стальных трубопроводов считают удлинение на 1 м длины в 1,2 мм на каждые 100° С изменения температуры.

ТАБЛИЦА 10

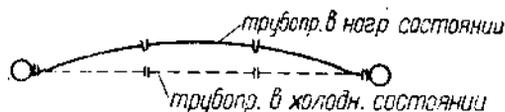
Материал	a	b
Чугун	9,78	5,66
Сталь	11,2	5,26
Железо	11,7	5,25
Медь	16,7	4,03

ТАБЛИЦА 11

Материал	Удлинение в мм на 1 м длины при изменении температуры				
	0—100° С	0—200° С	0—300° С	0—400° С	0—500° С
Литая сталь . . .	1,17	2,45	3,83	5,31	6,91
Литое железо . .	1,2	2,51	3,92	5,44	7,06
Сварочное железо	1,22	2,53	3,93	5,43	7,02
Чугун	1,04	2,21	3,49	4,90	6,44

2. Общие соображения о компенсации термических расширений.

Трубопроводы в теплосиловых установках соединяют между собой различные аппараты и механизмы (например котел с турбиной), неподвижно закрепленные на своих фундаментах. Рассмотрим сначала явления, происходящие при нагревании прямого трубопровода.



Фиг. 31. Деформация прямого паропровода под действием продольной силы.

Если такого рода трубопровод будет уперт по концам в какие-либо аппараты, то при нагревании он будет оказывать давление на конечные точки, стремясь сдвинуть с места аппараты, им соединяемые, или прогнуть их стенки.

Если сопрогнание аппаратов окажется достаточно большим, то в трубопроводе разовьется значительная продольная сила, под влиянием которой он подвергнется продольному изгибу, т. е. будет выпучен в сторону (фиг. 31). А так как каждый трубопровод состоит из отдельных звеньев, соединенных между собой либо на фланцах с прокладками, либо путем сварки, то при выпучивании нарушится прежде всего герметичность соединений, стыки фланцев раскроются, появятся течи, которые нельзя будет устранить никаким подтягиванием болтов; в некоторых случаях возможна поломка соединений. При сварных стыках появятся трещины в местах сварки.

О величинах сил, которые могут развиваться при термическом расширении прямого трубопровода, дает представление следующий пример. Пусть стальной трубопровод с условным диаметром 250 мм и толщиной стенки 10 мм нагревается от 0 до 100° С. Если принять его расширение

в 1,2 мм на 1 м длины, то при абсолютно неподвижных концах трубопровод будет сжат, причем величина *относительного* сжатия, очевидно, будет равна:

$$\epsilon = \frac{1,2}{1000} = 0,00012.$$

Умножив эту величину на модуль упругости для стали $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ (при 100°C), найдем, согласно закону Гука, напряжение в материале:

$$\delta = \epsilon \cdot E = 0,00012 \cdot 2 \cdot 10^6 = 2400 \text{ кг/см}^2.$$

Так как площадь поперечного сечения такого трубопровода равна приблизительно $78,5 \text{ см}^2$, то величина продольной силы, сжимающей трубопровод, будет:

$$P = 78,5 \cdot 2400 \approx 190 \text{ т.}$$

Такого же порядка будут силы, стремящиеся сдвинуть с места аппараты, соединяемые трубопроводом.

Если трубопровод будет нагрет до более высоких температур, то силы разовьются еще более значительные.

Надо заметить, что величины сил, возникающих в прямом участке трубопровода с неподвижно закрепленными концами, не зависят от его длины, так как определяются только величиной *относительного* сжатия.

Дабы избавить трубопровод от появления таких разрушительных сил, возникающих при наличии препятствий свободному расширению, необходимо его выполнять так, чтобы он имел возможность свободно перемещаться при нагревании. Наиболее простым образом это достигается путем введения в трубопровод специальных устройств — компенсаторов. Прямой трубопровод разрезается по длине, и в него вставляется компенсатор, который и поглощает термические расширения трубопровода. Введение компенсатора не избавляет трубопровод вовсе от действия продольной силы, так как на деформацию компенсатора надо затратить известное усилие, но ведет к значительному снижению ее величины.

По соображениям конструктивного характера, компенсирующая способность устройств, служащих для уравнивания термических расширений, иначе говоря, наибольшая величина деформации, которая может быть допущена без появления опасных напряжений в самом компенсаторе, ограничена, поэтому очень длинные трубопроводы приходится делить на отдельные участки (по 20—40 м), конечные точки которых жестко крепятся; между каждыми двумя закреплениями, называемыми *мертвыми точками* или *фикспунктами*, вводятся компенсаторы, по своей компенсирующей способности достаточные для поглощения термических расширений участков трубопровода, в которые они встроены.

В трубопроводах, ось которых не лежит на одной прямой, при термическом расширении имеют место явления, в общих чертах сходные с описанными для прямых трубопроводов. Поэтому и здесь приходится заботиться о надежном поглощении термических расширений. Разница в способах компенсации, по сравнению с прямыми трубопроводами, заключается лишь в том, что при удачной конфигурации криволинейного участка и соответствующем выборе мест расположения мертвых точек компенсация термических расширений может быть достигнута за счет самокомпенсации, т. е. за счет изгиба отдельных отрезков, из которых состоит участок трубопровода; специальных же компенсирующих устройств для нормальной работы

вовсе не требуется. Этот метод за последние годы получил широкое распространение в теплосиловых установках, в особенности в работающих с повышенными или высокими давлениями пара, в которых самокомпенсация является почти единственным способом поглощения термических расширений вследствие отсутствия простого типа надежных специальных компенсирующих устройств.

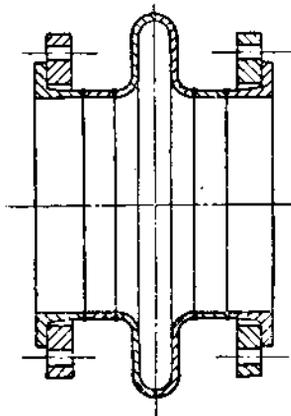
Итак, мертвые точки делят трубопровод на отдельные участки, каждый из которых в отношении термических расширений является совершенно независимым от соседних. Каждый участок между двумя мертвыми точками имеет свои специальные устройства для поглощения возникающих в нем при повышении температуры термических расширений, или с той же целью используется принцип самокомпенсации.

Выбор мест расположения мертвых точек является весьма ответственным делом при проектировании трубопроводов: в зависимости от их расположения могут сильно меняться как силы, так и напряжения на отдельных участках. К тому же на мертвые точки иногда передаются значительные усилия, поэтому их приходится устраивать вблизи частей зданий, способных выдержать соответствующие нагрузки, или же использовать для этой цели прочно закрепленное на своих фундаментах основное оборудование тепло-силовой установки.

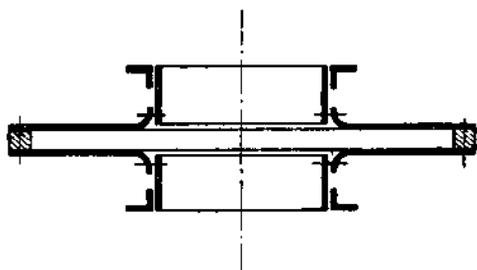
3. Компенсаторы.

Для компенсации термических расширений применяются следующие устройства: а) линзовые компенсаторы, б) сальниковые или скользящие компенсаторы, в) шарнирные или шаровые компенсаторы, г) гибкие шланги и д) собственная гибкость труб.

а) **Линзовые компенсаторы.** Компенсаторы эти выполняются либо из листовой красной меди,



Фиг. 32. Сварной линзовый компенсатор.



Фиг. 33. Клепанный линзовый компенсатор.

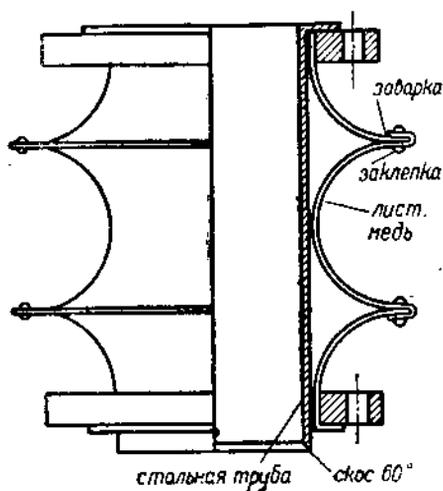
либо из железа или стали, причем они бывают бесшовные, сварные или клепаемые. Тип сварного компенсатора изображен на фиг. 32; по этому же типу выполняются линзовые компенсаторы без швов; фиг. 33 дает представление о выполнении клепаемых компенсаторов.

Компенсаторы этих типов выполняются как с одной, так и с большим количеством волн для всех диаметров от 80—100 до 2000 мм и находят применение главным образом в трубопроводах очень низкого давления — порядка не свыше 2—3 ат. При установке в трубопроводах более высокого давления возможно выпучивание волн под действием внутреннего дав-

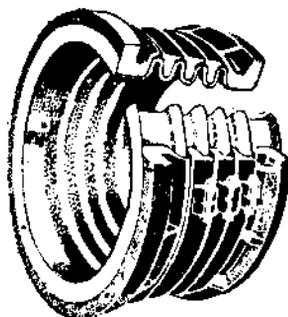
ления. Для придания большей жесткости против выпучивания линзы приходится делать из листов большой толщины, что ведет к понижению и без того малой их компенсирующей способности, нормально измеряющейся скромными цифрами порядка 6—15 мм.

Для трубопроводов, работающих под вакуумом, применяются линзовые компенсаторы типа фиг. 34, обладающие повышенной жесткостью против сплющивания наружным давлением.

Для более высоких давлений в США применяются линзовые компенсаторы с накладными наружными стальными полукольцами, стягиваемыми болтами по плоскости разреза (фиг. 35). При наличии усилительных колец компенсатор оказывает достаточное сопротивление деформации воли под действием внутреннего



Фиг. 34. Линзовый компенсатор для вакуумных трубопроводов.



Фиг. 35. Линзовый компенсатор усиленного типа.

давления без заметного снижения компенсирующей способности. Такого типа усиленные линзовые компенсаторы американскими нормами допускаются для применения в трубопроводах с давлением до 14 ат (200 lb).

Главный недостаток *всех* типов линзовых компенсаторов — в том, что они практически вовсе не оказывают сопротивления их растяжению.¹ Поэтому, если трубопровод находится под давлением, то на мертвые точки будут передаваться усилия, равные произведению площади поперечного сечения трубы на величину давления в *ати*:

$$P = \frac{\pi d_1^2}{4} p \text{ [кг]}. \quad (10)$$

Здесь:

d_1 — внутренний диаметр трубопровода в сантиметрах;

p — давление в трубопроводе в *ати*.

При больших диаметрах трубопроводов это усилие может достигать значительных величин.

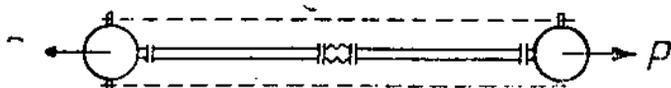
Если трубопровод с линзовым компенсатором соединяет между собой два аппарата (фиг. 36), то каждый из них будет находиться под влиянием силы P , возникающей от неуравновешенного давления и стремящейся сдвинуть их с места. При диаметре трубопровода, например, $d_1 = 400$ мм

¹ При гидравлическом испытании линзовых компенсаторов вводится стяжной болт, не допускающий растяжения вдоль оси.

и давлении 3 *ати* сила P будет равна около 3,5 *т*. Поэтому крепления аппаратов должны быть достаточно солидные, чтобы противостоять действию смещающих сил.

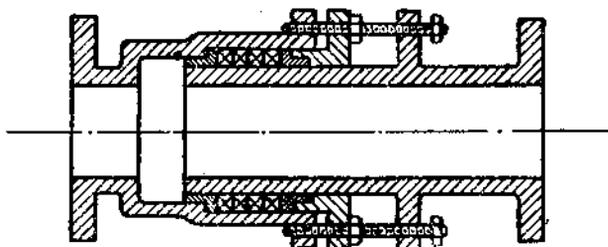
Второй способ устранения вредного влияния смещающих сил, хотя и мало конструктивный, заключается в восприятии их наружными железными тягами (фиг. 36, пунктир), соединяющими между собой оба аппарата.

По изложенным причинам линзовые компенсаторы при давлениях свыше 3 *ати* почти не применяются.



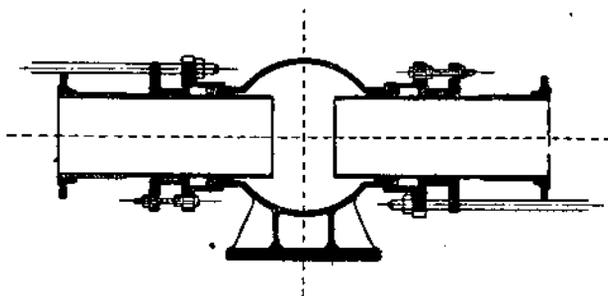
Фиг. 36. Разгрузка мертвых точек трубопровода с линзовым компенсатором при помощи железных тяг.

б) Сальниковые компенсаторы. Простейший сальниковый компенсатор (фиг. 37) состоит из двух трубчатых половин, входящих свободно



Фиг. 37. Простой сальниковый компенсатор.

одна в другую. Для достижения плотности соединения устраивается сальник из асбестовой набивки.



Фиг. 38. Двухсторонний сальниковый компенсатор.

Сальниковые компенсаторы воспринимают только расширения, направленные строго по прямой линии; при наличии перекосов происходят заклинивания и заедания, поэтому сальниковые компенсаторы пригодны только для прямых трубопроводов.

Перемещение одной половины относительно другой совершается в сальниковом компенсаторе с большим трением, которое еще больше возрастает при закипании сальника; в последнем случае сила, необходимая для сдвига трубы в сальнике, может сделаться опасной для прочности самого трубопровода или его креплений.

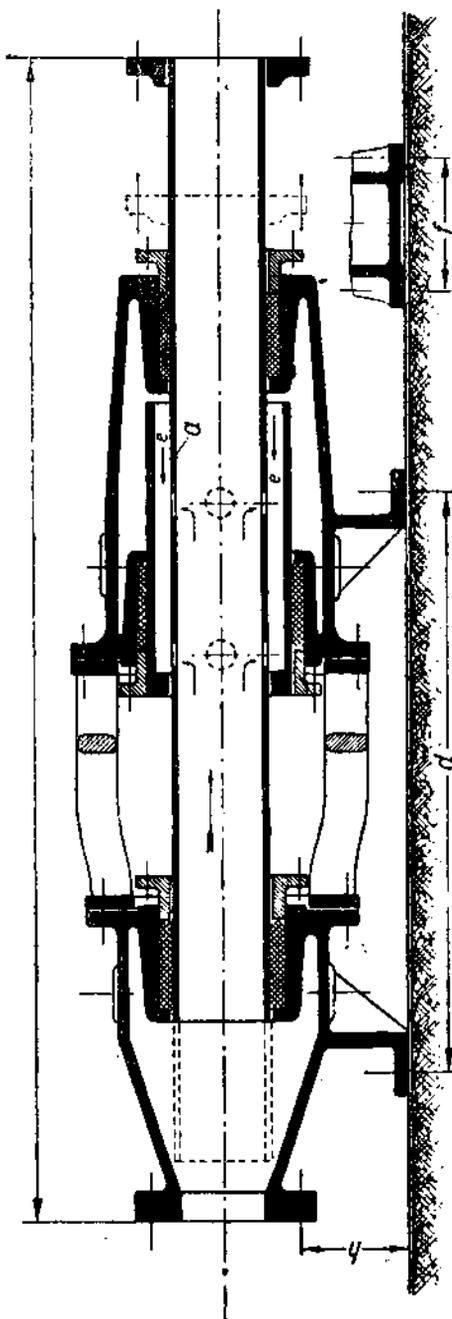
Главный недостаток простых сальниковых компенсаторов — тот же, что и линзовых: они совершенно неспособны передавать через себя продольные силы, возникающие вследствие внутреннего давления. Продольная сила, стремящаяся вырвать одну половину компенсатора из другой, при прочном закреплении концов передается на мертвые точки, которые по этой причине должны быть выполнены достаточно надежно.

Надо заметить, что сальниковые компенсаторы всегда снабжаются предохранительными устройствами, устраняющими возможность окончательного выравнивания трубы из сальника. Применяющиеся с этой целью наружные болты (фиг. 37) или буртики на трубе, скользящей в сальнике, выполняя удовлетворительно свое назначение, в то же время не понижают нагрузок на мертвые точки от продольных сил, возникающих по вышеуказанной причине. Величина продольных сил определяется по тому же уравнению (10), как для линзового компенсатора, с той лишь разницей, что вместо d_1 надо ввести диаметр наибольшего сечения, на которое может действовать давление внутри трубопровода; обычно этот диаметр равен наружному диаметру скользящей части.

Для учета влияния сил трения при движении в сальнике, зависящих от диаметров трубопроводов, согласно литературным данным, надо внутреннее давление увеличить при всех диаметрах кругло на 4 ат. ¹ Таким путем определяется наибольшая нагрузка на мертвые точки, наблюдающаяся в момент вливания трубы в сальник.

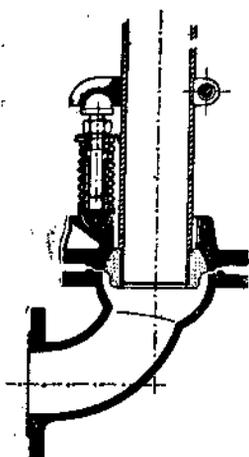
При обратном движении трубы из сальника силы трения меняют знак, и нагрузки на мертвые точки в эти моменты будут соответственно снижаться.

На фиг. 38 изображен сальниковый компенсатор для закрепления к мертвой точке с компенсацией в обе стороны.



Фиг. 38. Уравновешенный сальниковый компенсатор Зейферта.

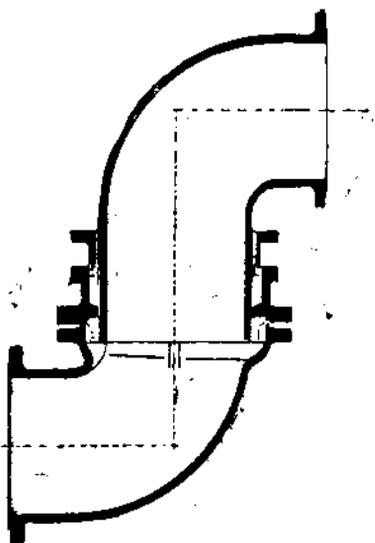
¹ См. „Тепло и сила“, № 7, 1932, ст. Аглицкого.



Фиг. 40. Шарнирный (шаровой) компенсатор для умеренных давлений.

на крайних участках; все же промежуточные участки могут быть запроектированы с простыми незатруженными сальниковыми компенсаторами, так как, очевидно, продольная сила от внутреннего давления не будет вызывать сдвига средних участков трубопровода.

Применяются сальниковые компенсаторы при умеренных давлениях не свыше 12—15 ат. Их компенсирующая способность измеряется величинами порядка 80—200 мм; они выполняются для всех применяющихся в практике диаметров труб.



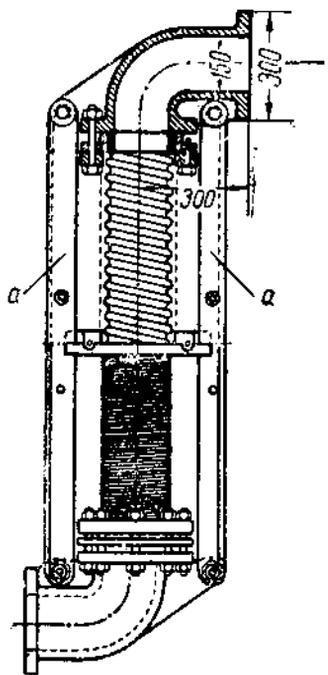
Фиг. 41. Поворотный компенсатор для низких давлений.

Более совершенными являются так называемые уравновешенные сальниковые компенсаторы. В этих типах компенсаторов продольная сила от внутреннего давления уравновешивается в самом компенсаторе путем придания ему соответствующей конструкции, и на мертвые точки передаются лишь силы, возникающие от трения в сальниках.

На фиг. 39 изображен уравновешенный компенсатор фирмы Зейферт.

Как видно из чертежа, в скользящей трубе *a* имеются отверстия, через которые давление передается в кольцевое пространство *e* с площадью сечения, равной площади сечения скользящей трубы. Сила, возникающая от давления на площадь кольцевого поршня, уравновешивает усилие, стремящееся вырвать внутреннюю трубу из сальника.

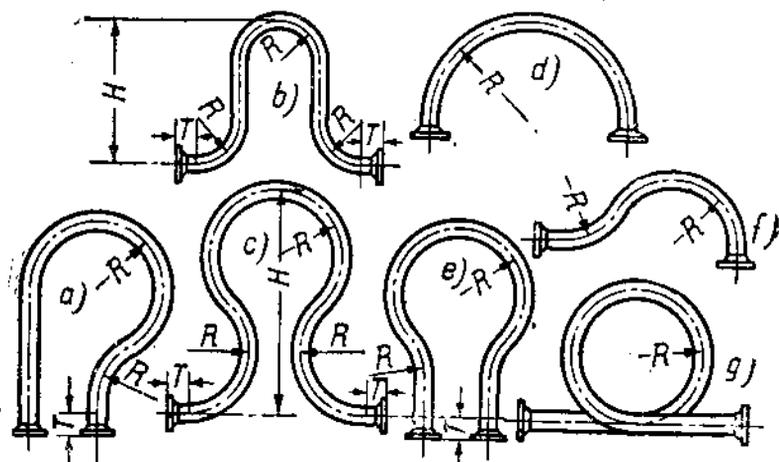
Отметим еще, что при длинных прямых трубопроводах (теплофикационных), разделенных мертвыми точками на несколько самостоятельных участков в отношении компенсации термических расширений, достаточно иметь уравновешенные компенсаторы только



Фиг. 42. Компенсатор из гибкого рукава.

Как вытекает из изложенного, сальниковые компенсаторы требуют весьма тщательной установки и хорошего ухода, становятся опасными при расстройстве сальников.

При умеренных давлениях для перемены направления под углами¹ применялись шаровые, или шарнирные, компенсаторы, в которых поворот одного звена трубопровода относительно соседнего возможен вследствие обработки их соприкасающихся частей по шаровой поверхности (фиг. 40). Компенсаторы этих типов подвергаются сравнительно быстрому износу: попадание грязи между пришлифованными поверхностями нарушает плотность соединения с неизбежными пропусками и разъеданием трущихся поверхностей. В настоящее время применяются редко.



Фиг. 43. Компенсаторы, основанные на принципе собственной гибкости труб.

К этой же группе компенсаторов относятся поворотные компенсаторы, один из которых, фирмы Зейферт, изображен на фиг. 41.

При невысоких давлениях применяют также гибкие шланги, устройство которых в основном ясно из фиг. 42. Наружные тяги *a* предохраняют рукав от растягивания под действием внутреннего давления.

При повышенных и высоких давлениях все вышеописанные типы компенсаторов непригодны. При этих давлениях, если в некоторых случаях (на прямых участках) и применяют специальные компенсирующие устройства, то исключительно типов, в которых использован принцип собственной эластичности труб.

На фиг. 43 изображены типы подобных компенсаторов, а в табл. 12 приведены значения рекомендуемых и наименьших радиусов изгиба в зависимости от диаметра труб. Наибольшим распространением пользуются лирообразные и П-образные компенсаторы (фиг. 43, *b*, *c*).

Компенсаторы последних типов, выполненные из гладких труб, требуют сравнительно много места для своего размещения, так как для получения значительной компенсирующей способности приходится увеличивать их вылет *H*.

Компенсаторы рассматриваемых типов, выполненные из волнистых труб, обладают большей эластичностью — при одинаковых размерах — по сравнению

ТАБЛИЦА 12

Размеры компенсаторов из гладких труб

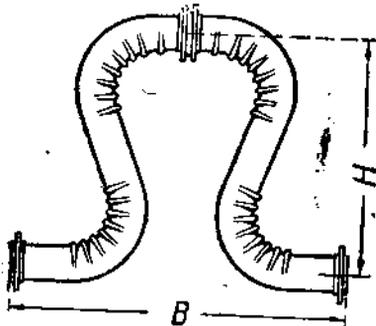
Условный диаметр трубы d мм	Минимальная длина T (в миллиметрах) прямой части при соединении труб с фланцами путем			Радиус изгиба $R = xd$	
	резьбы	сварки	отбортовки	рекомендуемый x	минимальный x
25	57	57	—	6	2,25
50	76	76	—	6	2,25
75	102	127	152	6	2,33
100	127	127	152	6	2,5
125	152	127	178	6	3,3
150	178	152	178	6	4
200	230	152	204	6,75	4
250	305	178	254	6,75	4,8
300	356	178	254	7	5
350	410	178	356	7	5,15
400	460	204	410	7,5	5,25
450	460	204	460	7,5	5,3
500	460	204	460	7,5	5,4
600	460	230	510	7,5	—

с гладкотрубными, а при одинаковой компенсирующей способности имеют меньший радиус закруглений и вылет.

Компенсатор из волнистой трубы изображен на фиг. 133 (см. дальше).

По опытным данным компенсирующая способность компенсаторов из волнистых труб превышает таковую для гладкотрубных в 2—3 раза.

(Подробнее об эластичности волнистых труб см. главу VII.)



Фиг. 44. Дирообразный компенсатор из складчатой трубы.

На фиг. 44 изображен компенсатор со складками фирмы Зейферт, по данным фирмы имеющий большую компенсирующую способность сравнительно с гладкотрубными. (Относительно эластичности труб со складками см. раздел 1 главы VII.)

В криволинейных участках трубопроводов обычно никаких специальных компенсирующих устройств не применяют, а используют эластичные свойства всего участка в целом, — короче говоря, *весь участок трубопровода работает как компенсатор.*

Подробный разбор этого вопроса составляет содержание последующих глав; здесь же отметим, что при правильно запроектированном трубопроводе, т. е. при надлежащем размещении мертвых точек, компенсирующая способность отдельных участков может значительно превышать ту, которая была бы достигнута путем введения в трубопровод специальных компенсирующих устройств.

4. Влияние собственного веса.

Для уменьшения провисания трубопровода под влиянием собственного веса (включая вес изоляции и скопившегося конденсата),¹ как известно, устраиваются промежуточные опоры, располагаемые на таких расстояниях друг от друга, чтобы величины прогибов и напряжений от собственного веса не были чрезмерны; обычно опоры располагаются на расстоянии 3—5 м.

Определение величины прогибов и напряжений от собственного веса производят, рассматривая трубопровод как балку на нескольких опорах. Мы здесь не будем останавливаться подробно на теории многопролетных балок, поскольку она является общеизвестной, но обратим внимание на важность производства анализа возможных величин прогибов в случаях, когда по местным условиям опоры приходится располагать на разных расстояниях друг от друга.

Обозначим вес трубопровода с изоляцией и конденсатом q [кг/пог. м]. Если опоры располагаются на одинаковых расстояниях друг от друга (фиг. 45, а), то, как известно из теории равномерно нагруженных по всей длине многопролетных балок, момент, соответствующий опоре (для средних пролетов), равен: $\frac{ql^2}{12}$, максимальный изгибающий момент в середине пролета $\frac{ql^2}{24}$ и прогиб $f = \frac{ql^4}{384 E_f}$.

Допустим теперь, что по местным условиям на протяжении длины трубопровода BD вместо одной промежуточной опоры размещены две в точках C' и C'' , так что расстояние между опорами C' и C'' сохранилось прежнее, а именно равное l метрам, а пролеты между опорами B и C' и C' и D стали равными $\frac{l}{2}$ (фиг. 45, б).

По теореме трех моментов для участка $C'D$ имеем:

$$M_{C'}l + 2M_{C''}\left(l + \frac{l}{2}\right) + M_D \frac{l}{2} = \frac{1}{4} q \left(l^3 + \frac{l^3}{8} \right).$$

Вследствие симметрии опорные моменты равны между собой, т. е.

$$M_{C'} = M_{C''} = M_D = M.$$

Учитывая их равенство, найдем из предыдущего выражения:

$$M = \frac{ql^3}{16}.$$

Определим теперь прогиб на участке $C'C''$. Этот участок находится под действием равномерно распределенной нагрузки от собственного веса и под влиянием опорных моментов, равных $\frac{ql^3}{16}$ (фиг. 46, а).

Диаграмма изгибающих моментов от равномерно распределенной нагрузки имеет вид параболы с площадью $\frac{ql^3}{12}$; реакции на опорах от фиктивной нагрузки, распределенной по закону, выражаемому диаграммой изгибающих моментов от действительной нагрузки, очевидно равны $\frac{ql^3}{24}$ (фиг. 46, б).

¹ При расчетах принимают, ориентируясь на самый худший случай, что трубопровод полностью заполнен конденсатом.

Прогиб по середине пролета найдем, разделив изгибающий момент в том же сечении от фиктивной нагрузки на жесткость EJ ; по выполнении указанных операций получим:

$$\frac{1}{EJ} \left[\frac{ql^3}{24} \cdot \frac{l}{2} - \frac{ql^3}{24} \cdot \frac{3}{16} l \right] = \frac{5ql^4}{384EJ}$$

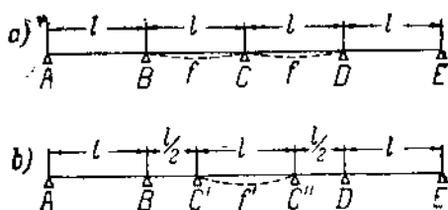
Здесь $\frac{3}{16} l$ — расстояние от среднего сечения пролета до центра тяжести параболического сегмента.

Диаграмма изгибающих моментов от опорных моментов будет иметь вид прямоугольника с высотой $\frac{ql^3}{16}$. Фиктивные реакции на опорах — $\frac{ql^3}{32}$ (фиг. 46, с).

Прогиб среднего сечения, вызываемый опорными моментами, по абсолютной величине равен:

$$\frac{1}{EJ} \left[\frac{ql^3}{32} \cdot \frac{l}{2} - \frac{ql^3}{16} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{1}{4} \right] = \frac{ql^4}{128EJ},$$

а направление имеет обратное прогибу от равномерной нагрузки. Суммарный прогиб вниз в среднем сечении

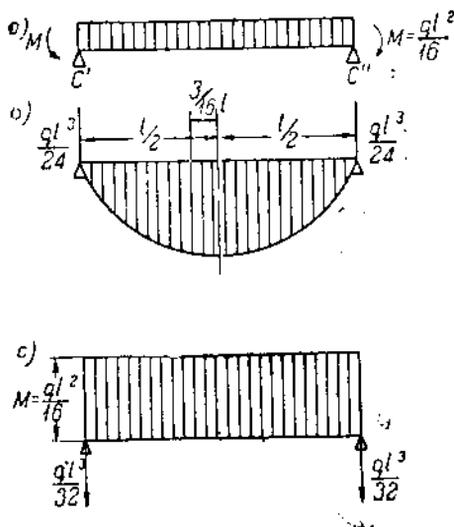


Фиг. 45.

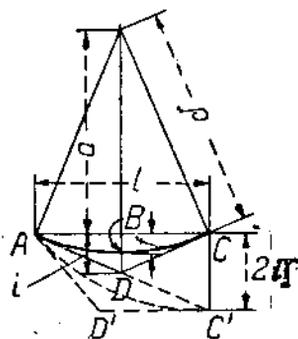
$$f' = \frac{ql^4}{EJ} \left[\frac{5}{384} - \frac{1}{128} \right] = \frac{ql^4}{192EJ}$$

Из сделанного анализа видно, что с добавлением еще одной опоры на участке BD величина наибольшего прогиба не уменьшилась, а наоборот, возросла в два раза по сравнению со случаем, когда все опоры были расположены на равных расстояниях друг от друга.

Заметим, что максимальный возможный прогиб для заданного пролета получается, если положить опорные моменты равными нулю, т. е. если рассматривать участок трубопровода между опо-



Фиг. 46.



Фиг. 47.

рами как равномерно нагруженную балку, опертую по концам. Этот максимальный прогиб

$$f_{\max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q l^4}{EJ}. \quad (11)$$

В сомнительных случаях прогиб можно определять, исходя из этого допущения.

Не останавливаясь больше на выражениях для подсчета величин прогибов, изгибающих моментов и напряжений для многопролетных балок при разных способах нагрузки, которые можно найти в справочниках,¹ отметим только, что если на участке трубопровода между опорами располагаются фланцевые соединения или вентили, задвижки и пр., то влияние их на прогиб учитывают, принимая соответствующие веса за сосредоточенные силы.

5. Наибольший допустимый прогиб при заданном уклоне.

Чтобы избежать образования водяных мешков, следствием которых могут быть гидравлические удары, паропроводу дают уклон в сторону течения пара, располагая промежуточные опоры на разных уровнях; смещение опор в горизонтальном паропроводе по вертикальному направлению должно быть таково, чтобы ни одна точка паропровода не лежала ниже горизонтальной прямой, проходящей через точку, соответствующую более низко расположенной опоре.

Пусть дуга ABC (фиг. 47) представляет ось паропровода, покоящегося на опорах A и C ; AD и DC — касательные к его оси, проведенные через точки A и C . Во избежание скопления конденсата опору C надо понизить до положения C' так, чтобы касательная $D'C'$ стала горизонтальной: для выполнения этого точка C должна быть опущена вниз на величину $\Delta h = 2i$.

В наших рассуждениях будем принимать, что ось паропровода прогибается по дуге круга, что можно допустить вследствие незначительности прогиба f по сравнению с длиной пролета l .

Из фиг. 47 имеем:

$$\frac{i}{\frac{l}{2}} = \frac{\frac{l}{2}}{a}.$$

Подставив $a = \rho - f$, получим:

$$i = \frac{l^2}{4(\rho - f)}. \quad (*)$$

Но

$$(\rho - f)^2 + \frac{l^2}{4} = \rho^2,$$

откуда после преобразования

$$\rho = \frac{l^2 + 4f^2}{8f}.$$

Следовательно,

$$\rho - f = \frac{l^2 + 4f^2}{8f} - f = \frac{l^2 - 4f^2}{8f}.$$

¹ См., например, Hütte.

После подстановки в уравнение (*) и преобразований получаем:

$$i = \frac{2l^2 f}{l^2 - 4f^2},$$

поэтому

$$\Delta h = 2i = \frac{4l^2 f}{l^2 - 4f^2}.$$

Так как $4f^2$ мало по сравнению с l^2 , то приближенно

$$\Delta h \approx 4f.$$

Снижение опоры относительно соседней должно быть не меньше четырехкратного прогиба.

Если уклон взять с сантиметров на 1 м длины, то полное понижение

$$\Delta h = cl,$$

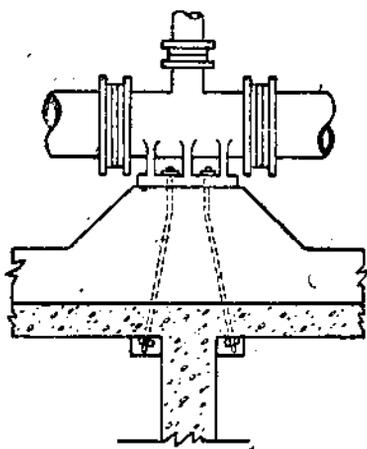
где l —в метрах, и

$$f = 0,25 cl = 0,25 \Delta h. \quad (12)$$

Последнее выражение дает возможность определить наибольший допустимый прогиб в зависимости от длины пролета l .

6. Мертвые точки и опоры

Как уже было указано, мертвые точки делят трубопровод на отдельные участки, каждый из которых имеет соответствующее устройство для компенсации термических расширений. Для создания условий, при которых компенсация расширений на отдельных участках совершалась бы совершенно независимо от соседних, выполнение фикспунктов должно быть достаточно солидное. Мертвые точки, по крайней мере теоретически, не должны допускать никаких смещений закрепленных сечений.



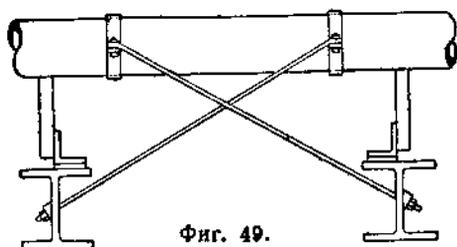
Фиг. 48. Тройник с приливом в качестве мертвой точки.

Выбор конфигурации трубопровода и мест расположения мертвых точек является самой ответственной задачей при проектировании трубопроводов. Прежде чем делать расчеты по определению сил и напряжений, возникающих на отдельных участках вследствие термического расширения, намечают конфигурацию и места расположения фикспунктов. Для удачного их выбора требуется хороший опыт; при неудачной конфигурации или неумелом размещении мертвых точек расчет приведет

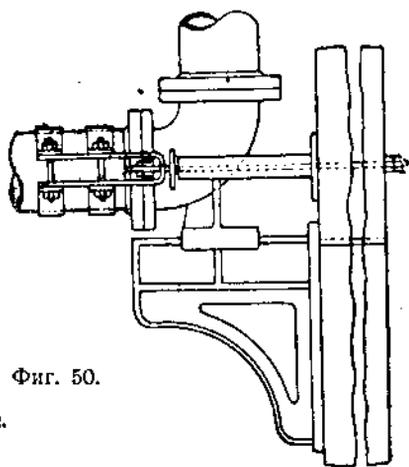
к недопустимым напряжениям и фикспункты придется перемещать или даже менять конфигурацию отдельных участков.

Места расположения части мертвых точек определяются местными условиями. Такими мертвыми точками в главных паропроводах теплосиловых установок являются запорные органы у паровых котлов, водоотделители и другие аппараты, прочно закрепленные на своих основаниях или конструкциях здания станции. Перечисленные мертвые точки являются, так сказать, есте-

ственными фиксипунктами. В промежутках между этими точками при значительных длинах участков трубопровода размещаются специально устроенные мертвые точки. Последние получают наиболее простое конструктивное оформление в случае использования для этой



Фиг. 49.



Фиг. 50.

Типы мертвых точек.

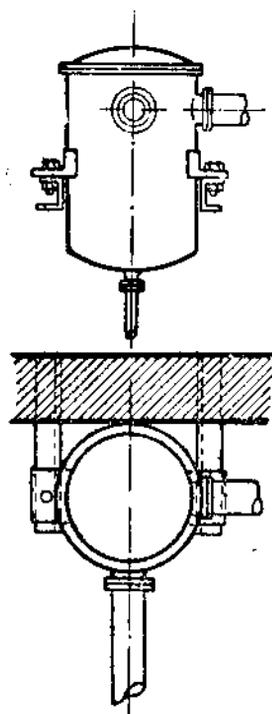
цели специального типа арматуры. На фиг. 7, *d* был показан тройник, имеющий литую лапу, которая крепится болтами к надежно закрепленному кронштейну или к иной конструкции, прочно связанной со зданием станции или фундаментом какой-либо из частей основного оборудования (фиг. 48).

При умеренных давлениях для образования мертвых точек применяют иногда угольники с такого же рода лапами (фиг. 8, *b*).

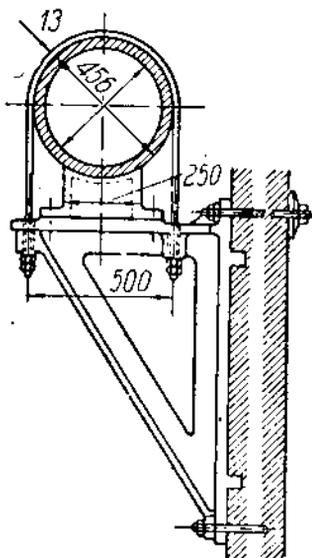
Конструкции неподвижных опор разного типа показаны на фиг. 49—53. Надо заметить, что мертвые точки типа фиг. 49—50, в которых трубы удерживаются только в силу трения между ними и хомутами, являются мало надежными, так как при значительных нагрузках на фиксипункты силы трения могут оказаться недостаточными,

и труба проскользнет через закрепление. Более солидное выполнение получается, если на внешней поверхности трубы наварены пластины, между которыми располагаются хомуты, как показано на фиг. 53.

Во избежание чрезмерного провисания трубопроводов под влиянием собственного веса приме-



Фиг. 51. Водоотделитель в качестве мертвой точки.

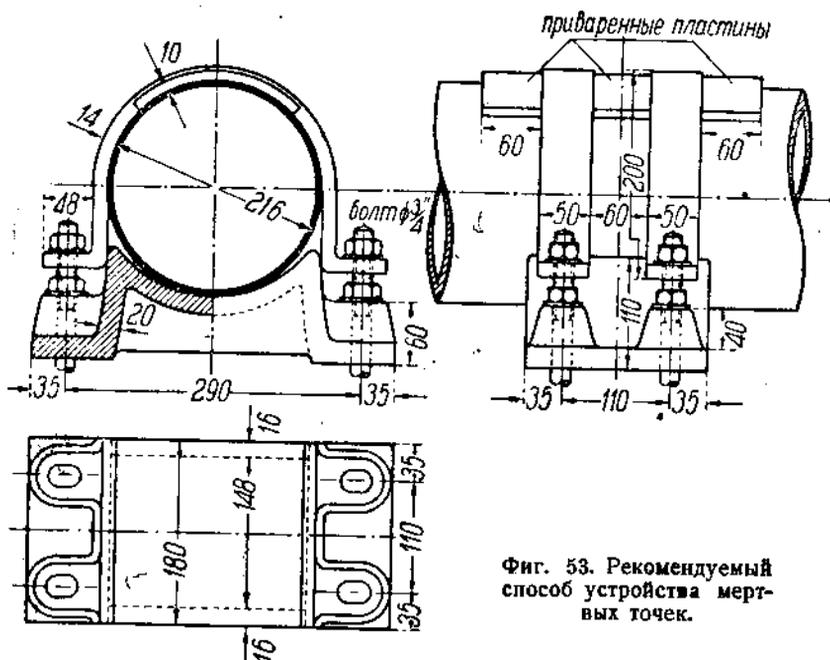


Фиг. 52. Мертвая точка.

яются промежуточные опоры, располагаемые на расстояниях 3—5 м друг от друга в промежутках между мертвыми точками.

При выборе типа промежуточных опор основным является положение, что опора, разгружая трубопровод от собственного веса, не должна создавать ограничений свободному его расширению при нагревании.

Самый простой способ поддержки трубопровода — подвеска его на жестких струнах. Указанный способ мало удовлетворителен, в особенности при вертикальных трубопроводах. На фиг. 54,а изображен вертикальный трубопровод с несколькими, расположенными на известном расстоянии друг от друга, жесткими опорами; опоры несут часть веса труб только до тех



Фиг. 53. Рекомендуемый способ устройства мертвых точек.

пор, пока он холодный. При расширении — вследствие нагревания — подвески перестают работать, и вес трубопровода почти целиком передается на лапу поддерживающего колена, что допустимо только при достаточно солидном выполнении последнего и его опорной подушки, в противном случае возможно появление опасных напряжений в самом колене или во фланцевом соединении с горизонтальным участком. Еще более худшие условия получаются, если угольник не будет иметь поддерживающей лапы или если вместо угольника будет применен простой изгиб трубы; в последнем случае вес вертикального участка полностью будет передаваться на горизонтальный, вызывая в нем соответствующие изгибающие моменты.

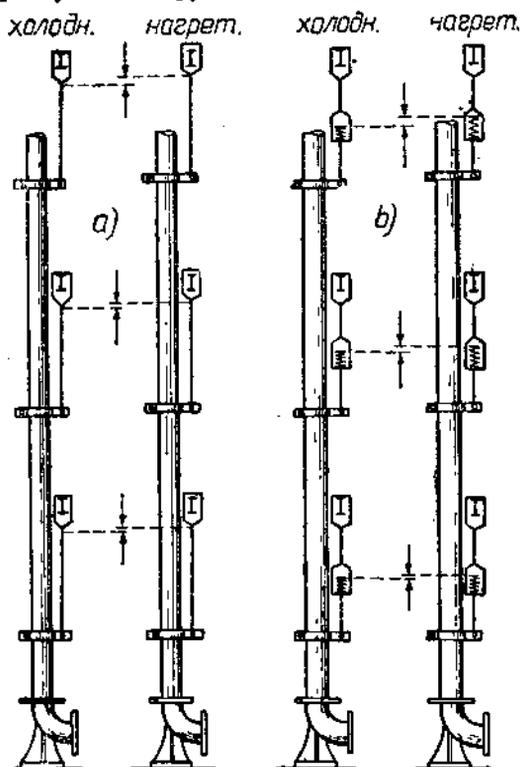
Более удовлетворительное решение для таких трубопроводов получается при применении пружинных подвесок, как показано на фиг. 54,б: пружинные подвески не перестают разгружать трубопровод от собственного веса и при расширении его вследствие нагревания.

Пружинные опоры и подвески применяются также для поддержки горизонтальных участков, в случае если они переходят в вертикальные. Примеры подобных устройств изображены на фиг. 55.

Типы жестких подвесок и опор приведены на фиг. 56, пружинные подвески — см. фиг. 57. Главное преимущество пружинных опор и подвесок заключается в том, что они допускают перемещение трубопровода вверх и вниз без заметного нарушения распределения нагрузок между отдельными опорами, в то время как жесткие опоры могут вызвать значительные добавочные напряжения.

Пружины для опор и подвесок не следует брать слишком тугие, чтобы можно было получить достаточную осадку (растяжение) под нагрузкой, и нельзя брать слишком слабые, дабы пружина не сжималась до соприкосновения витков.

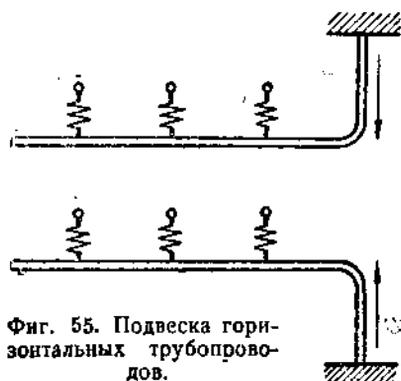
Жесткость пружины зависит от диаметра проволоки, из которой она навита, количества витков и их диаметра. Нагрузка, требуемая для сжатия пружины от ее свободной длины (при ненагруженной пружине) до длины при максимальной осадке (когда витки соприкасаются), есть функция диаметра проволоки и радиуса витков, но совершенно не зависит от их числа. Поэтому, если для доведения пружины, например в n витков, до максимальной осадки требуется сила в P килограммов, то



Фиг. 54. Способы подвески вертикальных трубопроводов.

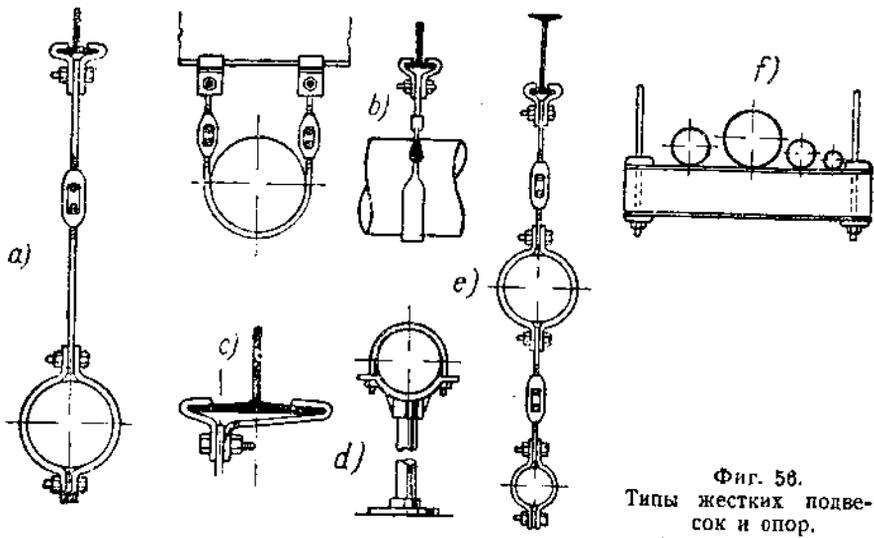
для пружины с $2n$ витков, с теми же основными размерами, потребуется для наибольшей осадки та же сила в P килограммов. Отсюда следует, что для сжатия пружины на 1 см с вдвое большим числом витков потребуется сила, в два раза меньшая. Следовательно, при неизменной нагрузке, меняя только число витков пружины, можно получить различные осадки.

Пружины следует подбирать так, чтобы их осадка в рабочем состоянии трубопровода было около 50% от максимальной. Необходимая абсолютная величина осадки легко определяется после выяснения величин смещения отдельных сечений трубопровода в рабочем состоянии (см. главу IV, раздел 8 и главу VI, раздел 5). Для наиболее важных подвесок или опор желательно иметь результаты градуировки пружины, дающие действительную

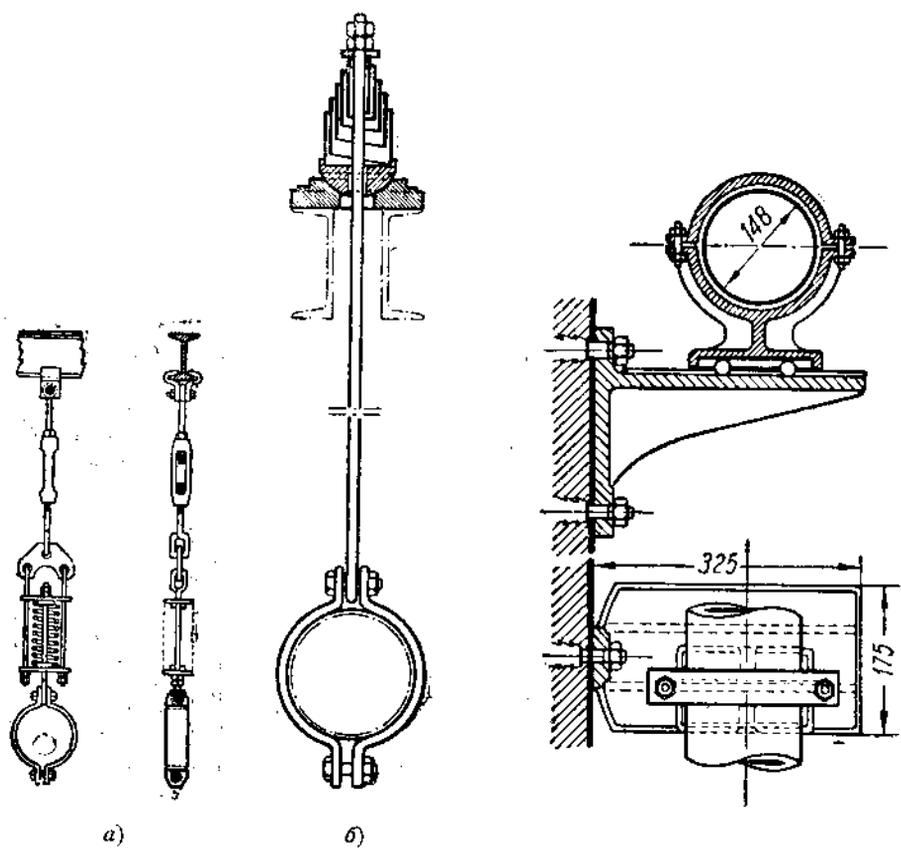


Фиг. 55. Подвеска горизонтальных трубопроводов.

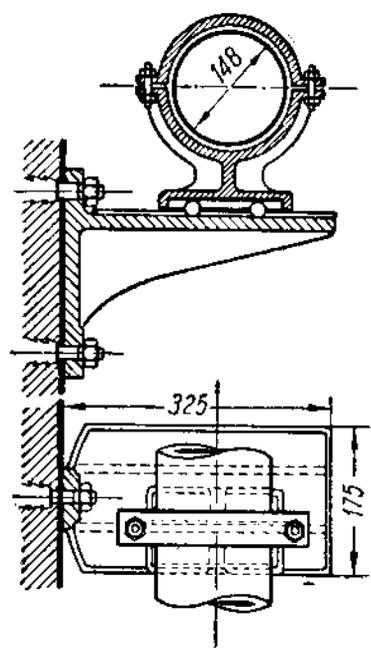
отдельных сечений трубопровода в рабочем состоянии (см. главу IV, раздел 8 и главу VI, раздел 5). Для наиболее важных подвесок или опор желательно иметь результаты градуировки пружины, дающие действительную



Фиг. 56. Типы жестких подвесок и опор.



Фиг. 57. Пружинные подвески.



Фиг. 58. Шариковая опора для горизонтальных паропроводов.

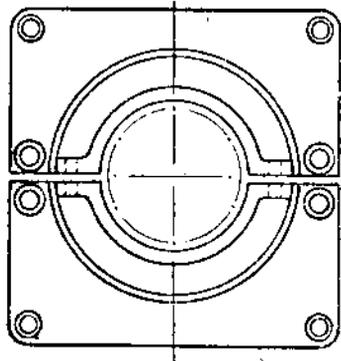
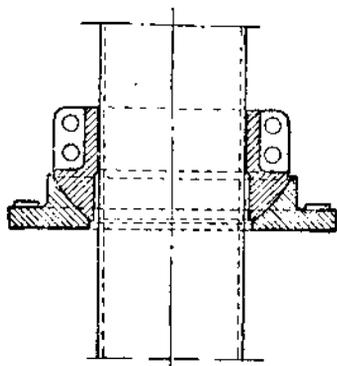
зависимость осадки от нагрузки, так как жесткость пружины с одинаковыми геометрическими размерами может быть различна в зависимости от условий закаливании при изготовлении.

На фиг. 58—60 изображены различные типы опор. Для горизонтальных, но криволинейных трубопроводов особенно пригодны шариковые опоры

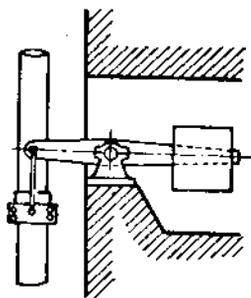
(фиг. 58), дающие возможность трубопроводу перемещаться свободно в любых направлениях в его плоскости и, следовательно, не вызывающие никаких добавочных напряжений.

Для прямых горизонтальных трубопроводов достаточно удовлетворительными являются роликовые опоры (см. фиг. 25).

На фиг. 59 изображена опора с шаровой пятой для вертикального участка. Для вертикальных трубопроводов удобны также опоры с противовесами (фиг. 60), уравнивающими вес поддерживаемого участка.



Фиг. 59. Жесткая опора с шаровой пятой для вертикального трубопровода.



Фиг. 60. Опора с противовесом для вертикального трубопровода.

ГЛАВА III

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ ПЛОСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

1. Изгиб прямых и дуговых консолей

Любой участок трубопровода можно рассматривать состоящим из прямолинейных отрезков и кривых, изогнутых по дуге круга. Для ясного понимания нижеизлагаемых методов необходимо вполне отчетливо представлять явления, происходящие при действии сил и моментов на элементарные отрезки труб, как прямые, так и кривые, с одним закрепленным и другим свободным концом, к которому приложены сила и момент.

Надо отметить, что определение усилий в трубопроводах чисто аналитическими способами сложно; более просто и наглядно эта задача решается

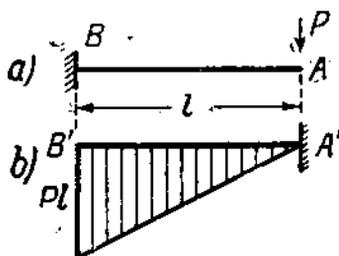
графоаналитическими методами. В соответствии с этим ниже приводятся основные расчетные формулы в виде, удобном для применения их при графоаналитическом методе.

В практике наиболее часто приходится иметь дело с трубопроводами, в которых кривые участки изогнуты по дуге круга с центральным углом 90° ; поэтому наибольший интерес представляют расчетные выражения для кривых консолей именно такого типа.

Обозначим:

- l — длина прямого участка трубопровода в сантиметрах;
- R — средний радиус дуги, по которой изогнут криволинейный отрезок трубы, в сантиметрах;
- E — модуль упругости материала при растяжении при рабочей температуре в $кг/см^2$;
- J — момент инерции поперечного сечения трубы в $см^4$;
- f_x, f_y, f_z, \dots — величины прогибов свободного конца консоли в направлении оси x, y и т. д., в сантиметрах;
- ψ — угол поворота свободного конца под действием нагрузок;
- P_x, P_y, \dots — силы, действующие на свободный конец, направленные вдоль оси x, y и т. д., в килограммах;
- M — момент, действующий в любом сечении, в $кгсм$;
- F — площадь диаграммы изгибающих моментов от действия сил на свободный конец в $кгсм^2$;
- Q — перерезывающая сила в любом сечении в килограммах.

Как известно из теории графоаналитического метода расчета балок, если построена диаграмма изгибающих моментов от действительной нагрузки, то прогиб в любом сечении находится путем деления величины изгибающего момента M' в этом сечении от фиктивной нагрузки, распределенной вдоль балки по закону, выражаемому диаграммой действительных изгибающих моментов, на жесткость балки, т. е.



Фиг. 61.

$$f = \frac{M'}{EJ}. \quad (13)$$

Угол же ψ' наклона касательной к изогнутой оси балки равен перерезывающей силе в рассматриваемом сечении от упомянутой фиктивной нагрузки, деленной на жесткость EJ , т. е.

$$\psi' = \frac{Q}{EJ}.$$

В случае консольной балки перерезывающая сила от фиктивной нагрузки в сечении, соответствующем свободному концу, равна площади F диаграммы действительных изгибающих моментов; поэтому угол поворота свободного конца консоли

$$\psi = \frac{F}{EJ}. \quad (14)$$

Напомним сперва выражения для прямых консолей. На фиг. 61 к свободному концу консоли приложена сила P .

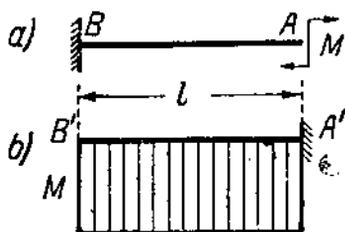
Диаграмма изгибающих моментов имеет вид треугольника с площадью

$$F = \frac{Pl^2}{2}.$$

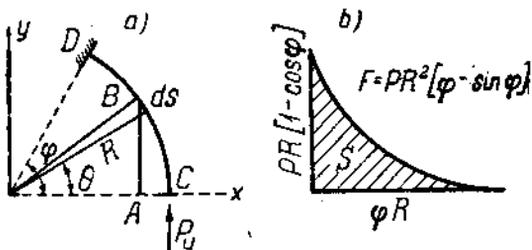
Принимая диаграмму за фиктивную нагрузку, определим угол поворота и прогиб свободного конца.

При применении графоаналитического метода наиболее важным является вопрос о выборе опор для балки, нагруженной фиктивной нагрузкой. Опоры, как известно, должны быть выбраны так, чтобы удовлетворить условиям на концах действительной балки.

В консоли фиг. 61, а, при действии в А силы Р угол поворота и прогиб сечения В равны нулю, поэтому закрепление консоли, нагруженной фиктивной нагрузкой, должно быть выбрано так, чтобы в сечении В изгибающий момент и перерезывающая сила были равны нулю. Конец А действительной балки прогибается и поворачивается, поэтому в сечении А



Фиг. 62.



Фиг. 63.

фиктивно нагруженной консоли должны действовать и изгибающий момент и перерезывающая сила. Указанные условия удовлетворяются, если консоль рассматривать нагруженной так, как указано на фиг. 61, б.

Перерезывающая сила от фиктивной нагрузки в сечении А равна реакции опоры:

$$Q = F = \frac{PR^2}{2}.$$

Следовательно, угол поворота этого сечения

$$\psi = \frac{PR^2}{2EJ}$$

Изгибающий момент в сечении А

$$M = \frac{PR^2}{2} \cdot \frac{2}{3} l = \frac{PR^2}{3}.$$

Прогиб сечения А

$$f = \frac{PR^2}{3EJ}.$$

Идентично для консоли фиг. 62, нагруженной на свободном конце постоянным моментом, имеем:

площадь диаграммы моментов

$$F = Ml;$$

угол поворота свободного конца

$$\psi = \frac{Ml}{EJ};$$

прогиб свободного конца

$$f = \frac{Ml}{EJ} \cdot \frac{1}{2} l = \frac{Ml^2}{2EJ}.$$

Остановимся теперь более подробно на деформациях кривых консолей под действием сил или моментов, приложенных к свободному концу.

На фиг. 63, *a* изображена консоль, изогнутая по дуге круга радиуса R ; к свободному концу консоли приложена сила P_y , направленная по касательной к нему. Центральный угол консоли обозначим φ .

Элемент ds консоли испытывает изгиб, причем величина соответствующего изгибающего момента

$$M = P_y \cdot \overline{AC} = P_y R (1 - \cos \theta). \quad (15)$$

Наибольший изгибающий момент имеет место, очевидно, в закреплённом сечении, причем по величине он равен:

$$M_{\max} = P_y R (1 - \cos \varphi),$$

Отложив на прямой выпрямленную длину консоли $s = \varphi R$ (фиг. 63, *b*), не трудно построить диаграмму изгибающих моментов. Площадь диаграммы моментов

$$F = \int_0^s P_y R (1 - \cos \theta) ds = \int_0^\varphi P_y R^2 (1 - \cos \theta) d\theta.$$

В последнем выражении положено $ds = R d\theta$; в соответствии с этой подстановкой изменены пределы интегрирования. Выполнив интегрирование, найдем:

$$F = P_y R^2 (\varphi - \sin \varphi).$$

Переходя к определению графоаналитическим методом величин прогибов и угла поворота свободного конца, заметим, что здесь, как и в случае прямых консолей, закрепление дуговой консоли, нагруженной фиктивной нагрузкой, надо считать в C , а действительно заделанный конец D считать свободным.

Угол поворота сечения C найдем, разделив на жесткость EJ величину перерезывающей силы в этом сечении от фиктивной нагрузки:

$$\psi = \frac{F}{EJ} = \frac{P_y R^2}{EJ} (\varphi - \sin \varphi). \quad (16)$$

Несколько сложнее определение прогибов свободного конца C . Последний под влиянием силы P_y (фиг. 63, *a*), перемещается в двух направлениях: вправо — вдоль оси x -ов и вверх — вдоль оси y -ов.¹ Применяя графоаналитический метод при определении прогиба вдоль оси y -ов, надо считать направление фиктивной нагрузки, приложенной к отдельным элементам консоли, параллельным оси y -ов, как указано на фиг. 64, *a*; при нахождении же перемещения вдоль оси x -ов надо принимать направление фиктивной нагрузки параллельным оси x -ов (фиг. 64, *b*).

Найдем величину изгибающего момента в C от фиктивной нагрузки, распределенной согласно фиг. 64, *a*.

К элементу ds приложена нагрузка

$$dQ = P_y R (1 - \cos \theta) ds.$$

Изгибающий момент, вызываемый dQ в сечении C ,

$$dM' = P_y R (1 - \cos \theta) R (1 - \cos \theta) ds.$$

¹ Направление прогибов легко определяется по перемещению свободного конца консоли под влиянием нагрузки, если вообразить в D шарнир.

Суммарный изгибающий момент в С

$$M' = \int_0^{\varphi} P_y R^3 (1 - \cos \theta)^2 d\theta = P_y R^3 \left[\frac{3}{2} \varphi - 2 \sin \varphi + \frac{1}{4} \sin 2\varphi \right].$$

Прогиб конца С действительной консоли вверх по оси у-ов

$$f_y = \frac{P_y R^3}{EJ} \left[\frac{3}{2} \varphi - 2 \sin \varphi + \frac{1}{4} \sin 2\varphi \right]. \quad (17)$$

Идентично, по фиг. 64, b изгибающий момент в сечении от фиктивной нагрузки, приложенной к элементу ds,

$$dM'' = P_y R^2 (1 - \cos \theta) \sin \theta d\theta.$$

Суммарный изгибающий момент

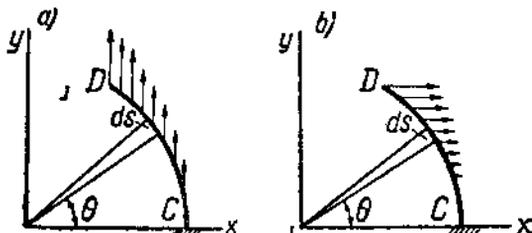
$$M'' = \int_0^{\varphi} P_y R^2 (1 - \cos \theta) \sin \theta d\theta = P_y R^3 \left[1 - \cos \varphi - \frac{\sin^2 \varphi}{2} \right].$$

Прогиб свободного конца вправо

$$f_x = \frac{P_y R^3}{EJ} \left[1 - \cos \varphi - \frac{\sin^2 \varphi}{2} \right]. \quad (18)$$

Полученные результаты легко могут быть проверены с помощью теоремы Кастильяно, по выражению потенциальной энергии изгиба:

$$U = \int_0^{\varphi} \frac{M^2 ds}{2EJ}.$$



Фиг. 64.

Для определения прогиба свободного конца в направлении силы P_y (по оси y)

достаточно взять производную от потенциальной энергии по силе. Подставив в выражение для U значение M из уравнения (15), найдем после дифференцирования:

$$f_y = \frac{\partial U}{\partial P_y} = \int_0^{\varphi} \frac{P_y R^3 (1 - \cos \theta)^2 R d\theta}{EJ},$$

т. е. тот же результат (ср. с выражением для M').

Чтобы найти прогиб в направлении оси x -ов, надо приложить к свободному концу фиктивную силу P_{fx} (фиг. 65), составить выражение потенциальной энергии с учетом и этой силы, найти производную от U по P_{fx} и в выражении последней положить $P_{fx} = 0$. Прделав указанные операции, получим выражение (18).

Выведенные уравнения (16)—(18), однако, не являются окончательными, если консоль фиг. 63 имеет трубчатое сечение. Дело в том, что при изгибе кривых труб, в отличие от сплошных кривых брусьев, наблюдается явление *сплющивания* поперечного сечения. Сечение трубы, первоначально круговое, превращается при изгибе в *эллиптическое*, вследствие чего как

бы понижается жесткость трубы. Явление это может быть учтено, например, введением в расчетные выражения для кривых труб вместо жесткости EJ пониженного ее значения kEJ , где k — коэффициент, учитывающий уменьшение жесткости вследствие сплющивания; подробнее на коэффициенте жесткости k мы остановимся ниже (см. раздел 2 настоящей главы).

В целях удобства пользования формулами при расчете графоаналитическим методом участков трубопровода сложных конфигураций, состоящих из прямых и дуговых отрезков, будем явление сплющивания учитывать следующим образом: длину основания диаграммы моментов для дуговых участков будем принимать равной φR , а приведенной длине $\frac{\varphi R}{k}$; площадь же диаграммы моментов будем условно принимать равной ее действительной величине, деленной на k ; например, для рассмотренного случая действительная площадь диаграммы

$$F = P_y R^2 (\varphi - \sin \varphi),$$

а мы будем ее принимать равной

$$F' = \frac{P_y R^2 (\varphi - \sin \varphi)}{k}.$$

Подобный прием позволяет при нахождении прогибов и углов поворота конечных сечений, определяемых путем деления величин изгибающих моментов и перерезывающих сил от фиктивной нагрузки на жесткость, пользоваться и для прямых и для дуговых участков одним и тем же значением жесткости при растяжении EJ , чем сильно облегчается расчет без каких бы то ни было искажений конечных результатов.

В табл. 13 под номером случая V приведены окончательные расчетные выражения для дуговой консоли трубчатого сечения с центральным углом $\varphi = 90^\circ$ при действии силы P на свободный конец согласно фиг. 63.

Совершенно идентично найдены выражения для таких же консолей, приведенные в табл. 13 для случаев IV и VI.

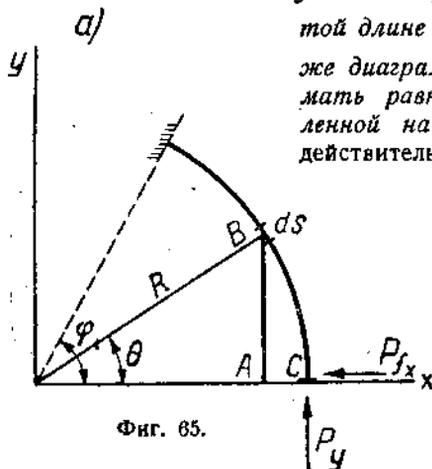
Случай IV соответствует действию силы, направленной перпендикулярно касательной к свободному концу, а случай VI — действию на свободный конец постоянного момента M в плоскости оси трубы. Направления перемещений f' и f'' указаны стрелками.

Наконец под номером случая VII приведены выражения для определения величины прогиба свободного конца кривой консоли, если закрепленный конец поворачивается вследствие поворота плоскости его заделки на угол ψ .

Если центральный угол дуговой консоли равен φ , то угол ω , очевидно (фиг. 66), равен:

$$\omega = 180 - \left(90 - \frac{\psi}{2}\right) - \left(90 - \frac{\varphi}{2}\right) = \frac{\varphi + \psi}{2}.$$

Для прямой консоли при повороте закрепленного конца на угол ψ величина прогиба свободного конца приблизительно равна длине дуги ψl , где l — длина хорды консоли; в данном случае перемещение ac (фиг. 66) может быть принято равным $\psi 2R \sin \frac{\varphi}{2}$.



Фиг. 65.

Перемещения вдоль осей координат:
по x :

$$f_x = \psi 2R \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\varphi + \psi}{2};$$

по y :

$$f_y = \psi 2R \sin \frac{\varphi}{2} \cos \left(\frac{\varphi + \psi}{2} \right).$$



Фиг. 66.

Пренебрегая величиной угла ψ как малой по сравнению с φ и полагая центральный угол консоли $\varphi = 90^\circ$, получим выражения, приведенные в табл. 13 (случай VII).

Случаи I—III табл. 13 соответствуют действию сил и моментов на прямые консоли.

Табл. 13 охватывает основные выражения, необходимые при расчете плоских трубопроводов графоаналитическим методом.

2. Коэффициент жесткости кривых труб

Как уже отмечалось выше, изгиб кривой трубы сопровождается сплющиванием, вследствие чего ее кру-

товое поперечное сечение превращается в эллиптическое, а жесткость трубы понижается.

Явление это происходит следующим образом. Допустим, что имеем трубу (фиг. 67), изогнутую по дуге круга радиуса R . Выделим двумя сечениями ab и cd элемент трубы. При изгибе в волокнах с выпуклой стороны трубы возникнут растягивающие, а с вогнутой — сжимающие напряжения. Как растягивающие, так и сжимающие усилия дадут равнодействующие T , направленные к нейтральной оси; под влиянием сил T и происходит сплющивание поперечного сечения. Мы здесь не будем останавливаться на общей теории сплющивания,¹ ограничиваясь лишь приведением окончательных выражений для определения коэффициентов жесткости и величин напряжений в кривых трубах.

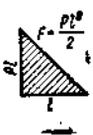
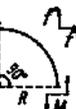
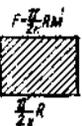
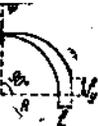
Анализируя опыты Банглина с лирообразными и U-образными компенсаторами, Карман нашел, что коэффициент понижения жесткости трубы вследствие сплющивания может быть выражен так:

$$k = \frac{1 + 12h^3}{10 + 12h^3}, \quad (19)$$

¹ См. ссылку 2 на стр. 7.

ТАБЛИЦА 13

Выражения деформации прямых и кривых труб

№ случая	Схема действия силы или момента	Приведенная площадь диаграммы изгибающих моментов	Угол поворота свободного конца	Прогиб в направлении силы или вдоль плеча момента	Прогиб перпендикулярно направлению силы или плечу момента
I		—	—	$f = \psi l$	—
II			$\psi = \frac{P l^2}{2 E J}$	$= \frac{P l^2}{3 E J} =$ $= \psi \cdot \frac{2}{3} l$	—
III			$\psi = \frac{M l}{E J}$	$f = \frac{M l^2}{2 E J} =$ $= \psi \cdot \frac{1}{2} l$	—
IV			$\psi = \frac{P R^2}{k E J}$	$f' = 0,7854 \frac{P R^3}{k E J} =$ $= \psi \cdot 0,7854 R$	$f'' = 0,5 \frac{P R^3}{k E J} =$ $= \psi \cdot 0,5 R$
V			$\psi = \frac{0,5708 P R^2}{k E J}$	$f' = 0,356 \frac{P R^3}{k E J} =$ $= \psi \cdot 0,624 R$	$f'' = 0,5 \frac{P R^3}{k E J} =$ $= \psi \cdot 0,876 R$
VI			$\psi = \frac{1,57 M R}{k E J}$	$f' = \frac{M R^2}{k E J} =$ $= \psi \cdot 0,637 R$	$f'' = 0,57 \frac{M R^2}{k E J} =$ $= \psi \cdot 0,363 R$
VII		—	—	$l_x = \psi R$	$l_y = \psi R$

где

$$h = \frac{tR}{r^2}. \quad (20)$$

В этих выражениях:

t — толщина стенки трубы;

R — средний радиус изгиба трубы;

r — средний радиус поперечного сечения трубы;

Вышеприведенная формула (19) пригодна, если коэффициент трубы $h > 0,3$, что обычно имеет место.

Для h в пределах от 0,2 до 0,3 Карман нашел

$$k = \frac{3 + 536h^2 + 4800h^4}{105 + 4136h^2 + 4800h^4}. \quad (21)$$

Год спустя проф. Лоренц,¹ базируясь на тех же опытах Бантлина, предложил для коэффициента жесткости следующее выражение:

$$k_L = \frac{4h^2}{4h^2 + 3}, \quad (22)$$

где h имеет прежнее значение.

На фиг. 68 приведены кривые $\frac{1}{k}$ и $\frac{1}{k_L}$, т. е. величин, обратных коэффициентам жесткости по Карману и Лоренцу, а для сравнения с теоретическими величинами точки нанесены значения коэффициента жесткости,² определенные по опытам Бантлина, Крокера и Санфорда, проф. Ховгарда и Валя.

Как видно, кривая Кармана близко сходится с опытами Ховгарда и Валя. Точки испытаний Бантлина ближе лежат к кривой Лоренца; ряд точек по опытам Крокера лежит ниже кривых и Кармана и Лоренца.

Из рассмотрения фиг. 68 все же можно сделать вывод, что кривая Кармана ближе к опытным данным, чем кривая Лоренца. В настоящее время в технической литературе общепринято коэффициент жесткости определять по Карману, хотя надо отметить, что он нуждается еще в опытной проверке, так как при проведенных до сего времени исследованиях не было обращено достаточного внимания на состояние концов исследованных образцов; состояние же последних (вполне свободное, жесткое закрепление и др.) оказывает влияние на величины усилий.

Из опытных точек, нанесенных на фиг. 68, наиболее надежными считаются точки Ховгарда и Валя.

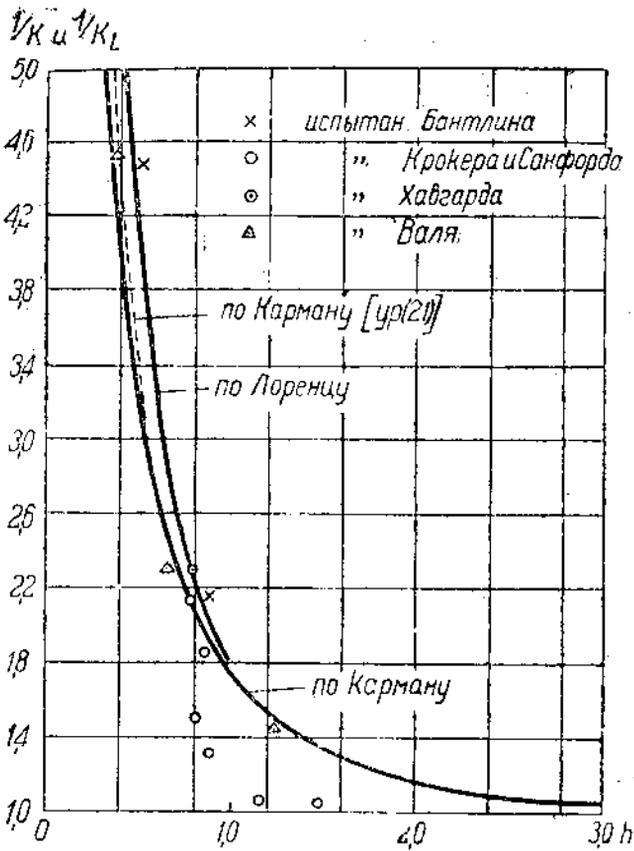
На фиг. 69 приведена кривая значений коэффициента жесткости в зависимости от h по Карману, которой мы и будем пользоваться в дальнейшем.

3. Модуль упругости при растяжении

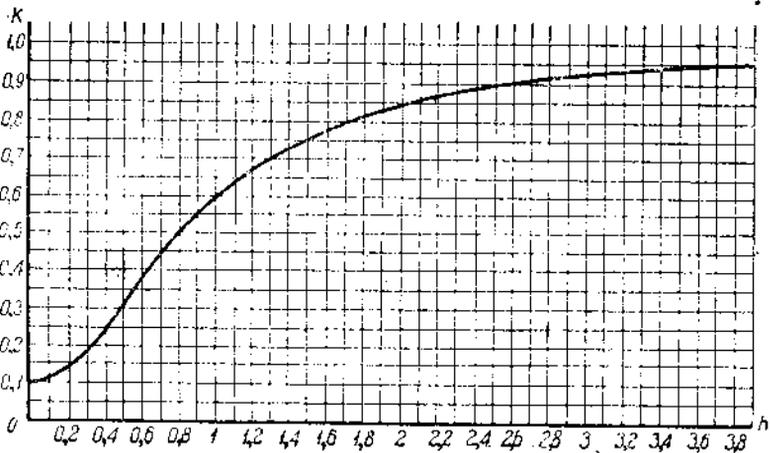
Модуль упругости при растяжении падает с повышением температуры. Обычно приводимые для него значения имеют место при комнатной темпе-

¹ См. ссылку 2 на стр. 8.

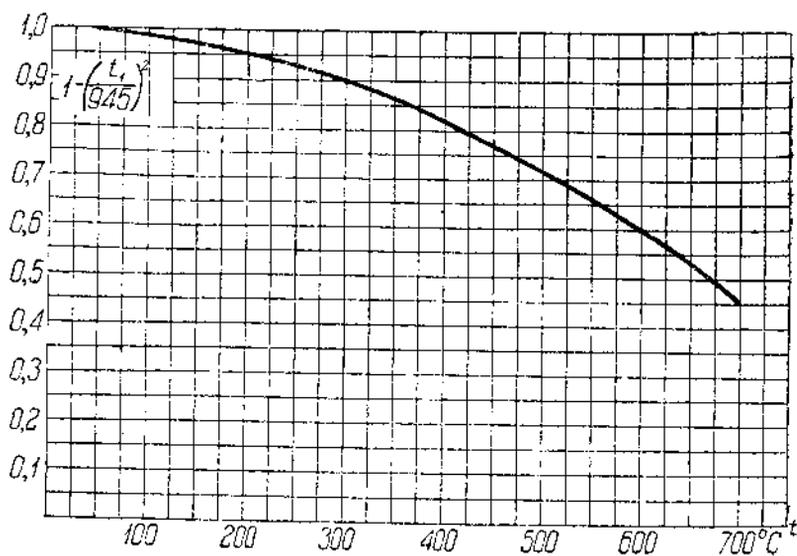
² Фиг. 68 построена на основании данных, приводимых в статьях Финником и Шипмана; см. ссылки 7 и 10 на стр. 8.



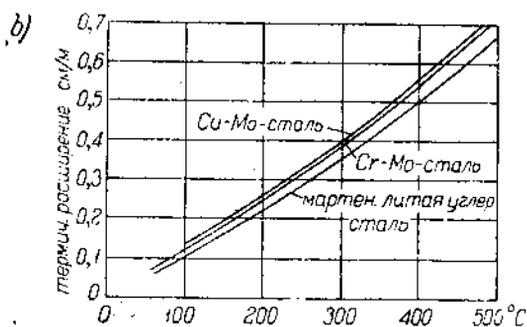
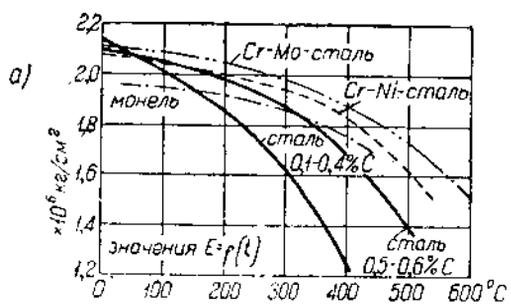
Фиг. 68. Сравнение теоретических значений коэффициента жесткости с опытными данными.



Фиг. 69. Коэффициент понижения жесткости кривых труб по Карману



Фиг. 70. Кривая значений $1 - \left(\frac{t_1}{945}\right)^2$



Фиг. 71. Кривые значений модуля упругости и величин термических расширений.

ратуре. Согласно данным Оррока при высоких температурах модуль упругости может быть определен из выражения:

$$E = E_0 \left[1 - \left(\frac{t_1^\circ}{945} \right)^2 \right], \quad (23)$$

где E_0 — модуль упругости при 0°C (точнее — при комнатной температуре);

t_1° — рабочая температура в $^\circ\text{C}$.

Значения E_0 :

Сварочное железо	$1,9 \cdot 10^8 \div 2,1 \cdot 10^8$	кг/см ²
Литое железо и сталь	$2 \cdot 10^8 \div 2,2 \cdot 10^8$	"
Нержавеющее железо и сталь	$1,85 \cdot 10^8$	"
Чугун	$0,8 \cdot 10^8 \div 1 \cdot 10^8$	"
Медь	$1,1 \cdot 10^8 \div 1,2 \cdot 10^8$	"

На фиг. 70 приведена кривая значений $1 - \left(\frac{t_1^\circ}{945} \right)^2$ в зависимости от $t^\circ \text{C}$.

На фиг. 71 приведены кривые значений $E(t)$ для некоторых сталей¹.

ГЛАВА IV

ТЕОРИЯ САМОКОМПЕНСАЦИИ ПЛОСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

1. Основные задачи при проектировании трубопроводов

Проектирование трубопроводов ведется с таким расчетом:

- 1) чтобы избежать чрезмерных нагрузок на мертвые точки;
- 2) чтобы напряжения в любых сечениях трубопровода от суммарного действия деформаций, возникающих в нем вследствие термического расширения и вследствие наличия внутреннего давления, не превосходили допустимых для материала величин;
- 3) чтобы моменты в местах соединений отдельных звеньев трубопровода не могли вызвать течи вследствие расстройств стыков.

В последующем разбираются методы определения сил и моментов в разных сечениях трубопроводов и даются указания, каким путем перечисленные условия, в некоторых случаях противоречащие одно другому, могут быть выполнены.

2. О методах определения сил и напряжений при термическом расширении трубопроводов

В основу дальнейших выводов положено выражение потенциальной энергии, накапливаемой при деформации, в следующем виде:

$$U = \int_0^s \frac{M^2 ds}{2kEJ},$$

где сохранены обозначения, применявшиеся нами ранее.

Интегрирование должно быть распространено на всю длину трубопровода.

¹ „Wärme“ № 50, 1933.

Применение этого выражения связано со следующими предпосылками:

1. Учитывается только энергия от действия изгибающих моментов (нормальных напряжений) и допускается, что энергией от действия перерывающих сил (касательных напряжений) и от сил продольных (направленных вдоль оси трубопровода), вызывающих соответствующее растяжение или сжатие, можно пренебречь по незначительности. Такое допущение обычно всегда делается в теории сопротивления материалов с целью упрощения выводов.

2. Допускается, что нейтральная ось поперечного сечения проходит через его центр тяжести. В кривых брусках, как известно, имеет место смещение нейтральной оси при изгибе и тем большее, чем меньше радиус кривизны бруса, что отражается на величине момента инерции. Но если размеры бруса невелики по сравнению с радиусом его кривизны, то, как доказывается в теории сопротивления материалов и подтверждается опытом, смещением нейтральной оси можно пренебречь.

3) Труба, первоначально кривая, обладает меньшей жесткостью, чем прямая. Поэтому для кривых труб берется пониженная жесткость kEJ вместо жесткости для прямых труб EJ .

4) Прогибы, получающиеся при деформациях в разных сечениях трубопровода, не оказывают влияния на величины моментов в тех же сечениях. Такое допущение можно сделать потому, что прогибы обычно малы по сравнению с длинами отдельных участков трубопровода.

Наконец, последнее предположение, являющееся основным для дальнейших выводов, касается состояния концов участка трубопровода: допускается, что оба конца имеют абсолютно жесткое крепление, не допускающее никаких смещений и поворотов конечных сечений при деформациях вследствие термических расширений.

Надо заметить, что почти во всех работах, появившихся в печати примерно до 1930 г.,¹ анализ усилий и напряжений, возникающих при термическом расширении трубопроводов, производился в предположении как максимум только одного закрепленного конца; второй же конец принимался за абсолютно свободный. При такой предпосылке анализ значительно упрощается, но это допущение весьма далеко от условий работы действительных трубопроводов, так как каждый из них разбит на участки, имеющие по концам закрепления, более близкие к абсолютно жестким.

Табл. 14, в которой сопоставлены расчетные выражения для сил и моментов в разных сечениях четырех типов компенсаторов из гладких труб, дает представление о том, какая разница получается в конечных результатах при различных предположениях относительно закрепления концов.

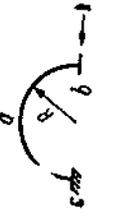
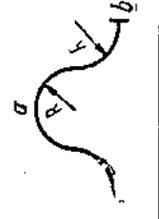
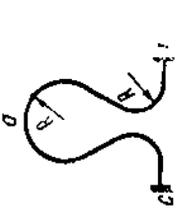
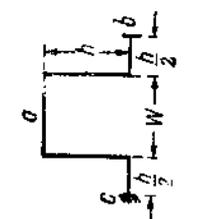
Выражения, приведенные в столбце: „Свободные концы“, соответствуют случаю сжатия компенсатора силой P' , направленной по прямой, соединяющей его конечные сечения (фиг. 72, а); левый конец предполагается неподвижным, а правый — перемещающимся под действием силы, причем конечное сечение, ему соответствующее, может совершать любые повороты вокруг одного из своих диаметров. После сжатия на некоторую величину Δx , зависящую от силы P' , компенсатор примет положение, показанное на фиг. 72, а, конечное сечение повернется на угол ψ по отношению к его первоначальному положению.

Выражения, приведенные в столбце: „Направленные концы“, соответствуют такому же направлению действия силы P' , как и в предыдущем

¹ См. ссылки 4, 6 и 7 на стр. 8.

ТАБЛИЦА 14

Расчетные выражения для компенсаторов при различных состояниях концов

Тип компенсатора	Свободные концы	Направленные концы	Соотношение между силами и моментами в вершине (точка С)
	$P' = \frac{kEJ\Delta x}{1,57R^3}; M'_a = P'R$ $M_b = M_c = 0$	$P'' = \frac{kEJ\Delta x}{0,296R^3}; M'_a = 0,383P''R$ $M'_b = M'_c = 0,637P''R$	$P'' = 5,3P'$ $M'_a = 1,925M'_a$
	$P' = \frac{kEJ\Delta x}{9,42R^3}; M'_a = 2P'R$ $M_b = M_c = 0$	$P'' = \frac{kEJ\Delta x}{3,14R^3}; M'_a = P''R$ $M'_b = M'_c = P''R$	$P'' = 3P'$ $M'_a = 1,5M'_a$
	$P' = \frac{kEJ\Delta x}{39,88R^3}; M'_a = 3,41P'R$ $M_b = M_c = 0$	$P'' = \frac{kEJ\Delta x}{12,42R^3}; M'_a = 1,705P''R$ $M'_b = M'_c = 1,705P''R$	$P'' = 3,22P'$ $M'_a = 1,605M'_a$
	$P' = \frac{3EJ\Delta x}{(2+5m)h^3}; M'_a = P'h,$ <p>где $m = \frac{w}{h}$; $M_b = M_c = 0$ при $m = 1$ и $w = h$</p> $P' = 0,6 \frac{EJ\Delta x}{h^3}$	$P'' = \frac{3EJ(3+m)\Delta x}{(3+5m)h^3}; M'_a = \frac{2P''h}{m+3},$ <p>где $m = \frac{w}{h}$; $M'_b = M'_c = \frac{P''h(1+m)}{m+3}$ при $m = 1$ и $w = h$</p> $P'' = 1,5 \frac{EJ\Delta x}{h^3}$	$P'' = \frac{(3+m)(2+3m)}{3+5m} P'$ $M'_a = \frac{4+6m}{3+5m} M'_a$ <p>при $m = 1$ $P'' = 2,5P'$ $M'_a = 1,25M'_a$</p>

случае, но при условии, что конечное сечение правого конца перемещается при деформациях параллельно начальному положению, т. е. когда к правому концу, кроме силы P' , приложен еще соответственно подобранный момент M_b , устраняющий поворот сечения, возникающий под действием упомянутой силы (фиг. 72, б).

Предположение же „направленного движения“ концов трубопровода под действием сжимающих сил соответствует их абсолютно жесткому закреплению при деформациях вследствие термического расширения.

Предположение относительно направленного перемещения концов гораздо ближе к действительным условиям работы компенсаторов, так как свободным поворотам конечных сечений препятствуют соединения с прилегающими прямыми участками, боковые смещения которых в свою очередь стеснены направляющими (поддерживающими) опорами.

Как видно из последнего столбца табл. 14, при направленном движении концов величины сил и моментов в опасных сечениях значительно превышают их значения для случая свободных концов.

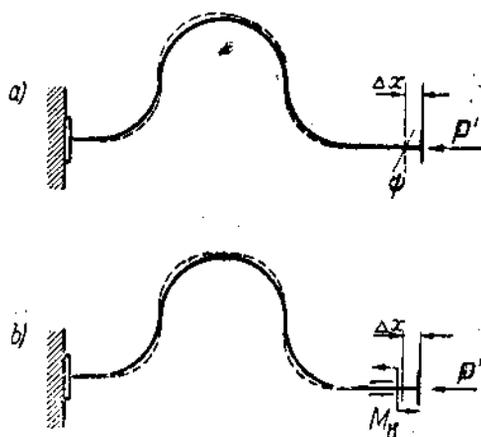
Фактически, конечно, прямые участки, присоединенные к концам компенсатора, в зависимости от типа поддерживающих трубопровод опор, могут получать во время работы некоторые боковые смещения, а следовательно, будут возможны и ограниченные повороты конечных сечений компенсаторов, но оценить их величины далеко не легко, а в некоторых случаях практически невозможно. Допущение же, что концы вовсе не поворачиваются при деформациях компенсатора, а движутся параллельно начальным положениям, соответствует наиболее тяжелым условиям работы, по которым и должен проектироваться трубопровод, если к нему предъявляются требования вполне надежной работы.

Выражениями табл. 14 можно пользоваться при расчетах прямых трубопроводов с указанными типами компенсаторов, вводя в них вместо Δx величину расширения всего участка между мертвыми точками.

Определив величины сил и реактивных моментов $M_b = M_c$, не трудно будет уже вычислить и напряжения в наиболее опасных сечениях. Такими сечениями являются такие, которые соответствуют вершине компенсатора и соединениям его с прямыми участками.

Относительно определения напряжений в кривых участках см. главу V.

Выражения для расчета прямых трубопроводов с такими же типами компенсаторов, как в табл. 14, учитывающие влияние и боковых смещений прямых участков на общую компенсирующую способность трубопровода, будут приведены нами ниже — после разбора теории самокомпенсации.



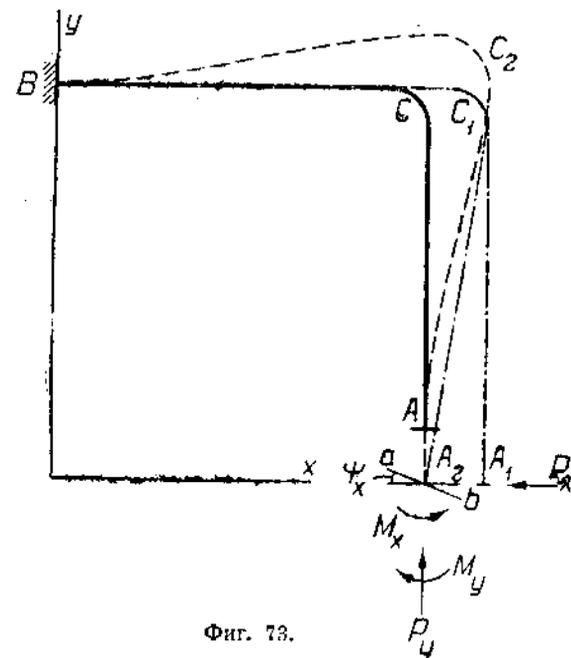
Фиг. 72. Деформации U-образного компенсатора под действием силы при свободном и направленном движении раскрепленного конца.

3. Общий метод расчета плоских трубопроводов.

Предположим, что имеем (фиг. 73) участок трубопровода ABC с жестко закрепленными концами. При нагревании он расширяется по двум взаимно перпендикулярным направлениям: по оси x -ов и вдоль оси y -ов. Так как закрепление концов предполагается абсолютно жесткое, то в заземленных сечениях появятся силы и моменты, величины которых могут быть определены на основании следующих соображений.

Применив метод Рейля, освободим от закреплений один из концов, например A , т. е. будем считать его совсем свободным. При нагревании трубопровода освобожденный конец сместится, но напряжений в нем никаких не возникнет вследствие полной свободы расширения. Пусть после расширения трубопровод займет положение A_1C_1B , намеченное условным пунктиром, удлинившись на Δx вдоль оси x -ов и на Δy вдоль оси y -ов. Подберем теперь систему сил и моментов так, чтобы вернуть освобожденный конец в прежнее положение.

Приложив к концу A_1 силу P_x , переместим его в положение A_2 , но при этом плоскость конечного сечения повернется по отношению к первоначальной плоскости на некоторый угол ψ_x . Чтобы воспрепятствовать повороту освобожденного сече-



Фиг. 73.

ния, надо приложить, кроме силы P_x , еще соответственно подобранный момент M_x , направление действия которого указано на чертеже. Очевидно, величина момента M_x является функцией силы P_x .

Далее, приложив к A_2 силу P_y , перпендикулярную P_x , и соответственно подобранный момент M_y , вернем освобожденный конец в начальное положение A . Момент M_y представляет собой функцию силы P_y .

Базируясь на проделанном анализе, можно предложить такой ход решения задачи. Освободив один конец от закрепления и приложив к нему две системы сил и моментов: P_x, M_x и P_y, M_y , находим общие выражения прогибов вдоль осей x и y , полагая второй конец трубопровода закрепленным; приравнивая найденные выражения прогибов величинам действительных расширений трубопровода вдоль тех же осей, из составленных уравнений найдем значения сил и моментов, после чего не трудно будет уже определить величины напряжений для любых сечений трубопровода.

Величины прогибов могут быть определены различными способами. Первый метод их определения, на котором мы остановимся, предложен Крокером и Катчаном.

4. Метод Крокера и Катчана

Для определения прогибов освобожденного конца Крокером и Катчаном предложен графоаналитический метод, основные положения которого излагаются ниже.

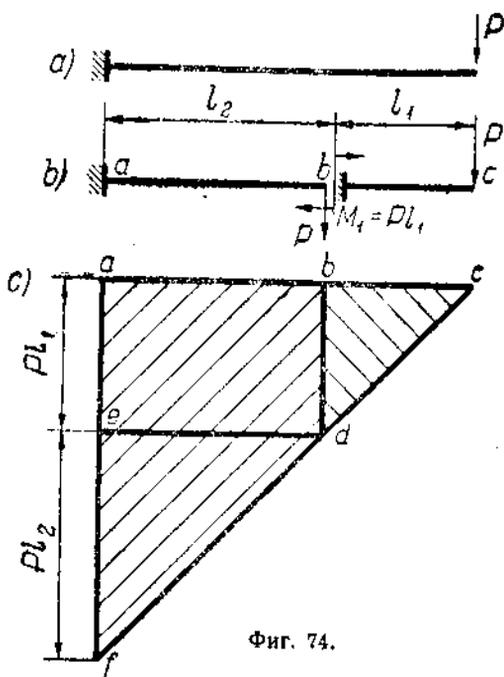
Приложив к освобожденному концу трубопровода силу P_x (фиг. 73), строят диаграмму изгибающих моментов, возникающих в трубопроводе под влиянием этой силы. Площадь диаграммы моментов для всего трубопровода в известном масштабе определит угол поворота освобожденного конца при нагрузке его силой P_x . Величина момента M_x , который надо приложить для компенсации поворота конечного сечения под влиянием силы P_x , определится из условия, что площадь диаграммы моментов, соответствующая M_x , должна быть равна по величине площади диаграммы моментов, вызываемых силой P_x , но обратна ей по знаку; только при этом условии угол поворота освобожденного конца при совместном действии на него системы P_x, M_x будет равен нулю.

Пристроив к диаграмме моментов от силы P_x диаграмму моментов, соответствующую M_x , определим, пользуясь основными случаями табл. 13, величины прогибов освобожденного конца; способ их вычисления будет иллюстрирован ниже на примерах.

{ Совершенно идентично находятся величины прогибов освобожденного конца под влиянием силы P_y и соответствующего ей момента M_y .

При построении диаграмм моментов, вызываемых силами P_x и P_y , применяют метод перенесения сил и моментов, сущность которого выясняется на следующем простом примере.

Предположим, что имеем консольную прямую балку, нагруженную силой P на свободном конце (фиг. 74, а). Диаграмма моментов для этого случая имеет вид треугольника acf (фиг. 74,с). Пользуясь принципом перенесения сил, эту же диаграмму можно получить следующим образом. Разобьем консоль, например, на две части: ab и bc и разберем сперва действие силы P на часть bc , рассматривая ее как консоль с закреплением в сечении b . Для участка bc диаграмма изгибающих моментов имеет вид треугольника bcd , изгибающий момент M_1 в фиктивно закрепленном сечении равен $P l_1$. Зная величину этого момента, можно построить диаграмму для второй части — ab длиной l_2 . При построении соответствующей ей диаграммы конец a считаем заделанным, а конец b — свободным, но нагруженным перенесенной силой P и моментом M_1 , передаваемым на участок ab от первой части консоли bc (фиг. 74,б). Моменту M_1 на диаграмме изгибающих моментов соответствует прямоугольник $abdc$, а перенесенной силе, приложенной в сечении b , — площадь треугольника edf .



Фиг. 74.

Не трудно видеть, что диаграмма изгибающих моментов, построенная только что указанным способом, совпадает с диаграммой, строящейся обычным путем.

Для иллюстрации способа построения диаграммы изгибающих моментов с помощью принципа перенесения сил мы взяли наиболее простой пример — прямую консоль. Но совершенно так же можно с помощью этого метода построить диаграмму для трубопровода любой конфигурации, разбив его предварительно, начиная с освобожденного конца, на элементарные участки, состоящие из прямых отрезков и дуговых колен.

Построим, например, диаграмму изгибающих моментов для трубопровода, изображенного на фиг. 75, нагруженного силой P_x . Разбиваем трубопровод, как указано на фиг. 75, *b*, на два дуговых 90° колена и прямой участок. Для построения диаграммы откладываем на базисной прямой ad (фиг. 75, *c*) длины отдельных участков, причем для колен откладываем приведенную их длину, равную $\frac{\pi R}{2k}$, согласно указаниям, сделанным выше.

Для участка dc , если предположить, что конец c закреплен, а конец d нагружен силой P_x , диаграмма изгибающих моментов имеет вид треугольника dec . Для колена bc диаграмму изгибающих моментов получим, предполагая конец b закрепленным, а воображаемый свободный конец c нагруженным перенесенной силой P_x и моментом $M_1 = P_x l$ (направление действия сил и моментов для отдельных участков указано на фиг. 75, *b*); соответствующие площади в диаграмме: синусоидальная площадь efg и прямоугольник $bgec$.

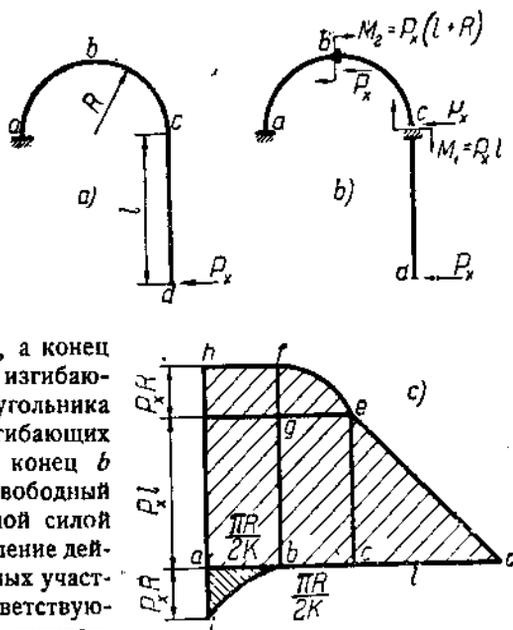
К воображаемому свободному концу колена ab приложен момент $M_2 = P_x(l + R)$ и перенесенная сила P_x . Моменту M_2 в диаграмме соответствует площадь прямоугольника $ahfb$, а перенесенной силе — площадь abi ; последняя построена под базисной линией, так как изгибающие моменты, вызываемые перенесенной силой P_x , на участке ab противоположны по знаку тем, которые вызываются моментом M_2 .

Площадь всей диаграммы изгибающих моментов, пропорциональная углу поворота свободного конца d , определится алгебраическим суммированием положительных и отрицательных площадей и в данном случае равна:

$$F = \text{пл. } ahfed - \text{пл. } abi.$$

Если разделить F на длину диаграммы, равную

$$s = \frac{\pi R}{k} + l,$$



Фиг. 75.

то получим величину момента M_x , который надо приложить к концу d для компенсации поворота концевой сечению под влиянием силы P_x .

После построения диаграммы моментов можно приступить и к подсчету прогибов раскрепленного конца трубопровода.

Подсчет прогибов ведется по частям: определяем отдельно прогибы каждого из отрезков, на которые разбит трубопровод, считая один из концов рассматриваемого отрезка закрепленным, а второй, ближайший к раскрепленному концу трубопровода, свободным, но нагруженным перенесенными силами и моментами.

Подсчет начинается с отрезка, непосредственно прилегающего к закрепленному концу трубопровода; фиктивный свободный конец этого участка под влиянием приложенных к нему перенесенных сил и моментов приобретает некоторый прогиб, а сечение, ему соответствующее, поворачивается на некоторый угол ψ_1 по отношению к первоначальному положению.

После этого переходим ко второму участку, непосредственно присоединенному к первому.

При подсчете прогибов второго участка считаем закрепленным тот из его концов, которым он присоединяется к первому участку, другой конец принимаем свободным и нагруженным соответствующими силами и моментами.

Фиктивный свободный конец второго участка приобретает прогибы относительно своего фиктивно закрепленного конца по двум причинам:

а) вследствие непосредственного действия на фиктивный свободный конец перенесенных сил и моментов, причем величины прогибов определяют, исходя из размеров рассматриваемого участка;

б) вследствие поворота фиктивно закрепленного конца на угол ψ_1 под влиянием нагрузок, действующих на первом участке (см. выше).

Под суммарным действием этих причин свободный конец второго участка получит прогиб и, кроме того, сечение, ему соответствующее, повернется на некоторый угол ψ_2 по отношению к первоначальному положению того же сечения.

Таким же путем подсчитывают прогибы всех остальных участков, а затем, произведя алгебраическое суммирование найденных частных прогибов, получают прогибы освобожденного конца трубопровода.

В целях пояснения сказанного приводим пример определения прогибов освобожденного конца и вычисления сил и моментов.

Разберем случай, изображенный на фиг. 76, имеющий, как будет видно из дальнейшего, большое практическое значение в применении к трубопроводам и позволяющий на простом примере оттенить особенности излагаемого метода.

На фиг. 77, б площадь $aedc$ — диаграмма изгибающих моментов, вызываемых в трубопроводе силой P_x ; при построении ее принято во внимание, что перенесенная сила P_x на участке ab изгиба не вызывает,¹ прогиб на этом участке получается только под влиянием момента $M = P_x l$.

Площадь $aedc$ диаграммы, очевидно:

$$F = P_x n l^2 + P_x \frac{l^2}{2} = P_x l^2 (n + 0,5).$$

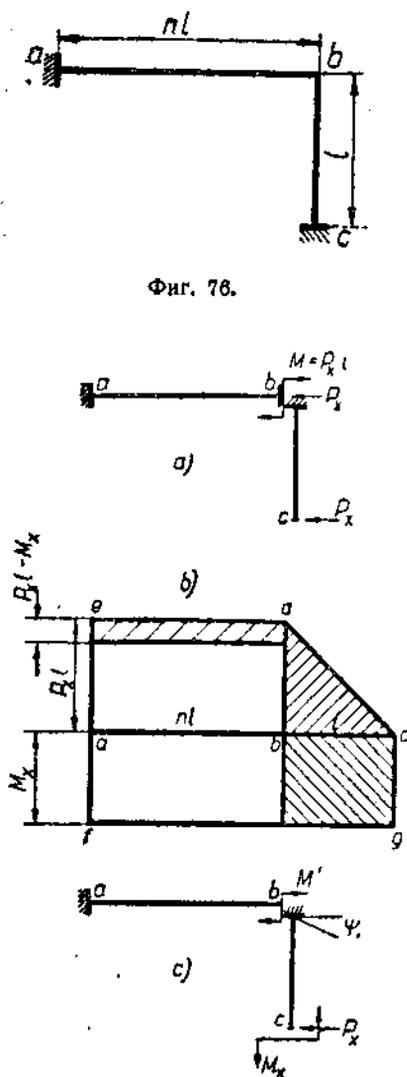
¹ Продольный изгиб невозможен вследствие небольших сравнительно величин сил, весьма далеких от критических значений.

Величина момента M_x , компенсирующего поворот свободного конца под действием силы P_x :

$$M_x = \frac{P_x l^2 (n + 0,5)}{nl + 1} = P_x l \frac{n + 0,5}{n + 1}$$

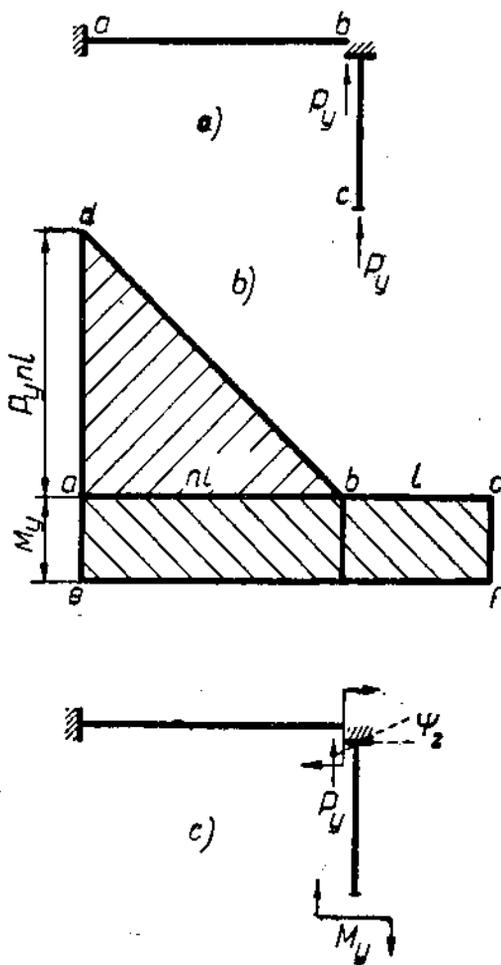
Так как момент M_x — обратного знака с моментами, вызываемыми силой P_x , то его диаграмму — прямоугольник $acgf$ — строим под базисной линией abc . На фиг. 77, b площадь $fedcg$ — полная диаграмма изгибающих моментов.

Для упрощения выкладок при нахождении прогибов сокращаем в диаграмме



Фиг. 76.

Фиг. 77.



Фиг. 78.

моментов равные и подобные по очертанию площади разных знаков, но соответствующие одним и тем же участкам базисной линии. На фиг. 77, b площади, оставшиеся после сокращения, показаны заштрихованными. Сокращенные площади, как вызывающие одинаковые прогибы разных знаков в дальнейшем во внимание не принимаются.

Определение прогибов ведем, начиная с участка с закрепленным концом, в данном случае с участка ab . На этом участке прогиб вызывается только моментом, равным по величине:

$$M' = P_x l - M_x = P_x l \frac{0,5}{n+1}.$$

Направление действия этого момента показано на фиг. 77,с; он дает прогиб фиктивного свободного конца вниз.

Свободный конец участка bc прогибается, прежде всего, потому, что его воображаемый закрепленный конец b поворачивается вследствие прогиба участка ab . Так как угол поворота конца b равен

$$\psi = P_x l \frac{0,5}{(n+1)EJ} nl$$

(площади диаграммы моментов, соответствующей участку ab , деленной на EJ), то прогиб свободного конца с участка bc согласно случаю I табл. 13 равен ψl . Но, кроме того, конец c прогибается еще дополнительно под влиянием приложенных к нему момента M_x и силы P_x , направление действия которых указано на фиг. 77,с.

Соответствующие вычисления приведены ниже.

Прогибы под влиянием силы P_x и момента M_x (см. табл. 13).

Прогиб по y :

Прогиб по x :

Сечение b , случай III: $f_y = 0,25 P_x \frac{n^2 l^3}{(n+1)EJ}$ вниз

Сечение c I: — $\psi l = 0,5 P_x \frac{n l^3}{(n+1)EJ}$ влево

„ с II: — $\frac{P_x l^2}{2} \cdot \frac{2}{3} l = P_x \frac{l^3}{3EJ}$ влево

„ с III: — $M_x l \cdot \frac{1}{2} l = 0,5 P_x l^2 \frac{(n+0,5)}{(n+1)EJ}$ вправо

Суммарный прогиб по y :

$$f_y'' = B \frac{P_x}{EJ} \text{ вниз,}$$

где

$$B = 0,25 \frac{n^2 l^3}{n+1}.$$

Суммарный прогиб по x :

$$f_x' = \frac{P_x}{EJ} \left(0,5 \frac{n l^3}{n+1} + \frac{l^3}{3} \right) - 0,5 \frac{(n+0,5) l^3}{n+1} = A \frac{P_x}{EJ} \text{ влево,}$$

где

$$A = \frac{l^3}{3} - 0,25 \frac{l^3}{n+1}.$$

При нахождении суммарного прогиба свободного конца по x прогибы влево приняты за положительные, а вправо — за отрицательные.

В дальнейшем вообще условимся считать положительными те прогибы, направление которых совпадает с направлением сил P_x и P_y , а отрицательными — противоположно направленными.

Идентично найдем прогибы под влиянием силы P_y и момента M_y ; на фиг. 78 приведены диаграмма изгибающих моментов и схемы направления

действия сил и моментов. При построении диаграммы изгибающих моментов учтено, что сила P_y на участке bc прогиба не вызывает, на участке ab действует лишь перенесенная сила P_y .

Так как площадь adb (фиг. 78, б) диаграммы изгибающих моментов, возникающих под влиянием силы P_y , равна

$$F_y = P_y \frac{n^2 l^2}{2},$$

то величина момента

$$M_y = P_y \frac{n^2 l^2}{2(n+1)l} = P_y l \frac{n^2}{2(n+1)}.$$

Хотя сила P_y и не вызывает изгиба на участке bc , тем не менее момент M_y действует и на этом участке, поэтому его величина определена с учетом длины обоих участков.

Так как в построенной полной диаграмме $dbcfe$ нет положительных и отрицательных площадей, равных по величине и подобных по очертанию, то вся площадь диаграммы должна быть принята во внимание при нахождении прогибов. Вычисление их, идентичное предыдущим, приводится ниже.

Прогибы под влиянием силы P_y и момента M_y (см. табл. 13):

	Прогиб по x :	Прогиб по y :
Сечение b , случай II:	—	$P_y \frac{n^2 l^2}{3EJ}$ вверх
„ b „ III:	—	$0,25 P_y \frac{n^2 l^2}{(n+1)EJ}$ вниз
„ c „ I:	$P_y \frac{n^2 l^2}{2(n+1)EJ}$ вправо	
„ c „ III:	$0,5 P_y \frac{n^2 l^2}{2(n+1)EJ}$ влево	

Суммарные прогибы:

$$f'_x = B \frac{P_y}{EJ} \text{ вправо;}$$

$$f'_y = C \frac{P_y}{EJ} \text{ вверх,}$$

где

$$B = 0,25 \frac{n^2 l^2}{n+1}$$

и

$$C = \frac{n^2 l^2}{3} - 0,25 \frac{n^2 l^2}{n+1}.$$

Сравнивая между собой величины прогибов, замечаем, что прогиб от силы P_x в направлении оси y равен прогибу от силы P_y в направлении оси x .

Этот закон имеет место при любой конфигурации трубопровода, ось которого лежит в одной плоскости и может служить для проверки расчета; доказательство дано в разделе 5 настоящей главы.

Найдем теперь значения сил P_x и P_y , положив $n = 1$, т. е. считая обе стороны колена одинаковой длины.

В этом случае коэффициенты

$$A = C = 0,208 l^2 \text{ и } B = 0,125 l^2,$$

т. е. и прогибы от силы P_x в направлении x и от силы P_y в направлении y равны между собой.

Обозначив величины удлинений трубопровода при термическом расширении

в направлении $x \dots \Delta x$,

а

в направлении $y \dots \Delta y$,

можно написать следующие очевидные равенства:

$$\Delta x = f'_x - f''_x$$

и

$$\Delta y = f'_y - f''_y.$$

Вводя вместо f'_x , f''_x , f'_y и f''_y найденные выше значения, получим:

$$\Delta x EJ = 0,208 P_x l^3 - 0,125 P_y l^3$$

и

$$\Delta y EJ = -0,125 P_x l^3 + 0,208 P_y l^3.$$

Замечая, что вследствие равенства обеих сторон трубопровода $\Delta x = \Delta y$, найдем, решая последние уравнения:

$$P_x = P_y = \frac{12EJ\Delta x}{l^3} = \frac{12EJ\alpha\Delta t}{l^3},$$

где

α — коэффициент линейного расширения материала ;

Δt — повышение температуры трубопровода.

В таком виде выражение для сил P_x и P_y дается для рассмотренного случая в некоторых русских руководствах, хотя и выводится совершенно другим путем.¹

Зная силы P_x и P_y , не трудно найти моменты M_x и M_y . Величины изгибающих моментов в каждом сечении определяют непосредственно из рассмотрения диаграмм, принимая во внимание их знаки. Например, в сечении a изгибающий момент (при $n = 1$).

$$M_a = P_y l - M_y - (P_x l - M_x) = 0,5 P_x l.$$

Такой же величины моменты имеют место в сечениях b и c .

Сечения a , b и c в данном случае и являются опасными, так как во всех остальных сечениях рассматриваемого трубопровода, как не трудно убедиться, суммарные изгибающие моменты имеют меньшие значения.

В качестве более сложного примера на применение метода Крокера рассмотрим компенсатор, составленный из четырех 90° дуг одинакового радиуса (фиг. 79, a). Так как расстояние между закрепленными конечными сечениями по оси y равно нулю, то, очевидно, равны нулю сила P_y и момент M_y .

Для определения силы P_x и момента M_x построим сперва диаграмму моментов, возникающих под влиянием силы P_x . На фиг. 79, b трубопровод разбит на 4 участка; на этом же чертеже указаны направления перенесенных сил и моментов, приложенных к фиктивным свободным концам отдельных участков и возникающих под влиянием силы P_x . Соответствующая диаграмма изгибающих моментов приведена на фиг. 79, c ; площадь

¹ См., например, Бобарыков, Детали машин, часть специальная, стр. 276.

диаграммы изгибающих моментов, полученная алгебраическим суммированием положительных и отрицательных площадей, равна

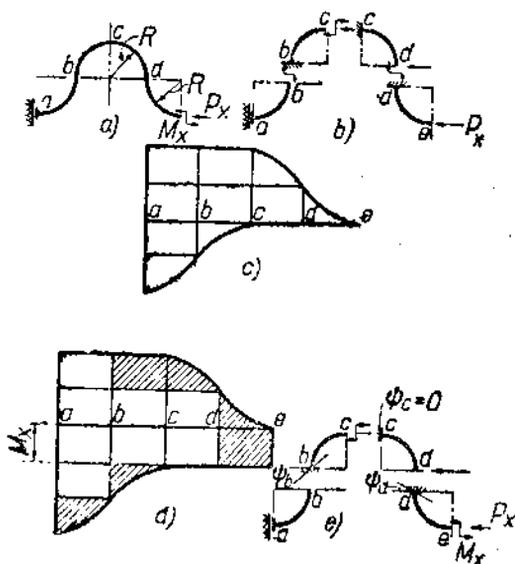
$$F = \frac{6,28 P_x R^3}{k}$$

Длина базисной линии диаграммы

$$s = \frac{2\pi R}{k}$$

Величина реактивного момента

$$M_x = \frac{F}{s} = \frac{6,28 P_x R^3}{k} \cdot \frac{k}{2\pi R} = P_x R$$



Фиг. 79.

Полная диаграмма моментов, возникающих при суммарном действии на освобожденный конец компенсатора силы P_x и момента M_x , изображена на фиг. 79, *d*; площади, оставшиеся после сокращения равновеликих положительных и отрицательных площадок, показаны заштрихованными.

Окончательная схема действия сил и моментов приведена на фиг. 79, *e*. Подсчет прогибов приведен ниже.

Подсчет прогибов раскрепленного конца трубопровода (см. фиг. 79, *d* и табл. 18)

	Прогиб по x :	Прогиб по y :
Сечение b , случай IV:	$0,785 \frac{P_x R^3}{kEJ}$ влево	$0,5 \frac{P_x R^3}{kEJ}$ вверх
• с „ VII:	$\frac{P_x R^3}{kEJ}$ „	$\frac{P_x R^3}{kEJ}$ „
• с „ V:	$0,356 \frac{P_x R^3}{kEJ}$ „	$0,5 \frac{P_x R^3}{kEJ}$ „

сечение с	случай VI:	$0,57 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	вправо	$\frac{P_x R^3}{kEJ}$	вниз
" d "	VII:	0	...	0	
" d "	IV:	$0,785 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	влево	$0,5 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	вниз
" e "	VII:	$\frac{P_x R^3}{kEJ}$	влево	$\frac{P_x R^3}{kEJ}$	вниз
" e "	V:	$0,356 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	влево	$0,5 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	вниз
" e "	VI:	$0,57 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	вправо	$\frac{P_x R^3}{kEJ}$	вверх
Суммарный прогиб		$3,14 \frac{P_x R^3}{kEJ}$	влево	0	

Прогиб сечения *d* вследствие поворота сечения *c* (случай VII) равен нулю, так как алгебраическая сумма площадей диаграммы моментов, соответствующая отрезку *ac*, равна нулю, а следовательно, равен нулю и угол поворота точки *c*.

Суммарный прогиб по направлению *x*:

$$f_x = \Delta x = 3,14 \frac{P_x R^3}{kEJ} \text{ влево}$$

Суммарный прогиб по направлению *y*:

$$f_y = \Delta y = 0.$$

Как и следовало ожидать, суммарный прогиб по *y* получился равным нулю; вычисление прогибов по *y* произведено исключительно с целью проверки конечных результатов.

Приравнивая найденное значение прогиба действительной величине Δx расширения вдоль оси *x*, легко найти значения силы P_x и момента M_x , после чего не трудно с помощью диаграммы определить сечение с наибольшим суммарным моментом и вычислить величину максимального напряжения.

При вычислении напряжений для прямых участков применяют формулы обычной теории изгиба; на кривых участках напряжения подсчитываются по более сложным выражениям, которые приводятся ниже (глава V).

При подсчете суммарного напряжения в каком-либо сечении, кроме напряжений от изгиба, необходимо принять во внимание еще довольно значительные по величине напряжения, обусловленные наличием давления в трубопроводе, а также, в некоторых случаях, и напряжения от изгиба вследствие собственного веса труб.

Эти вопросы более подробно разобраны в главе V, где указан и способ определения эквивалентного напряжения на растяжение на основе теории наибольших касательных напряжений (третья теория прочности).

5. Метод графического интегрирования.

Определение сил и напряжений, возникающих в плоских трубопроводах при термическом расширении, по методу Крокера и Катчана сравнительно легко выполнимо, если трубопровод состоит из прямых участков и дуг с центральным углом в 90° и если притом число участков не очень велико; в противном случае расчет становится весьма кропотливым. Более удобным для таких трубопроводов является разработанный автором приближенный

метод графического интегрирования,¹ основывающийся на следующих теоретических положениях.

Как известно из теории изгиба балок, прогиб в каком-либо сечении бруса, возникающий под действием приложенной к нему силы P или момента M , может быть выражен следующими уравнениями:

$$f = \xi \frac{P}{EJ} \quad \text{и} \quad f' = \xi' \frac{M}{EJ}, \quad (24)$$

где ξ и ξ' — коэффициенты, зависящие от конфигурации бруса, выбора точки приложения силы или момента и их направлений и от способа закрепления концов.

Выше уже было указано (см. раздел 3 главы IV), что при расчете трубопроводов применяется метод раскрепления одного из концов, причем влияние закрепления заменяется действием двух систем сил и моментов P_x, M_x и P_y, M_y . Силы P_x и P_y имеют взаимно перпендикулярное направление; величины и направления моментов M_x и M_y подбираются так, чтобы они компенсировали углы при повороте освобожденного конца, возникающие под действием сил P_x и P_y соответственно.

В общем случае нагрузки силами и моментами освобожденного конца любого трубопровода последний, как не трудно видеть (трубопровод предполагается плоским), под влиянием каждой силы и соответствующего ей момента прогнется в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

Например, в трубопроводе фиг. 73, под влиянием силы P_x и момента M_x , при действии их так, как указано на чертеже, конец A_1 переместится влево и вниз. Под действием же системы P_y и M_y освобожденный конец сместится вправо и вверх.

Введем общие обозначения для прогибов:

от системы	P_x, M_x	в направлении оси x -ов	$f'_x = A \frac{P_x}{EJ}$
"	"	"	"
"	P_x, M_x	"	"
"	"	"	"
"	P_y, M_y	"	"
"	"	"	"
"	P_y, M_y	"	"
"	"	"	"
"	P_x, M_x	"	"
"	"	"	"
"	P_y, M_y	"	"
"	"	"	"
"	P_x, M_x	"	"
"	"	"	"
"	P_y, M_y	"	"
"	"	"	"
"	P_x, M_x	"	"
"	"	"	"
"	P_y, M_y	"	"
"	"	"	"

Моменты M_x и M_y являются функциями сил P_x и P_y соответственно поэтому прогибы f'_x, f''_x, f'_y и f''_y могут быть выражены только через силы P_x и P_y . Коэффициенты A, B_1, B_2 и C идентичны с коэффициентами ξ и ξ' в общих выражениях прогибов [уравнения (24)].

В дальнейшем величины A, B_1, B_2 и C будем называть *коэффициентами прогибов*.

Для знаков прогибов сохраним указанное уже правило: будем считать положительными прогибы, совпадающие с направлением сил P_x и P_y , и отрицательными — прогибы, обратные направлению сил.

Так как силы P_x и P_y , приложенные к освобожденному концу, взаимно перпендикулярны, то в соответствии с указанным правилом знаков прогиб f'_x , возникающий под влиянием системы P_x, M_x в направлении силы P_x , надо считать положительным, а второй прогиб f''_y , вызываемый той же

¹ „Известия ЭИН“ Академии Наук СССР, т. I, 1933.

системой в направлении, перпендикулярном силе P_x , надо считать отрицательным, потому что он имеет направление, обратное силе P_y .

Идентично для прогибов, возникающих под влиянием системы P_y, M_y , надо принять знаки: для f'_y — положительный, а для f''_x — отрицательный.

В последующем изложении будем относить знаки к коэффициентам прогибов, т. е. коэффициенты A и C условимся считать положительными, а B_1 и B_2 — отрицательными.

Если величины действительных расширений трубопровода вдоль осей x и y обозначить Δx и Δy , то уравнения, связывающие их со значениями сил и моментов P_x и M_x и P_y, M_y при принятых обозначениях и знаках прогибов могут быть написаны так:

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= A \frac{P_x}{EJ} - B_2 \frac{P_y}{EJ} \\ \Delta y &= -B_1 \frac{P_x}{EJ} + C \frac{P_y}{EJ} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Итак, задача нахождения сил и моментов, заменяющих действие закрепления, сводится к определению величин коэффициентов прогиба A, B_1, B_2 и C . Последние легко могут быть найдены с помощью предлагаемого метода графического интегрирования.

Возьмем произвольный участок трубопровода, например ACB (фиг. 73). Приложив к освобожденному концу A силу P_x и фиктивный момент M_p ,¹ составим выражение потенциальной энергии изгиба. Очевидно, оно будет иметь вид:

$$U = \int_0^s \frac{M^2 ds}{2EJ} = \int_0^s \frac{(P_x y + M_p)^2 ds}{2EJ},$$

где y — обозначает переменное плечо моментов, вызываемых силой P_x .

Интегрирование должно быть распространено на всю длину трубопровода — от освобожденного до закрепленного конца. Найдем угол поворота конца A , вызываемый силой P_x . Взяв по общим правилам сопротивления материалов производную от потенциальной энергии по моменту M_p , затем положив $M_p = 0$, найдем угол

$$\psi = P_x \int_0^s \frac{y ds}{EJ}. \quad (26)$$

Идентично, исходя из выражения потенциальной энергии изгиба, можно найти угол ψ' поворота освобожденного конца A , возникающий под влиянием приложенного к нему постоянного момента M_x :

$$\psi' = \int_0^s \frac{M_x ds}{EJ}. \quad (27)$$

Так как момент M_x должен компенсировать угол поворота, вызываемый силой P_x , то, имея выражения (26) и (27), легко выразить M_x через силу P_x :

$$\int_0^s \frac{M_x ds}{EJ} = P_x \int_0^s \frac{y ds}{EJ}.$$

¹ На фиг. 73 не показан, имеет направление, обратное M_x .

Момент M_x — постоянен по величине для всех сечений трубопровода, поэтому его можно вынести из-под знака интеграла; после преобразований найдем:

$$M_x = P_x \frac{\int_0^s y ds}{\int_0^s ds} = P_x y_m \quad (28)$$

Здесь мы обозначили:

$$y_m = \frac{\int_0^s y ds}{s},$$

где

s — развернутая длина трубопровода в сантиметрах;

y_m — очевидно, среднеарифметическая величина из плеч y моментов, возникающих под действием силы P_x в отдельных элементах трубопровода.

$\int_0^s y ds$ — статический момент о евой линии трубопровода относительно оси x -ов.

Установив соотношение между P_x и M_x , не трудно выразить прогибы конца A при их совместном действии.

Прогиб в направлении силы P_x найдем, взяв производную по силе P_x от выражения потенциальной энергии изгиба, накапливаемой в трубопроводе при действии на конец A силы P_x и момента M_x .

Потенциальная энергия

$$U = \int_0^s \frac{(P_x y - M_x)^2 ds}{2EJ}.$$

Прогиб по x :

$$f'_x = \frac{\partial U}{\partial P_x} = \frac{P_x}{EJ} \int_0^s y^2 ds - \frac{M_x}{EJ} \int_0^s y ds. \quad (29)$$

Но

$$M_x = P_x y_m \quad \text{и} \quad \int_0^s y ds = y_m s.$$

Следовательно,

$$f'_x = \frac{P_x}{EJ} \int_0^s y^2 ds - \frac{P_x}{EJ} y_m^2 s,$$

и коэффициент прогиба

$$A = \int_0^s y^2 ds - y_m^2 s. \quad (30)$$

Это выражение для A является искомым. Способ его вычисления будет указан ниже.

Приложив к концу A фиктивную силу P_{fy}^1 и продифференцировав по ней выражение потенциальной энергии изгиба, накапливаемой в трубопроводе при действии на конец A сил P_x и P_{fy} и момента M_x , положив затем в выражении производной $P_{fy} = 0$, найдем прогиб конца A в направлении оси y :

$$f_y'' = \frac{\partial}{\partial P_{fy}} \int_0^s \frac{[P_x y - M_x + P_{fy} x]^2 ds}{2EJ} \Big|_{P_{fy}=0} = \frac{P_x}{EJ} \int_0^s (y - y_m) x ds.$$

Следовательно, коэффициент прогиба

$$B_1 = \int_0^s (y - y_m) x ds. \quad (31)$$

В этих выражениях через x обозначено переменное плечо моментов, возникающих в отдельных сечениях трубопровода под действием силы, направленной параллельно оси y -ов.

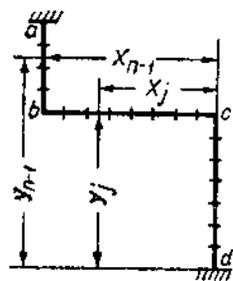
Совершенно так же можно найти для коэффициентов прогибов B_2 и C , соответствующих действию на конец A системы P_y, M_y , следующие выражения:

$$C = \int_0^s x^2 ds - x_m^2 s; \quad (32)$$

$$B_2 = \int_0^s (x - x_m) y ds, \quad (31')$$

причем

$$M_y = P_y x_m \quad (28')$$



Фиг. 80.

Здесь $x_m = \int_0^s \frac{x ds}{s}$ — среднеарифметическое значение из плеч x .

Выражения для B_1 и B_2 можно преобразовать так:

$$B_1 = \int_0^s xy ds - y_m \int_0^s x ds = \int_0^s xy ds - y_m x_m s;$$

$$B_2 = \int_0^s xy ds - x_m \int_0^s y_m ds = \int_0^s xy ds - y_m x_m s.$$

Сравнивая эти выражения, можно прийти к выводу, что во всех случаях $B_1 = B_2$; на существование такого равенства мы уже указывали в предыдущем параграфе.

Чисто аналитическое определение коэффициентов A, B_1, B_2 и C возможно только в простейших случаях. В табл. 16 приведены их выражения для 21 случая различных очертаний трубопроводов.

В нижеследующем разделе приведен пример аналитического их определения для случая 1 табл. 16 (см. дальше стр. 90).

Приближенно, при любой конфигурации, коэффициенты прогибов могут быть найдены следующим образом (фиг. 80).

¹ На фиг. 73 P_{fy} не показана; она имеет направление, прямо противоположное силе P_y .

Делим трубопровод, начиная от освобожденного конца, на элементарные отрезки равной величины; из средних точек отрезков опускаем перпендикуляры на оси x -ов и y -ов и измеряем их длины масштабной линейкой.

Определив значения y и x , можно составить следующую таблицу (табл. 15).

ТАБЛИЦА 15

№ отрезка	Расстояние до оси x см	Расстояние до оси y см	Квадрат расстояния до оси x	Квадрат расстояния до оси y	Произведение $x_j y_j$	Величина $(x_j + y_j)^2$
1	y_1	x_1	y_1^2	x_1^2	$x_1 y_1$	$(x_1 + y_1)^2$
2	y_2	x_2	y_2^2	x_2^2	$x_2 y_2$	$(x_2 + y_2)^2$
3	y_3	x_3	y_3^2	x_3^2	$x_3 y_3$	$(x_3 + y_3)^2$
4
.....
n	y_n	x_n	y_n^2	x_n^2	$x_n y_n$	$(x_n + y_n)^2$
Среднеарифметические значения	y_m	x_m	Y_{mit}^2	X_{mit}^2	$(xy)_m$	$(x + y)_m^2$

В табл. 15 обозначено:

Y_{mit}^2 — среднеквадратичное значение y_j ;

X_{mit}^2 — среднеквадратичное значение x_j ;

$(xy)_m$ — среднеарифметическое значение произведений: $x_j y_j$ и т. д.

Коэффициенты прогибов с помощью составленной таблички определяются уже легко:

$$A = (Y_{mit}^2 - y_m^2) s; \quad (33)$$

$$B = [(xy)_m - x_m y_m] s; \quad (34)$$

$$C = (X_{mit}^2 - x_m^2) s. \quad (35)$$

Вычислив коэффициенты прогибов, легко найти силы P_x и P_y . Положив в уравнениях (25) $B_1 = B_2 = B$, получим для сил:

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \frac{\Delta x C + \Delta y B}{AC - B^2} EJ \\ P_y &= \frac{\Delta y A + \Delta x B}{AC - B^2} EJ \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Моменты же M_x и M_y по вышеизложенному:

$$M_x = P_x y_m \quad \text{и} \quad M_y = P_y x_m. \quad (37)$$

Величины $(x_j + y_j)^2$ последнего столбца табл. 15 не нужны для вычисления коэффициентов прогиба, но их определение рекомендуется делать с целью проверки, так как, очевидно, при правильно выполненном расчете:

$$Y_{mit}^2 + X_{mit}^2 + 2(xy)_m = (x + y)_m^2.$$

При определении x и y и составлении таблицы надо руководствоваться следующим правилом: за начало координат принимается освобожденный конец, а за положительные направления осей — направления сил P_x и P_y ; величины x и y , отмеренные от освобожденного конца, заносятся в таблицу с теми знаками, которые им соответствуют в принятой системе координат.

Указанный способ определения коэффициентов прогиба пригоден только в случаях, когда трубопровод состоит из прямых участков. Если же трубопровод состоит из прямых и кривых участков или только из кривых, то при вычислении коэффициентов A , B и C необходимо ввести поправку.

Как уже отмечалось, при изгибе кривых труб наблюдается явление сплющивания поперечного сечения, вследствие чего первоначально круговое поперечное сечение при изгибе превращается в эллиптическое, а жесткость трубы понижается.

Если трубопровод состоит только из кривых участков, то коэффициенты прогибов можно подсчитать по вышеизложенному, но при вычислении сил надо в выражения (36) ввести вместо жесткости EJ уменьшенное значение kEJ , или же величины сил, найденные по уравнениям (36), умножить на k .

Сложнее обстоит дело, когда трубопровод составлен из прямых и кривых участков. Остановимся на этом случае более подробно. Пусть, например, длина прямого участка трубопровода фиг. 81 от c до b равна l_1 , а вся длина трубопровода (развернутая) от c до a равна l_2 .

Выражение для угла поворота конца c под действием силы P_x будет иметь вид:

$$\psi = P_x \int_0^{l_1} \frac{y ds}{EJ} + P_x \int_{l_1}^{l_2} \frac{y ds}{kEJ}.$$

Надо подобрать момент M_x , удовлетворяющий условию:

$$\begin{aligned} M_x \int_0^{l_1} \frac{ds}{EJ} + M_x \int_{l_1}^{l_2} \frac{ds}{kEJ} = \\ = P_x \int_0^{l_1} \frac{y ds}{EJ} + P_x \int_{l_1}^{l_2} \frac{y ds}{kEJ} \end{aligned}$$

Отсюда

$$M_x = P_x y_m, \quad (37)$$

причем здесь:

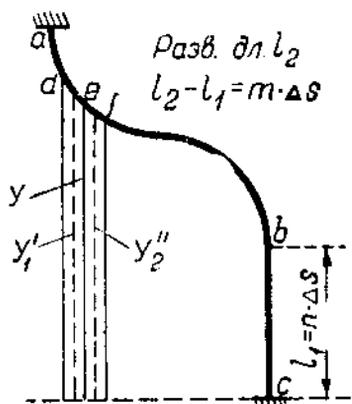
$$y_m = \frac{\int_0^{l_1} y ds + \int_{l_1}^{l_2} \frac{y ds}{k}}{\int_0^{l_1} ds + \int_{l_1}^{l_2} \frac{ds}{k}} \approx \frac{\sum_0^{i_1} y \cdot \Delta s + \sum_{l_1}^{i_2} \frac{y \Delta s}{k}}{\sum_0^{i_1} \Delta s + \sum_{l_1}^{i_2} \frac{\Delta s}{k}}. \quad (38)$$

Обозначим плечи моментов, соответствующие прямому участку cb :

$$y_1, y_2, \dots, y_n,$$

а отвечающие кривому участку ba :

$$y'_1, y'_2, \dots, y'_p.$$



Фиг. 81.

Далее, положим:

$$l_1 = n\Delta s \quad \text{и} \quad l_2 - l_1 = p\Delta s. \quad (39)$$

Тогда выражение для y_m переписывается так:

$$y_m = \frac{y_1 + y_2 + \dots + y_n + \frac{1}{k}(y'_1 + y'_2 + \dots + y'_p)}{n + \frac{p}{k}}. \quad (40)$$

С достаточным для практических целей приближением эта величина может быть найдена, если при делении трубопровода на элементарные отрезки принять их длину для прямых участков равной Δs сантиметрам, а для кривых — $k \cdot \Delta s$. Так как k всегда меньше единицы, то это равносильно делению кривых участков на более мелкие отрезки.

При таком делении число элементарных отрезков будет равно $n + \frac{p}{k}$, т. е. знаменателю выражения y_m .

В числителе же надо будет положить:

$$\frac{y'_1 + y'_2 + \dots + y'_p}{k} = y''_1 + y''_2 + \dots + y''_p,$$

где $y''_1, y''_2, \dots, y''_p$ — плечи моментов до средних точек уменьшенных элементарных отрезков на кривом участке. Число этих отрезков, очевидно, $\frac{p}{k}$.

Возможность такой замены можно пояснить так: умножив последнее равенство на Δs , получим:

$$(y'_1 + y'_2 + \dots + y'_p) \Delta s = k \Delta s (y''_1 + y''_2 + \dots + y''_p).$$

Как левая, так и правая часть последнего равенства выражают одну и ту же площадь, ограниченную кривой $adfb$ (фиг. 81), осью x -ов и двумя ординатами, проведенными через крайние точки a и b кривого участка.

Следовательно, y_m и в этом случае может быть определена как среднеарифметическая из плеч y , если кривые участки разделены на более мелкие отрезки по сравнению с прямыми. Совершенно так же может быть найдена и величина x_m .

Из сопоставления выражений (38) и (39) можно получить:

$$\int_0^{l_1} y ds + \int_{l_1}^{l_2} \frac{y ds}{k} \approx y_m \left[\sum_0^{l_2} \Delta s + \sum_{l_1}^{l_2} \frac{\Delta s}{k} \right] = y_m s_{np}, \quad (41)$$

где введено обозначение:

$$s_{np} = \Delta s \left(n + \frac{p}{k} \right) = l_1 + \frac{1}{k} (l_2 - l_1). \quad (42)$$

Условимся в дальнейшем s_{np} называть *приведенной длиной* трубопровода. Если последний состоит только из прямых отрезков, то $k = 1$, и приведенная длина равна действительной длине.

Посмотрим теперь, как могут быть определены коэффициенты прогибов. Возьмем уравнение (29) для f'_x , послужившее нам ранее как исходное для

вывода выражения для A , и напишем его применительно к трубопроводу фиг. 81; получаем:

$$f_x = \frac{P_x}{EJ} \left[\int_0^{l_1} y^2 ds + \int_{l_1}^{l_2} y^2 \frac{ds}{k} \right] - \frac{M_x}{EJ} \left[\int_0^{l_1} y ds + \int_{l_1} y \frac{ds}{k} \right] \approx \\ \approx \frac{P_x}{EJ} \left[\sum_0^{l_1} y^2 \Delta s + \sum_{l_1}^{l_2} y^2 \frac{\Delta s}{k} \right] - \frac{P_x}{EJ} y_m^2 \cdot s_{np}. \quad (*)$$

Во втором члене сделана замена согласно равенствам (41) и (37). Выражение же в скобках в первом члене можно заменить следующим, принимая во внимание уже принятые обозначения:

$$\sum_0^{l_1} y^2 \cdot \Delta s + \sum_{l_1}^{l_2} y^2 \frac{\Delta s}{k} = \left[y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_n^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{k} (y_1'^2 + y_2'^2 + \dots + y_p'^2) \right] \frac{s_{np}}{n + \frac{p}{k}}.$$

Приближенно в числителе можно положить:

$$\frac{1}{k} (y_1'^2 + y_2'^2 + \dots + y_p'^2) \approx y_1''^2 + y_2''^2 + \dots + y_p''^2,$$

аналогично тому, как это мы делали при выводе выражения (40) для y_m .

Выражение в скобках первого члена (*) может быть заменено теперь таким:

$$\sum_0^{l_1} y^2 \Delta s + \sum_{l_1}^{l_2} y^2 \frac{\Delta s}{k} \approx Y_{mit}^2 \cdot s_{np};$$

здесь Y_{mit}^2 — среднеквадратичное значение из плеч y при условии деления кривых на отрезки, равные $k\Delta s$, где Δs — длина отрезков для прямых участков.

Окончательно для коэффициента прогиба A будем иметь:

$$A = (Y_{mit}^2 - y_m^2) s_{np}. \quad (43)$$

Аналогично для коэффициентов B и C найдем:

$$B = [(xy)_m - x_m y_m] s_{np}; \quad (44)$$

$$C = [X_{mit}^2 - x_m^2] s_{np}. \quad (45)$$

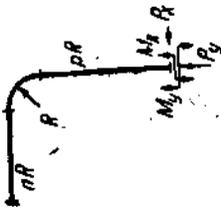
Итак, общий ход вычисления коэффициентов прогиба во всех случаях плоских трубопроводов может быть применен один и тот же (см. табл. 15) с той лишь разницей, что в случае трубопроводов, составленных из прямых и кривых участков, последние надо делить на более мелкие отрезки, равные $k\Delta s$, где Δs — величина деления, принятая для прямых участков, и вместо действительной длины трубопровода надо брать приведенную длину s_{np} , большую действительной [см. уравнение (42)].

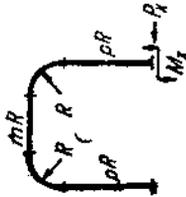
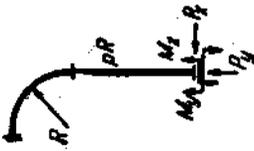
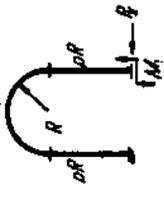
Деление трубопровода надо начинать от середины кривых участков в обе стороны. Если деление $k\Delta s$ на кривом участке не укладывается целое число раз, то остатки присоединяются к прилегающим прямым. Остатки же от деления прямых могут быть отброшены.

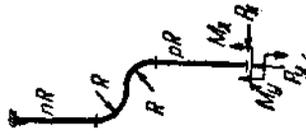
Величину деления Δs достаточно брать равной 1—2 м.

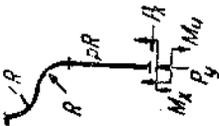
ТАБЛИЦА 16

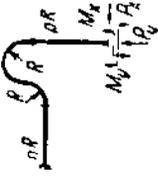
Выражения для расчета плоских трубопроводов

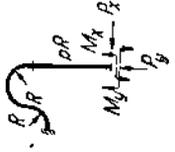
№ случая	Конфигурация участка	Выражения коэффициентов прогиба	Выражения сил и моментов
I		$A = R^3 \left[n\gamma + \frac{0,185}{k} + 0,5p^2\alpha - \frac{p^3}{6} - \frac{\alpha - p}{k} \right]$ $B_1 = R^3 \left[n\gamma + 0,5n^2\gamma + \frac{0,5}{k} - 0,57 \frac{\alpha - p}{k} \right] = B_2$ $B_3 = R^3 \left[\frac{n^3}{2} + n + \frac{0,5}{k} - \frac{\beta}{k} - n\beta + 0,5\beta p^2 \right]$ $C = R^3 \left[\frac{n^3}{3} + n^2 + n + \frac{0,356}{k} - 0,5n^2\beta - n\beta - \frac{0,57\beta}{k} \right]$ $\alpha = \frac{2(p+1)nk + 2(1 + 1,57p) + p^2k}{2(n+p)k + 3,14}$ $\gamma = p + 1 - \alpha$ $\beta = \frac{n^2k + 2nk + 1,14}{2(n+p)k + 3,14}$	$M_x = \alpha RP_x$ $M_y = \beta RP_y$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>
II		$A = C = 0,148 \frac{R^3}{k}$ $B = 0,137 \frac{R^3}{k}$	$M_x = 0,637RP_x$ $M_y = 0,363RP_y$ $P_x = P_y = 90 \frac{kEJ\Delta x}{R^3}$
III		$A = 0,296 \frac{R^3}{k}; \quad B = 0$	$P_x = 3,38 \frac{kEJ\Delta x}{R^3}$ $M_x = 0,637RP_x$

№ случая	Конфигурация участка	Выражения коэффициентов прогиба	Выражения сил и моментов
IV		$A = \left[m\gamma + \frac{1,57}{k} + p^2\alpha - \frac{p^3}{3} - \frac{2(\alpha - p)}{k} \right] R^3$ $\alpha = \frac{(p+1)mk + 2(1 + 1,57p) + p^3k}{(m+2p)k + 3,14}$ $p + 1 - \alpha = \gamma$ $B = 0$	$P_x = \frac{\Delta x E J}{A}$ $M_x = \alpha R P_x$
V		$A = R^3 \left[\frac{0,785}{k} + 0,5p^2\alpha - \frac{p^3}{6} - \frac{\alpha - p}{k} \right]$ $B_1 = R^3 \left[\frac{0,5}{k} - 0,57 \frac{\alpha - p}{k} \right] = B_3$ $B_2 = R^3 \left[\frac{0,5}{k} - \frac{\beta}{k} + 0,58p^3 \right]$ $C = R^3 \left[\frac{0,356}{k} - 0,87 \frac{\beta}{k} \right]$ $\alpha = \frac{1 + 1,57p + 0,5p^3k}{pk + 1,57}$ $\beta = \frac{0,57}{pk + 1,57}$	$M_x = \alpha R P_x$ $M_y = \beta R P_y$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>
VI		$A = R^3 \left[\frac{1,57}{k} + p^2\alpha - \frac{p^3}{3} - \frac{2(\alpha - p)}{k} \right]$ $\alpha = \frac{1 + 1,57p + 0,5p^3k}{pk + 1,57}$	$M_x = \alpha R P_x$ $P_x = \frac{\Delta x E J}{A}$

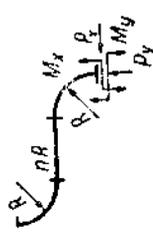
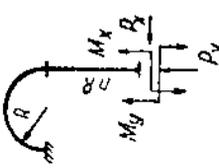
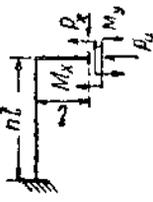
№ случая	Конфигурация участка	Выражения коэффициентов прогиба	Выражения сил и моментов
VII		$A = \frac{R^3}{k} \left[0,712 - \frac{1,3}{nk + 3,14} \right] =$ $= \frac{k^3}{k} \left(\frac{0,712nk}{nk + 3,14} - \frac{0,936}{nk + 3,14} \right)$ $B = 0$	$P_x = \frac{\Delta x EJ}{A}$ $M = \frac{nk + 2}{nk + 3,14} \cdot RP_x$
VIII		$A = \left[0,33(n^2 + p^2) + 2n^2 + 4n + \right.$ $\left. + (p - \alpha) \left(0,5n^2 - 0,5p^2 + 2n + \frac{3,14}{k} \right) + \frac{3,85}{k} \right] R^3$ $B = \left[n^2 + \frac{p - \alpha}{k} (2nk + 3,14) + 4n + \frac{4,14}{k} \right] R^2$ $B = \left[n^2 - 0,53n^2 + 2n(2 - \beta) + \frac{4,14}{k} - \frac{3,14}{k} \beta + 0,56p^2 \right] R^3$ $C = \left[2n(2 - \beta) + \frac{1}{k} (4,71 - 3,14\beta) \right] R^2$ $\alpha = p + \beta - \frac{0,5k(p^2 - n^2)}{3,14 + k(n + p)}$ $\beta = \frac{3,14 + 2nk}{3,14 + k(n + p)}$	$M_x = \alpha \cdot RP_x$ $M_y = \beta \cdot RP_y$ $P_x \text{ и } P_y \text{ определяются по уравнениям (36)}$

№ случая	Конфигурация участка	Выражения коэффициентов прогиба	Выражения сил и моментов
IX		$A = \frac{1,57}{k} R^3$ $B = \frac{R^3}{k} \left. \begin{array}{l} \Delta x = \Delta y \\ R^3 \\ R^3 \end{array} \right\}$ $C = 0,71 \frac{R^3}{k}$	$M_x = RP_x; M_y = RP_y$ $P_x = 14,8 \frac{kEJ\Delta x}{R^3}$ $P_y = 22,4 \frac{kEJ\Delta x}{R^3} \approx 1,5P_x$
X		$A = \frac{3,14}{k} R^3$ $B = 0$	$M_x = RP_x$ $P_x = \frac{kEJ\Delta x}{3,14R^3}$
XI		$A = R^3 \left[0,33p^3 + (p - \alpha) \left(\frac{3,14}{k} - 0,5p^2 \right) + \frac{3,85}{k} \right]$ $B = \frac{R^3}{k} [3,14(p - \alpha) + 4,14]$ $C = \frac{R^3}{k} [4,14 - 3,14\beta + 0,5k\beta p^2]$ $D = \frac{R^3}{k} [4,71 - 3,14\beta]$ $\alpha = p + \beta - \frac{0,5kp^2}{3,14 + kp}$ $\beta = \frac{3,14}{3,14 + kp}$	$M_x = \alpha RP_x$ $P_y = \beta RP_y$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>
XII		$A = \frac{3,14R^3(6,28 + 3mk)}{k(6,28 + mk)}$ $B = 0$	$P_x = \frac{\Delta x EJ}{A}$ $M_x = \frac{6,28}{6,28 + mk} RP_x$

№ случая	Конфигурация участка	Выражения коэффициентов прогиба	Выражения сил и моментов
XIII		$n = \frac{p_1 + p_2}{2}$ $A = \frac{R^3}{k} \left[9,42 - \frac{19,7}{kn + 3,14} \right]$	$M_x = \frac{3,14 p_2 R}{3,14 + nk}$ $P_z = \frac{\Delta k E J}{A}$
XIV		$n = \frac{p_1 + p_2}{2}$ $A = \frac{R^3}{k} \left[39,88 - \frac{129,3}{kn + 4,71} \right]$	$M_x = \frac{8,04}{nk + 4,71} p_2 R$ $P_z = \frac{\Delta k E J}{A}$
XV		$A = R^3 \left[\frac{p^3}{3} - 0,5 p^2 \alpha - (\alpha - 1) n + \frac{2,356}{k} \alpha + \frac{\alpha}{k} \right]$ $B_1 = -R^3 \left[0,5 n^2 (1 - \alpha) + \varepsilon n (1 - \alpha) - \frac{6,85}{k} \alpha + \frac{0,5}{k} \right]$ $B_2 = -R^3 \left[(3 - \beta) n + 0,5 n^2 - 0,5 p^2 \beta + \frac{0,5}{k} + \frac{\beta}{k} \right]$ $C = R^3 \left[\frac{n^3}{3} + 3 n^2 - 0,5 n^2 \beta + 3 n (3 - \beta) + \frac{13,627}{k} - \frac{6,85 \beta}{k} \right]$ $\alpha = \frac{kn - 1 + 0,5 p^2 k}{4,71 + k(p + n)}$ $\beta = \frac{0,5 n^2 k + 3nk + 6,85}{4,71 + k(p + n)}$	$M_x = (p - \alpha) R P_z$ $M_y = \beta R P_y$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>

№ случая	Конфигурация участка	Выражение коэффициентов прогиба	Выражение сил и моментов
XVI		$A = R^3 \left[\frac{2,356}{k} - (\alpha - 1) \frac{\alpha}{k} \right]$ $B_1 = -R^3 \left[0,5n^2 (1 - \alpha) + 3n (1 - \alpha) - \frac{6,85}{k} \alpha + \frac{0,5}{k} \right]$ $B_2 = -R^3 \left[(3 - \beta) n + 0,5n^2 + \frac{0,5}{k} + \frac{\beta}{k} \right]$ $C = R^3 \left[\frac{n^3}{3} + 3n^2 - 0,5n^2 \beta + 3n (3 - \beta) + \frac{13,627}{k} - \frac{6,55\beta}{k} \right]$ $\alpha = \frac{kn - 1}{4,71 + kn} \quad \beta = \frac{0,5n^2 k + 3nk + 6,85}{4,71 + kn}$	$M_x = -\alpha R P_x$ $M_y = \beta R P_y$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>
XVII		$A = R^3 \left[\frac{p^3}{3} - 0,5p^2 \alpha + \frac{2,356}{k} \frac{\alpha}{k} \right]$ $B_1 = -R^3 \left[0,5 \frac{0,5}{k} - \frac{6,85}{k} \alpha \right]$ $B_2 = -R^3 \left[\frac{0,5}{k} + \frac{\beta}{k} - 0,5p^2 \beta \right]$ $C = R^3 \left[\frac{13,627}{k} - \frac{6,55}{k} \beta \right]$ $\alpha = \frac{0,5p^2 k - 1}{4,71 + kp} \quad \beta = \frac{6,85}{4,71 + kp}$	$M_x = \frac{4,71p + 0,5p^2 k + 1}{4,71 + kp} R P_x$ $M_y = \frac{6,85}{4,71 + kp} R P_y$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>
XVIII		$A = \frac{2,14}{k} R^3$ $B = -\frac{1,65}{k} R^3 \quad \Delta x = 3\Delta y$ $C = \frac{3,667}{k} R^3$	$P_x = 1,07 \frac{KEJ\Delta x}{R^3}$ $P_y = 0,66 \frac{KEJ\Delta x}{R^3}$ $M_x = 0,212 R P_x$ $M_y = 1,45 R P_y$

¹ См. примечание в конце табл. 16.

№ случая	Конфигурация участка	Выражения коэффициентов прогиба	Выражения сил и моментов
XIX		$A = 0,712 \frac{R^3}{k}$ $B = (1 + 0,57n) \frac{R^3}{k}$ $C = (0,785n^2 + 2n + 1,57) \frac{R^3}{k} + \frac{R^3 n^3}{12}$	$M_x = P_x R$ $M_y = P_y R \left(1 + \frac{n}{2}\right)$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>
XX		$A = R^3 \left[\frac{1,57}{k} + \frac{2(n-\alpha)}{k} + 0,5n^2 - \frac{n^3}{6} \right]$ $B_1 = R^3 \left[\frac{3,14n}{k} + \frac{2}{k} - \frac{3,14\alpha}{k} \right]$ $B_2 = nR^3 \left[\frac{1,57n+2}{3,14+nk} \right]$ $C = R^3 \frac{4,71nk + 4,92}{k(3,14+nk)}$ $\alpha = \frac{3,14n + 2 + 0,5n^2 k}{3,14 + nk}$	$M_x = \alpha R P_x$ $M_y = \frac{3,14 R P_x}{3,14 + nk}$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (26)</p>
XXI		$A = \frac{R^3}{3} - 0,25 \frac{R^3}{n+1}$ $B = 0,25 \frac{R^3 n^2}{n+1}$ $C = \frac{R^3 n^3}{3} - 0,25 \frac{R^3 n^4}{n+1}$	$M_x = P_x l \frac{n+0,5}{n+1}$ $M_y = P_y \frac{n^2}{2(n+1)}$ <p>P_x и P_y определяются по уравнениям (36)</p>

Примечание. При определении сил в случаях XVI, XVII и им подобных расширение Δu надо вводить в уравнение (36) с отрицательным знаком; сила P_y при этом получается отрицательной. Отрицательный знак указывает, что в действительности P_y , а также момент M_y имеют направления, обратные указанным на чертежах случаев XVI и XVII.

6. Аналитическое определение коэффициентов прогиба.

Коэффициенты прогибов A , B и C могут быть вычислены и чисто аналитическим путем. Покажем на примере способ их определения.

Выражения коэффициентов прогиба, очевидно, можно переписать так:

$$A = \frac{1}{k} \int_0^s y^2 ds - \frac{\left(\frac{1}{k} \int_0^s y ds \right)^2}{\frac{1}{k} \int_0^s ds};$$

$$B = \frac{1}{k} \int_0^s xy ds - \frac{\left(\frac{1}{k} \int_0^s y ds \right) \cdot \left(\frac{1}{k} \int_0^s x ds \right)}{\frac{1}{k} \int_0^s ds};$$

$$C = \frac{1}{k} \int_0^s x^2 ds - \frac{\left(\frac{1}{k} \int_0^s x ds \right)^2}{\frac{1}{k} \int_0^s ds}.$$

При интегрировании для прямых участков надо принимать $k=1$, для кривых полагать k равным соответствующему значению в зависимости от коэффициента трубы h .

Из этих выражений видно, что для определения коэффициентов A , B и C надо

вычислить 6 интегралов: 1) $\frac{1}{k} \int_0^s y^2 ds$; 2) $\frac{1}{k} \int_0^s x^2 ds$, 3) $\frac{1}{k} \int_0^s y ds$, 4) $\frac{1}{k} \int_0^s x ds$,

5) $\frac{1}{k} \int_0^s xy ds$ и 6) $\frac{1}{k} \int_0^s ds$.

Последний из интегралов представляет приведенную длину трубопровода.

Возьмем трубопровод, изображенный на фиг. 82. Если принять, что освобожденный конец находится в o , то вычисление интегралов ведется следующим образом.

Приведенная длина трубопровода

$$\frac{1}{k} \int_0^s ds = pR + \frac{1,57R}{k} + nR = \frac{R}{2k} [2(n+p)k + 3,14].$$

Найдем интеграл $\frac{1}{k} \int_0^s x^2 ds$. Интегрирование ведем по частям. Для первого

участка — от сечения o до a значение интеграла равно нулю, так как $x=0$; на втором участке — от a до b , и значение x меняется от 0 до R . На третьем участке — от b до c , значение x меняется от R до $nR+R$.

Поэтому

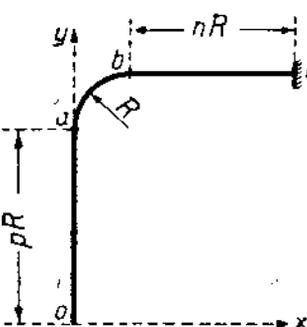
$$\frac{1}{k} \int_0^s x^2 ds = 0 + \frac{1}{k} \int_0^R x^2 ds + \int_R^{nR+R} x^2 ds.$$

При вычислении интеграла для участка ab заменим x через радиус и переменный угол θ :

$$x = R \cos \theta.$$

Кроме того $ds = R d\theta$.

Вводя эти значения, получим:



$$\frac{1}{k} \int_0^s x^2 ds = \frac{1}{k} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (R - R \cos \theta)^2 R d\theta + \int_R^{nR+R} x^2 dx =$$

$$= R^3 \left[\frac{0,35\theta}{k} + \frac{n^3}{3} + n^2 + n \right]. \quad (a)$$

Совершенно идентично можно найти:

$$\frac{1}{k} \int_0^s x ds = \frac{1}{k} \int_0^{\frac{\pi}{2}} R^2 (1 - \cos \theta) d\theta + \int_R^{nR+R} x dx =$$

$$= R^2 \left[\frac{0,57}{k} + 0,5 n^2 + n \right]. \quad (b)$$

Фиг. 82.

Сходным образом вычисляется:

$$\frac{1}{k} \int_0^s y^2 ds = \int_0^{pR} y^2 dy + \frac{1}{k} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (pR + R \sin \theta)^2 R d\theta + (pR + R)^2 \int_R^{nR+R} dx.$$

Здесь принято во внимание, что для третьего участка

$$y = \text{const} = pR + R.$$

Окончательно:

$$\frac{1}{k} \int_0^s y^2 ds = R^3 \left[\frac{p^3}{3} + \frac{1,57 p^2}{k} + \frac{2p}{k} + \frac{0,785}{k} + (p+1)^2 n \right]. \quad (c)$$

Далее

$$\frac{1}{k} \int_0^s y ds = \frac{R^2}{2k} [p^2 k + 2(p+1)nk + 2(1,57p+1)] \quad (d)$$

и, наконец,

$$\frac{1}{k} \int_0^s x y ds = R^3 \left[0,5 n^2 p + 0,5 n^2 + pn + n + \frac{1,57 p}{k} - \frac{p}{k} + \frac{0,5}{k} \right]. \quad (e)$$

Найдем теперь второй член, входящий в выражение коэффициента прогиба A .

$$\frac{\left[\frac{1}{k} \int_0^s y ds \right]^2}{\frac{1}{k} \int_0^s ds} = \alpha \frac{R^3}{2k} [p^2 k + 2(p+1)nk + 2(1+1,57p)], \quad (f)$$

где для сокращения обозначено:

$$\alpha = \frac{p^2 k + 2(p+1)nk + 2(1,57p+1)}{2(n+p)k + 3,14}. \quad (g)$$

Вводя (с) и (d) в выражение для A и учитывая, что

$$p\alpha + \frac{1,57 p}{k} - \frac{p^2}{k} = np + n + \frac{1}{k} + \frac{1,57 p}{k} - p\alpha,$$

как это можно вывести путем преобразования уравнения (g) для a , получим окончательное выражение, приведенное в табл. 16 (случай 1).

При выводе выражения для коэффициента C надо принять во внимание, что

$$\frac{\left[\int_0^s x ds \right]^2}{\int_0^s ds} = R^2 \left(\frac{0,57}{k} + 0,5n^2 + n \right) \beta,$$

причем

$$\beta = \frac{1,14 + n^2 k + 2nk}{2(n+p)k + 3,14}.$$

7. Метод составляющих коэффициентов прогиба ¹

В предыдущих параграфах мы указали метод определения сил и моментов путем вычисления величин коэффициентов прогиба и привели ряд окончательных выражений для расчета различных конфигураций. В настоящем параграфе приводится дальнейшее развитие метода, позволяющее сравнительно простым путем подходить к решению более сложных задач, встречающихся при проектировании трубопроводов тепловых установок.

Выражения коэффициентов прогиба, выведенные нами выше [уравнения (30), (31), (31') и (32)], могут быть переписаны так:

$$\left. \begin{aligned} A &= a - \frac{F_x^2}{s} \\ B &= b - \frac{F_x F_y}{s} \\ C &= c - \frac{F_{xy}^2}{s} \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

Каждый коэффициент прогиба можно рассматривать как состоящий из двух величин; условимся называть их в дальнейшем „составляющими коэффициентов прогиба“. В уравнениях (46):

$a = \int \frac{y^2 ds}{k}$ — составляющая коэффициента прогиба по направлению оси x под влиянием силы P_x ;

$c = \int \frac{x^2 ds}{k}$ — составляющая коэффициента прогиба по направлению оси y под влиянием силы P_y ;

$b = \int \frac{xy ds}{k}$ — составляющая коэффициента прогиба по направлению оси x под влиянием силы P_y или составляющая коэффициента прогиба по направлению оси y под влиянием силы P_x .

Далее:

$F_x = \int \frac{y ds}{k}$ — площадь диаграммы моментов, соответствующая силе P_x (или моменту M_x) при $P_x = 1$;

$F_y = \int \frac{x ds}{k}$ — площадь диаграммы моментов, соответствующая силе P_y (или моменту M_y) при $P_y = 1$;

¹ „Известия ЭИН“ Академии Наук СССР, т. II, 1934 г.

$$s = \int \frac{ds}{k} \text{ — приведенная длина трубопровода;}$$

$$\frac{F_x^2}{s} \text{ — составляющая коэффициента прогиба по направлению } x \text{ под влиянием момента } M_x;$$

$$\frac{F_y^2}{s} \text{ — составляющая коэффициента прогиба по направлению } y \text{ под влиянием момента } M_y;$$

$$\frac{F_x F_y}{s} \text{ — составляющая коэффициента прогиба по направлению } x \text{ под влиянием момента } M_y \text{ или составляющая коэффициента прогиба по направлению } y \text{ под влиянием момента } M_x.$$

По аналогии с терминами, принятыми в теории сопротивления материалов, величины a и c можно назвать „приведенными моментами инерции“ осевой линии трубопровода относительно осей x и y соответственно, b — „приведенным центробежным моментом инерции“, а F_x и F_y — „приведенными статическими моментами инерции“ осевой линии трубопровода относительно осей x и y .

В уравнениях (46) учитывается, что прогибы, соответствующие моментам M_x и M_y , имеют направление, обратное прогибам, возникающим под влиянием сил P_x и P_y .

Заметим, что величины a , c , $\frac{F_x^2}{s}$, $\frac{F_y^2}{s}$ и s при каких угодно трубопроводах всегда имеют положительные значения.

Что же касается величин b , F_x и F_y , а следовательно и $\frac{F_x F_y}{s}$, то они могут получиться при вычислении по вышеприведенным формулам и положительными и отрицательными, поэтому необходимо обращать внимание как на их знаки, так и на знаки координат x и y для отдельных сечений трубопровода.

В соответствии с указаниями, сделанными выше, относительно выбора знаков при коэффициентах прогиба, надо, принимая раскрепленный конец за начало координат, считать за положительные направления координатных осей направления сил P_x и P_y , прикладываемых к раскрепленному концу.

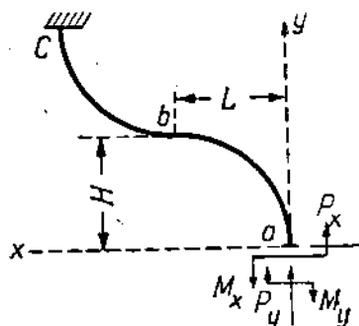
В трубопроводе фиг. 83, в котором раскрепленному концу соответствует сечение a для любых его точек, величины x и y имеют положительные значения, поэтому и величины b , F_x , F_y и $\frac{F_x F_y}{s}$ будут положительные. То же имеет место и при других конфигурациях, если только x и y для всех сечений положительные.

Иные результаты получаются для трубопроводов, у которых x и y могут иметь для разных сечений различные знаки. Например, для трубопровода фиг. 84, где обозначен через a раскрепленный конец (начало координат), при указанном направлении координатных осей, для всех сечений участка abc значения y — отрицательные, а для сечений отрезка cd — положительные. Значения x , очевидно, для всего трубопровода — положительные. Поэтому величины $b = \int xy ds$ и $F_x = \int y ds$ для участка abc будут отрицательные, а для отрезка cd — положительные, для всего же трубопровода $abcd$, как равные алгебраической сумме их частных значений для отдельных участков (abc и cd), они могут получиться и с положительными и с отрицательными знаками.

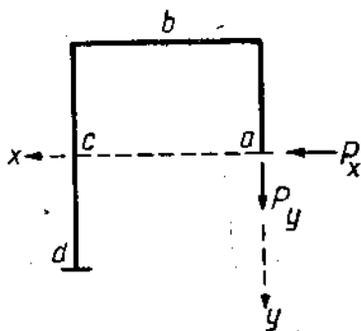
При определении коэффициента прогиба B надо учитывать знаки величин b и $\frac{F_x F_y}{s}$, а в свою очередь в уравнения (36), выведенные ранее для определения сил P_x и F_y , вводить B с тем знаком, какой он будет иметь (при соблюдении вышеуказанного правила относительно знаков координат x и y).

Величины составляющих коэффициентов прогиба, вообще говоря, зависят от того, какой из концов трубопровода принят за раскрепленный; величины же самих коэффициентов A , B и C , а следовательно и сил и моментов, получаются одни и те же независимо от принятия раскрепленным того или другого конца трубопровода.

Как составляющие коэффициентов прогиба, так и величины s , F_x и F_y могут быть определены либо графическим методом, как указано ранее, либо



Фиг. 83.



Фиг. 84.

путем интегрирования по частям. При любом способе их определения значения коэффициента жесткости k надо принимать различными для разных отрезков трубопровода: для прямых $k=1$, для кривых надо брать k в зависимости от величины коэффициента трубы h .

В дальнейшем при обозначении коэффициентов прогиба, их составляющих, приведенных длин и пр. условимся подстрочными индексами указывать участок трубопровода, к которому они относятся: первой буквой подстрочного индекса будем отмечать раскрепленный конец участка, а последней — закрепленный. Например a_{ab} , b_{ab} , c_{ab} и т. д. будем обозначать составляющие коэффициентов прогиба для участка трубопровода ab для случая, когда силы и моменты, заменяющие действие закрепления, приложены в сечении a , а конец b оставлен закрепленным.

Идентично подстрочным индексом у знака интеграла (например $\int_{ab} \frac{y d}{k}$)

будем указывать, что интегрирование должно быть распространено во всю длину участка, отмеченного индексом.

Рассмотрим несколько видов трубопроводов.

а) **Симметричные трубопроводы.** Рассмотрим сначала трубопроводы, состоящие из двух одинаковых симметрично расположенных криволинейных отрезков; примеры трубопроводов такого типа изображены на фиг. 85.

Допустим, что нам известны величины составляющих коэффициентов прогиба для одной половины ab трубопровода фиг. 85, а, в предположении, что конец b закреплен, а конец a раскреплен и нагружен соответствующим

щими силами и моментами (фиг. 86). Выразим коэффициенты прогиба для всего трубопровода abc (фиг. 85, a) через их составляющие для участка ab .

Не трудно видеть, что

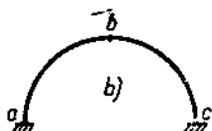
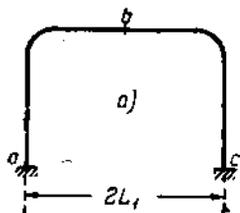
$$a_{abc} = \int_{abc} \frac{y^2 ds}{k} = \int_{ab} \frac{y^2 ds}{k} + \int_{bc} \frac{y^2 ds}{k} = a_{ab} + a_{bc}.$$

Так как, очевидно, вследствие симметрии $a_{ab} = a_{bc}$, то

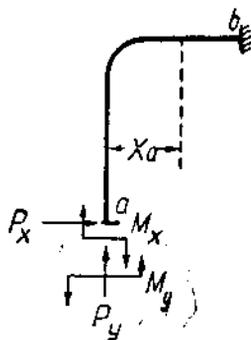
$$a_{abc} = 2a_{ab}. \quad (47)$$

Совершенно идентично

$$F_{xabc} = 2F_{xab}. \quad (48)$$



Фиг. 85.



Фиг. 86.

Найдем теперь составляющие коэффициента прогиба C . Имеем:

$$c_{abc} = \int_{abc} \frac{x_a^2 ds}{k} = \int_{ab} \frac{x_a^2 ds}{k} + \int_{bc} \frac{x_a^2 ds}{k}$$

и

$$F_y = \int_{abc} \frac{x_a ds}{k} = \int_{ab} \frac{x_a ds}{k} + \int_{bc} \frac{x_a ds}{k}.$$

Здесь x_a — переменная координата, измеренная вдоль оси x от распределенного конца a . Для участка bc

$$x_a = 2L - x_c,$$

где $2L$ — расстояние вдоль оси x между сечениями a и c трубопровода (фиг. 85); x_c — переменная абсцисса, измеренная от точки c — как начала координат до отдельных сечений участка bc . Для симметрично расположенных точек x_a для сечений участка ab равно x_c для сечений участка bc . Учитывая эти равенства, предыдущие выражения можно переписать так:

$$\begin{aligned} c_{abc} &= \int_{ab} \frac{x_a^2 ds}{k} + \int_{bc} (2L - x_c)^2 \frac{ds}{k} = \int_{ab} \frac{x_a^2 ds}{k} + \\ &+ 4L^2 \int_{bc} \frac{ds}{k} - 4L \int_{bc} \frac{x_c ds}{k} + \int_{bc} \frac{x_c^2 ds}{k} \end{aligned}$$

и

$$F_{yabc} = \int_{ab} \frac{x_a ds}{k} + 2L \int_{bc} \frac{ds}{k} - \int_{bc} \frac{x_c ds}{k}.$$

Вследствие симметрии

$$\int_{ab} \frac{x_a^2 ds}{k} = \int_{bc} \frac{x_c^2 ds}{k} = c_{ab},$$

$$\int_{ab} \frac{x_a ds}{k} = \int_{bc} \frac{x_c ds}{k} = F_{yab}$$

и

$$\int_{ab} \frac{ds}{k} = \int_{bc} \frac{ds}{k} = s_{ab}.$$

Окончательно будем иметь:

$$\begin{aligned} c_{abc} &= 2c_{ab} + 4L^2 s_{ab} - 4LF_{yab}; \\ F_{yabc} &= 2Ls_{ab}. \end{aligned} \quad (49)$$

Аналогичным образом найдем:

$$b_{abc} = \int_{abc} \frac{xy ds}{k} = 2LF_{xab}. \quad (50)$$

Разделив (49) на (50) и учитывая, что $s_{abc} = 2s_{ab}$ и $F_{xabc} = 2F_{xab}$, получим:

$$F_{yabc} \cdot F_{xabc} = s_{abc} \cdot b_{abc}. \quad (51)$$

Это соотношение, характерное для симметричных трубопроводов, нам понадобится в дальнейшем.

Теперь уже не трудно выразить коэффициенты прогибов для всего трубопровода abc . Подставляя в выражение (46) найденные значения a_{abc} , b_{abc} , c_{abc} , F_{xabc} и F_{yabc} получим:

$$\left. \begin{aligned} A_{abc} &= 2a_{ab} - \frac{4F_{xab}^2}{2s} = 2 \left(a_{ab} - \frac{F_{xab}^2}{s_{ab}} \right) = 2A_{ab} \\ B_{abc} &= 2LF_{xab} - \frac{2F_{xab} \cdot 2Ls_{ab}}{2s_{ab}} = 0 \\ C &= 2c_{ab} + 2L^2 s_{ab} - 4LF_{yab} \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

Коэффициент прогиба C , возникающего в трубопроводе abc под влиянием системы P_y , M_y , приложенной к концу a , вообще говоря, не равен нулю, но выражение для коэффициента C для нас не представляет интереса, так как сила P_y , а следовательно, и момент M_y равны нулю вследствие того, что расстояние между фикс-пунктами вдоль оси y , а следовательно, и величина расширения Δu равны нулю. Значения же величин c_{abc} и F_{yabc} необходимы для вычисления коэффициентов прогиба при переходе от симметричных трубопроводов к более сложным конфигурациям.

Учитывая, что в симметричном относительно оси y трубопроводе коэффициент прогиба $B=0$ и $\Delta u=0$, найдем, исходя из уравнения (36), выражение для силы P_x :

$$P_x = \frac{\Delta x}{A_{abc}} \cdot EJ, \quad (53)$$

где A_{abc} определяется уравнением (52); сила $P_y=0$, как уже было отмечено выше.

б) Несимметричные трубопроводы, но составленные из двух одинаковых криволинейных отрезков. На фиг. 87 изображен трубопровод, составленный из двух одинаковых криволинейных участков, но соединенных между собою так, что второй участок располагается симметрично по отношению к зеркальному изображению первого участка: ab — первый участок; bd — его зеркальное изображение; bc — второй участок, расположенный симметрично по отношению к bd .

Если известны составляющие коэффициентов прогиба a_{ab} , b_{ab} , c_{ab} и величины F_{xab} , F_{yab} и s_{ab} для первого участка ab , то не трудно найти выражения для составляющих коэффициентов прогиба, а следовательно, и значения самих коэффициентов для всего трубопровода abc .

Обозначим размеры вдоль осей x и y для первого участка ab соответственно L и H , для всего же трубопровода abc — $2L$ и $2H$.

Очевидно,

$$a_{abc} = \int_{abc} \frac{y^2 ds}{k} = \int_{ab} \frac{y_a^2 ds}{k} + \int_{bc} \frac{y_a^2 ds}{k}.$$

Здесь y_a — переменная ордината точек трубопровода abc , измеренная от начала координат a .

Но для участка bc :

$$y_a = 2H - y_c,$$

где y_c — переменная ордината точек участка bc , измеренная от точки c как начала координат. После подстановки в выражение интеграла для участка bc этого значения y_a и соответствующих преобразований, принимая во внимание очевидные равенства:

$$\int_{ab} \frac{ds}{k} = \int_{bc} \frac{ds}{k}; \quad \int_{ab} \frac{y_a ds}{k} = \int_{bc} \frac{y_c ds}{k}$$

и

$$\int_{ab} \frac{y_a^2 ds}{k} = \int_{bc} \frac{y_c^2 ds}{k},$$

получим окончательно:

$$a_{abc} = 2 \int_{ab} \frac{y_a^2 ds}{k} + 4H^2 \int_{ab} \frac{ds}{k} - 4H \int_{ab} \frac{y_a ds}{k}$$

или

$$a_{abc} = 2a_{ab} + 4H^2 s_{ab} - 4HF_{xab}. \quad (54 a)$$

Совершенно идентичным образом можно вывести:

$$F_{xabc} = 2H \int_{ab} \frac{ds}{k} = 2Hs_{ab}; \quad (54 b)$$

$$c_{abc} = 2c_{ab} + 4L^2 s_{ab} - 4LF_{yab}; \quad (54 c)$$

$$F_{yabc} = 2L \int_{ab} \frac{ds}{k} = 2Ls_{ab} \quad (54 d)$$

и, наконец,

$$b_{abc} = 2b_{ab} + 4H L s_{ab} - 2LF_{xab} - 2HF_{yab}. \quad (54 e)$$

С помощью выведенных выражений уже не трудно определить величины коэффициентов прогиба для всего трубопровода abc ; после несложных преобразований будем иметь:

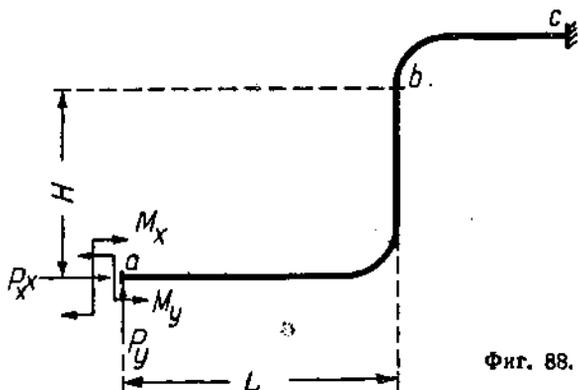
$$A_{abc} = 2a_{ab} + 2H^2s_{ab} - 4HF_{xab}; \quad (55 a)$$

$$B_{abc} = 2Hl s_{ab} - 2LF_{xab} - 2HF_{yab} + 2b_{ab}; \quad (55 b)$$

$$C_{abc} = 2c_{ab} + 2L^2s_{ab} - 4LF_{yab}. \quad (55 c)$$

Уравнения для коэффициентов прогиба A и C имеют сходственный вид.

Выведенные выражения позволяют легко производить расчет сложных трубопроводов, образованных из двух одинаковых криволинейных участков произвольной формы, но расположенных по отношению друг к другу так, как указано выше (второй участок должен располагаться симметрично по отношению к вертикальному изображению первого участка). Для расчета подобных трубопроводов необходимо лишь знать составляющие коэффициентов прогиба и значения F_x , F_y и s для первого основного участка.



Фиг. 88.

с) Трубопроводы, образованные из двух произвольных участков

(общий случай). Допустим, что имеем участок трубопровода abc (фиг. 88), составленный из двух произвольных криволинейных отрезков ab и bc , для каждого из которых в отдельности известны составляющие коэффициентов прогиба. Пусть, например, для участка ab в предположении, что конец b закреплен, а конец a раскреплен и нагружен соответствующими силами и моментами, известны величины:

$$a_{ab}, b_{ab}, c_{ab}, F_{xab}, F_{yab} \text{ и } s_{ab}.$$

Далее для участка bc в предположении, что конец b раскреплен, а конец c закреплен, известны значения:

$$a_{bc}, b_{bc}, c_{bc}, F_{xbc}, F_{ybc} \text{ и } s_{bc}.$$

Найдем выражения составляющих коэффициентов прогиба для всего трубопровода abc .

Обозначив для первого участка ab расстояние, измеренное:

вдоль оси $x \dots L$

" " $y \dots H$

найдем:

$$a_{abc} = \int_{ab} \frac{y_a^2 ds}{k} + \int_{bc} \frac{y_a^2 ds}{k} = \int_{ab} \frac{y_a^2 ds}{k} + \int_{bc} \frac{(y_b + H)^2 ds}{k}.$$

Здесь y_b — переменная ордината для точек участка bc , измеренная от точки b как начала координат.

После несложных преобразований найдем:

$$a_{abc} = a_{ab} + a_{bc} + 2HF_{xbc} + H^2s_{bc}. \quad (56 a)$$

Совершенно идентично получается:

$$c_{abc} = c_{ab} + c_{bc} + 2LF_{ybc} + L^2s_{bc}; \quad (56 b)$$

$$b_{abc} = b_{ab} + b_{bc} + LF_{xbc} + HF_{ybc} + Hs_{bc}; \quad (56 c)$$

$$F_{xabc} = F_{xab} + F_{xbc} + Hs_{bc}; \quad (56 d)$$

$$F_{yabc} = F_{yab} + F_{ybc} + Ls_{bc}. \quad (56 e)$$

В этих выражениях обозначено:

$$\begin{aligned} a_{ab} &= \int_{ab} \frac{y_a^2 ds}{k}; & a_{bc} &= \int_{bc} \frac{y_b^2 ds}{k}; \\ c_{ab} &= \int_{ab} \frac{x_a^2 ds}{k}; & c_{bc} &= \int_{bc} \frac{x_b^2 ds}{k}; \\ b_{ab} &= \int_{ab} \frac{x_a y_a ds}{k}; & b_{bc} &= \int_{bc} \frac{x_b y_b ds}{k}; \\ F_{xab} &= \int_{ab} \frac{y_a ds}{k}; & F_{xbc} &= \int_{bc} \frac{y_b ds}{k}; \\ F_{yab} &= \int_{ab} \frac{x_a ds}{k}; & F_{ybc} &= \int_{bc} \frac{x_b ds}{k}; \end{aligned}$$

и

$$s_{bc} = \int_{bc} \frac{ds}{k}.$$

Выведенные общие уравнения для составляющих коэффициентов прогиба позволяют легко получить расчетные выражения для отдельных частных случаев. Рассмотрим некоторые из них.

а) К первоначально закрепленному концу b трубопровода ab добавляется прямолинейный участок bc длиной l , параллельный оси x (фиг. 89). Для участка bc имеем $y_b = 0$, x_b меняется от 0 до l .

Следовательно,

$$a_{bc} = 0; \quad b_{bc} = 0 \quad \text{и} \quad F_{xbc} = 0;$$

$$c_{bc} = \frac{l^3}{3}; \quad F_{ybc} = \frac{l^2}{2} \quad \text{и} \quad s_{bc} = l.$$

С помощью общих выражений (56 а) и (56 d) легко найдем составляющие коэффициентов прогиба для всего трубопровода:

$$a_{abc} = a_{ab} + H^2 l;$$

$$c_{abc} = c_{ab} + \frac{l^3}{3} + Ll^2 + L^2 l;$$

$$b_{abc} = b_{ab} + H \frac{l^2}{2} + Hll;$$

$$F_{xabc} = F_{xab} + Hl;$$

$$F_{yabc} = F_{yab} + \frac{l^2}{2} + Ll.$$

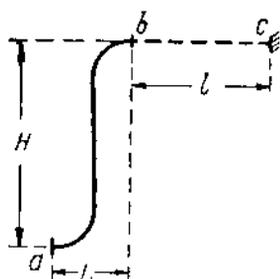
б) К первоначально раскрепленному концу b (фиг. 90) участка bc , для которого составляющие коэффициентов прогиба известны, присоединяется прямолинейный участок ab длиной l , параллельный оси x .

Для участка ab имеем: $y_a = 0$; x_a меняется от 0 до l ; $H = 0$; $L = l$. Следовательно, для участка ab :

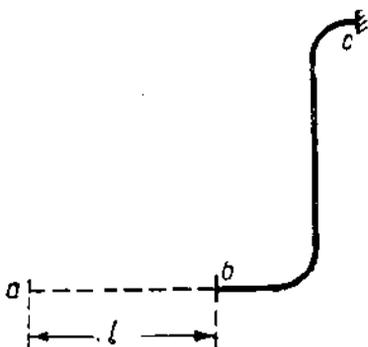
$$\begin{aligned} a_{ab} &= 0; & b_{ab} &= 0 & \text{и} & F_{xab} &= 0; \\ c_{ab} &= \frac{l^3}{3}; & F_{yab} &= \frac{l^2}{2}. \end{aligned}$$

Составляющие коэффициентов прогиба для всего трубопровода abc из уравнений (56 а)—(56 д):

$$\left. \begin{aligned} a_{abc} &= a_{bc}; & F_{xabc} &= F_{xbc} \\ c_{abc} &= \frac{l^3}{3} + c_{bc} + 2lF_{ybc} + l^2s_{bc} \\ b_{abc} &= b_{bc} + lF_{xbc} \\ F_{yabc} &= \frac{l^2}{2} + F_{ybc} + ls_{bc} \end{aligned} \right\} \quad (57)$$



Фиг. 89.



Фиг. 90.

в) К первоначально закрепленному концу b симметричного трубопровода ab (фиг. 91) добавляется прямолинейный участок длиной l , параллельный оси y .

Здесь $H = 0$, $L = 2L_1$, где $2L_1$ — расстояние между сечениями a и b вдоль оси x .

Направления сил P_x и P_y и координатных осей указаны на фиг. 91. Так как для сечений участка ab значения y — отрицательные, то при определении составляющих коэффициентов прогиба по общим уравнениям для всего трубопровода abc величины F_{xab} и b_{ab} надо вводить с отрицательными знаками.

Для участка bc имеем:

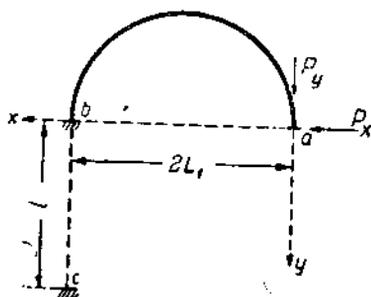
$$x_b = 0, \quad y_b = \text{вар от } 0 \text{ до } +l.$$

В соответствии с этим:

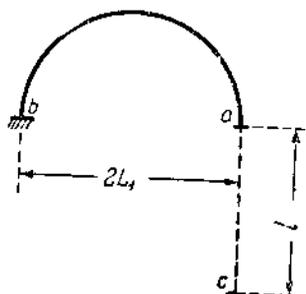
$$\begin{aligned} a_{bc} &= \frac{l^3}{3}; & F_{xbc} &= +\frac{l^2}{2}; \\ c_{bc} &= 0; & F_{ybc} &= 0 & \text{и} & b_{bc} &= 0; & s_{bc} &= l. \end{aligned}$$

Составляющие коэффициентов прогиба для всего трубопровода abc получим из общих уравнений (56 а)—(56 d):

$$\left. \begin{aligned} a_{abc} &= a_{ab} + \frac{l^3}{3} \\ c_{abc} &= c_{ab} + 4L_1^2 l \\ b_{abc} &= -b_{ab} + L_1 l^2 \\ F_{xabc} &= -F_{xab} + \frac{l^3}{2} \\ F_{yabc} &= F_{yab} + 2L_1 l \end{aligned} \right\} \quad (58)$$



Фиг. 91.



Фиг. 92.

Ту же конфигурацию получим, если прямолинейный отрезок длиной l присоединим к раскрепленному концу участка ab (фиг. 92).

В этом случае

$$H = l; \quad L = 0.$$

Для участка ca :

$$\begin{aligned} a_{ca} &= \frac{l^3}{3}; \quad F_{xca} = \frac{l^3}{2}; \quad c_{ca} = 0; \\ F_{yca} &= 0; \quad b_{ca} = 0. \end{aligned}$$

Пользуясь поперекнему основными выражениями (56 а)—(56 d), составляющие коэффициентов прогиба можно выразить так:

$$\left. \begin{aligned} a_{cab} &= \frac{l^3}{3} + a_{ab} + 2lF_{xab} + l^2 s_{ab} \\ c_{cab} &= c_{ab}; \quad b_{cab} = b_{ab} + lF_{yab} \\ F_{xcab} &= \frac{l^3}{2} + F_{xab} + l s_{ab} \\ F_{ycab} &= F_{yab} \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

Легко показать, как отмечалось выше, что независимо от способа определения составляющих выражения коэффициентов прогиба, так же как и их значения, будут одни и те же.

Например, для коэффициента прогиба B , пользуясь выражениями (58), можно получить:

$$B = -b_{ab} + L_1 l^2 - \frac{\left(\frac{l^3}{2} - F_{xab}\right)(F_{yab} + 2L_1 l)}{s_{ab} + l}.$$

Путем преобразований, учитывая, что для участка ab как симметричного трубопровода имеют место соотношения [см. уравнения (49), (50) и (51)]:

$$\begin{aligned} b_{ab}s_{ab} &= F_{xab}F_{yab}; \\ F_{yab} &= L_1s_{ab}; \\ b_{ab} &= L_1F_{xab}, \end{aligned}$$

получим окончательно:

$$B = \frac{b_{ab}l + \frac{l^2}{2} F_{yab}}{s_{ab} + l}.$$

То же выражение для B получим, исходя из уравнений (59). Такая же проверка может быть произведена и в отношении коэффициентов A и C .

Для облегчения практических расчетов ниже приводится табл. 17, в которой даны выражения величин a , b , c , F_1 , F_2 и s для основных конфигураций, причем с целью получения более общих выражений нами приняты следующие обозначения:

P_1 — сила, направленная перпендикулярно касательной к раскрепленному концу;

M_1 — момент, компенсирующий угол поворота раскрепленного конца, возникающий под действием силы P_1 ;

P_2 — сила, направленная по касательной к раскрепленному концу;

M_2 — момент, компенсирующий угол поворота раскрепленного конца, вызываемый силой P_2 ;

ξ_1 — составляющая коэффициента прогиба под действием и в направлении силы P_1 ;

F_1 — площадь диаграммы моментов, соответствующая силе P_1 ;

ξ_2 — составляющая коэффициента прогиба под действием и в направлении силы P_2 ;

F_2 — площадь диаграммы моментов, соответствующая силе P_2 ;

b — составляющая коэффициента прогиба под действием одной из указанных сил P_1 или P_2 , но в направлении, перпендикулярном линии действия соответствующей силы;

s — приведенная длина участка трубопровода.

Величины сил и моментов связаны между собой очевидными соотношениями, вытекающими непосредственно из уравнений (37):

$$M_1 = \frac{F_1}{s} P_1 \quad \text{и} \quad M_2 = \frac{F_2}{s} P_2.$$

При производстве расчетов с помощью табл. 17 силы P_1 и P_2 могут быть направлены вдоль любой из координатных осей x и y .

Если сила P_1 направлена вдоль оси x , то в соответствии с ранее принятыми обозначениями надо положить:

$$\xi_1 = a \quad \text{и} \quad F_1 = F_x.$$

При направлении же P_1 , совпадающем с осью y , должно приравнять:

$$\xi_1 = c \quad \text{и} \quad F_1 = F_y.$$

Совершенно идентично при направлении P_2 по оси x приравниваем:

$$\xi_2 = a \quad \text{и} \quad F_2 = F_x,$$

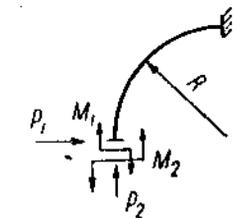
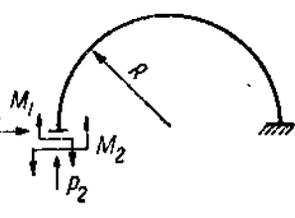
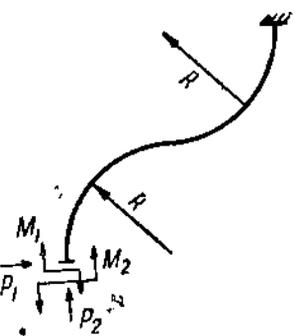
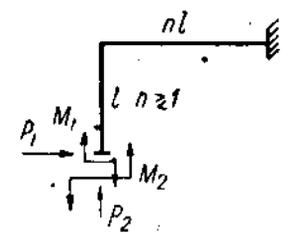
а при направлении P_2 по оси y :

$$\xi_2 = c \quad \text{и} \quad F_2 = F_y.$$

ТАБЛИЦА 17

Выражения составляющих коэффициентов прогиба

№ случая	Конфигурация участка	Выражения величин (ξ_1) (ξ_2), b , F_1 , F_2 и s
I		$\xi_1 = R^3 \left[\frac{p^3}{3} + \frac{1,57p^2}{k} + \frac{2p}{k} + \frac{0,785}{k} + (p+1)^2 n \right]$ $\xi_2 = R^3 \left[\frac{0,356}{k} + \frac{n^3}{3} + n^2 + n \right]$ $b = R^3 \left[0,5n^2 p + 0,5n^2 + pn + n + \frac{0,57p}{k} + \frac{0,5}{k} \right]$ $F_1 = R^2 \left[\frac{p^2}{2} + (p+1)n + \frac{1,57p}{k} + \frac{1}{k} \right]$ $F_2 = R^2 \left[\frac{0,57}{k} + 0,5n^2 + n \right]$ $s = \frac{R}{k} \left[(n+p)k + 1,57 \right]$
II		$\xi_1 = R^3 \left[\frac{p^3}{3} + \frac{1,57p^2}{k} + \frac{2p}{k} + \frac{0,785}{k} \right]$ $\xi_2 = R^3 \frac{0,356}{k}$ $b = R^3 \left[\frac{0,57p}{k} + \frac{0,5}{k} \right]$ $F_1 = R^2 \left[\frac{p^2}{2} + \frac{1,57p}{k} + \frac{1}{k} \right]$ $F_2 = R^2 \frac{0,57}{k}$ $s = \frac{R}{k} \left[pk + 1,57 \right]$
		$\xi_1 = R^3 \left[\frac{0,356}{k} + \frac{p^3}{3} + p^2 + p \right]$ $\xi_2 = R^3 \left[\frac{0,785}{k} + p \right]$ $b = R^3 \left[0,5p^2 + p + \frac{0,5}{k} \right]$ $F_1 = R^2 \left[\frac{0,57}{k} + 0,5p^2 + p \right]$ $F_2 = R^2 \left[p + \frac{1}{k} \right]$ $s = \frac{R}{k} \left[pk + 1,57 \right]$

№ случая	Конфигурация участка	Выражения величин ξ_1 , ξ_2 , b , F_1 , F_2 и s
III		$\xi_1 = R^3 \frac{0,785}{k}$ $F_1 = \frac{R^3}{k}$ $\xi_2 = R^3 \frac{0,356}{k}$ $F_2 = R^3 \frac{0,57}{k}$ $b = R^3 \frac{0,5}{k}$ $s = R \frac{1,57}{k}$
IV		$\xi_1 = R^3 \frac{1,57}{k}$ $F_1 = R^3 \frac{2}{k}$ $\xi_2 = R^3 \frac{4,712}{k}$ $F_2 = R^3 \frac{3,14}{k}$ $b = R^3 \frac{2}{k}$ $s = \frac{3,14R}{k}$
V		$\xi_1 = R^3 \frac{3,85}{k}$ $F_1 = R^3 \frac{3,14}{k}$ $\xi_2 = R^3 \frac{4,712}{k}$ $F_2 = R^3 \frac{3,14}{k}$ $b = R^3 \frac{4,14}{k}$ $s = R \frac{3,14}{k}$
VI		$\xi_1 = l^3 \left[\frac{1}{3} + n \right]$ $F_1 = l^3 \left[\frac{1}{2} + n \right]$ $\xi_2 = l^3 \frac{n^2}{3}$ $F_2 = l^3 \frac{n^2}{2}$ $b = l^3 \frac{n^2}{2}$ $s = l(n+1)$

№ случая	Конфигурация участка	Выражения величин ξ_1 , ξ_2 , b , F_1 , F_2 и s
VII		$\xi_1 = R^3 \left[\frac{p^3}{3} + 2p^2 + 4p + \frac{3,85}{k} + n \right]$ $\xi_2 = R^3 \left[\frac{4,712}{k} + \frac{n^3}{3} + n^2 + n + \frac{1,57n^2}{k} + \frac{5,14n}{k} + (n+2)^2 p \right]$ $b = R^3 \left[0,5n^3 + n + \frac{4,14}{k} + \frac{2,14n}{k} + \frac{(n+2)p^3}{2} + 2(n+2)p \right]$ $F_1 = R^2 \left[\frac{p^2}{2} + 2p + \frac{3,14}{k} + n \right]$ $F_2 = R^2 \left[\left(n + \frac{3,14}{k} \right) (0,5n + 1) + (n+2)p \right]$ $s = R \left[p + \frac{3,14}{k} + n \right]$
VII		$\xi_1 = R^3 \left[\frac{p^3}{3} + n + \frac{3,85}{k} + \left(n + \frac{3,14}{k} \right) (2p + p^2) \right]$ $\xi_2 = R^3 \left[\frac{4,712}{k} + \frac{n^3}{3} + n^2 + n + \frac{1,57n^2}{k} + 5,14 \frac{n}{k} \right]$ $b = R^3 \left[0,5n^3 + n + \frac{4,14}{k} + \frac{2,14n}{k} + p \left(n + \frac{3,14}{k} \right) (0,5n + 1) \right]$ $F_1 = R^2 \left[\frac{p^2}{2} + \left(n + \frac{3,14}{k} \right) (p + 1) \right]$ $F_2 = R^2 \left[n + \frac{3,14}{k} \right] (0,5n + 1)$ $s = R \left(n + p + \frac{3,14}{k} \right)$
VIII		$\xi_1 = \frac{l^3}{3} \quad F_1 = \frac{l^2}{2}$ $\xi_2 = 0 \quad F_2 = 0$ $b = 0 \quad s = l$

В виду того, что выражения составляющих коэффициентов прогиба, вообще говоря, зависят от того, какой из концов трубопровода считать закрепленным, для некоторых из конфигураций, приведенных в табл. 17, даны выражения величин ξ_1 , b , ξ_2 , F_1 , F_2 и s при различных закрепленных концах.

В табл. 18 приведена сводка расчетных выражений для сложных конфигураций.

В заключение сформулируем пять основных положений, могущих в значительной степени облегчить подсчет величин прогибов как закрепленного конца, так и любых точек трубопровода:

1. Прогиб под действием и в направлении силы равен произведению ее величины на приведенный момент инерции осевой линии трубопровода (или вообще кривого бруса) относительно оси, совпадающей с направлением силы, деленному на жесткость EJ .

2. Прогиб под действием силы в направлении, к ней перпендикулярном, равен произведению ее величины на приведенный центробежный момент инерции осевой линии трубопровода (кривого бруса) относительно перпендикулярных осей, из которых одна совпадает с направлением силы, деленному на жесткость EJ .

3. Прогиб под действием произвольного момента в любом направлении равен произведению момента на приведенный статический момент инерции осевой линии трубопровода (кривого бруса) относительно оси, совпадающей с направлением прогиба, деленному на жесткость EJ .

4. Угол поворота под действием силы равен произведению ее величины на приведенный статический момент инерции осевой линии трубопровода (кривого бруса) относительно оси, совпадающей с направлением силы, деленному на жесткость EJ .

5. Угол поворота под действием момента равен произведению момента на приведенную длину осевой линии трубопровода (кривого бруса), деленному на жесткость EJ .

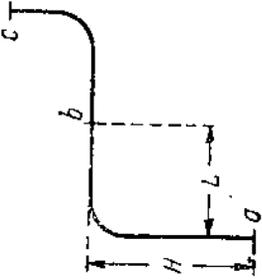
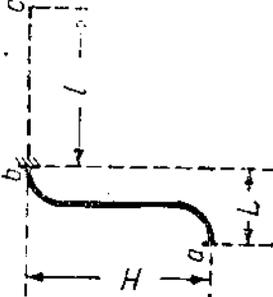
После произведенного детального анализа и выяснения значений приведенных моментов инерции (a , b , c) и статических моментов (F_1 , F_2) осевой линии трубопровода эти положения не требуют доказательств. Они справедливы при любых конфигурациях с осью в одной плоскости.

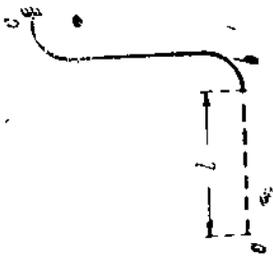
8. Определение прогиба промежуточных точек

Во избежание чрезмерного провисания отдельных частей трубопровода под влиянием собственного веса применяются, как известно, поддерживающие трубопровод промежуточные опоры. Последние должны выполняться так, чтобы они возможно меньше стесняли свободное перемещение отдельных сечений трубопровода после расширения, так как только при выполнении этого условия трубопровод будет обладать максимальной эластичностью. Поэтому весьма важно во время проектирования трубопровода установить его конфигурацию после расширения, зная которую легче ориентироваться в вопросах выбора типов и расположения промежуточных опор.

Предположим, что для трубопровода abc фиг. 83 определены величины реактивных сил P_x и P_y и моментов M_x и M_y , возникающих в конце a при термическом расширении трубопровода и заменяющих действие закрепления. С целью вывода общих выражений для определения положения отдельных точек трубопровода после расширения рассмотрим условия, в которых находится произвольная точка b трубопровода. Считая конец

Выражения составляющих коэффициентов прогиба для сложных трубопроводов

№ случ.	Конфигурация участка	Формулировка задания	Решение
I		<p>Известны составляющие коэффициентов прогиба для произвольных участков <i>ab</i> и <i>bc</i>. Найти составляющие коэффициентов прогиба для сложного трубопровода <i>abc</i>, принимая <i>a</i> за раскрепленное сечение и <i>c</i> за закрепленное.</p>	$a_{abc} = a_{ab} + a_{bc} + 2HF_{abc} + H^2S_{bc}$ $c_{abc} = c_{ab} + c_{bc} + 2LF_{abc} + L^2S_{bc}$ $b_{abc} = b_{ab} + b_{bc} + LF_{abc} + HF_{abc} + HLS_{bc}$ $F_{abc} = F_{xab} + F_{abc} + H^2S_{bc}$ $F_{abc} = F_{gab} + F_{abc} + LS_{bc}$
II		<p>К закрепленному концу <i>b</i> произвольного трубопровода <i>ab</i> добавляется прямой участок длиной <i>L</i>, параллельный оси <i>x</i>. Считая <i>a</i> за раскрепленное сечение, найти составляющие коэффициентов прогиба для сложного трубопровода <i>abc</i>.</p>	$a_{abc} = a_{ab} + H^2I$ $c_{abc} = c_{ab} + \frac{L^3}{3} + L^2I + L^2I$ $b_{abc} = b_{ab} + H \frac{L^2}{2} + HLI$ $F_{abc} = F_{xab} + HI$ $F_{abc} = F_{gab} + \frac{L^3}{2} + LI$



III

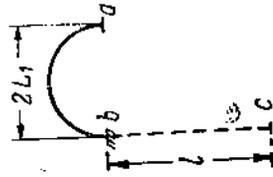
К раскрепленному концу *b* произвольного трубопровода *bc* добавляется прямой участок длиной *l*, параллельный оси *x*. Считаа *a* за раскрепленное сечение, найти составляющие коэффициентов прогиба для сложного трубопровода *abc*.

$$a_{abc} = a_{bc}; F_{abc} = F_{abc}$$

$$c_{abc} = \frac{l^3}{3} + c_{bc} + 2lF_{ybc} + l^2c_{bc}$$

$$b_{abc} = b_{bc} + lF_{ybc}$$

$$F_{yabc} = \frac{l^3}{2} + F_{ybc} + lS_{bc}$$



IV

К первоначально закрепленному концу *b* симметричного трубопровода *ab* добавляется прямой участок длиной *l*, параллельный оси *y*. Считаа *a* за раскрепленный конец, найти составляющие коэффициентов прогиба для сложного трубопровода *abc*.

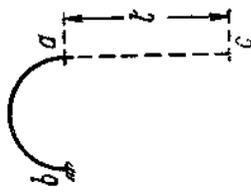
$$a_{abc} = a_{ab} + \frac{l^3}{3}$$

$$c_{abc} = c_{ab} + 4L_1^2l$$

$$b_{abc} = -b_{ab} + L_1l^2$$

$$F_{xabc} = -F_{xab} + \frac{l^3}{2}$$

$$F_{yabc} = F_{yab} + 2L_1l$$



V

К первоначально раскрепленному концу *a* симметричного трубопровода *ab* добавляется прямой участок длиной *l*, параллельный оси *y*. Считаа *b* за закрепленный, а *c* за раскрепленный конец, найти составляющие коэффициентов прогиба для сложного трубопровода *cab*.

$$a_{c,b} = \frac{l^3}{3} + a_{ab} + 2lF_{xab} + l^2S_{ab}$$

$$c_{cab} = c_{ab}$$

$$b_{cab} = b_{ab} + lF_{yab}$$

$$F_{xcab} = \frac{l^3}{2} + F_{xab} + lS_{ab}$$

$$F_{ycab} = F_{yab}$$

а попережнему раскрепленными, но нагруженным соответствующими моментами, можно принять, что к точке b приложены (фиг. 93):

- 1) перенесенные силы P_x и P_y ;
- 2) моменты M_{xb} и M_{yb} , причем

$$\left. \begin{aligned} M_{xb} &= M_x - P_x H \\ M_{yb} &= M_y - P_y L \end{aligned} \right\} \quad (60)$$

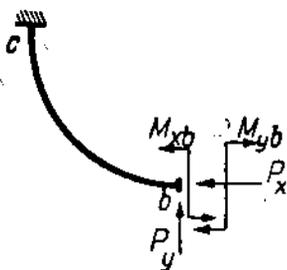
где

H — расстояние вдоль оси y -ов между точками a и b ;

L — то же, но вдоль оси x -ов (фиг. 83).

Направления действия моментов M_{xb} и M_{yb} приняты одинаковыми с направлениями моментов M_x и M_y . Если по вычислении по уравнениям (60) для M_{xb} и M_{yb} получатся отрицательные значения, то это будет указывать, что они имеют направления, обратные предположенным.

Под действием сил P_x и P_y и моментов M_{xb} и M_{yb} участок bc трубопровода будет деформироваться, причем положение точки b после деформации можно найти, исходя из выражения потенциальной энергии изгиба, накопленной при деформации участка bc :



Фиг. 98.

$$U = \int_b^c \frac{(P_x y_b - M_{xb} - P_y x_b + M_{yb})^2 ds}{2kJ}$$

Здесь y_b и x_b обозначены переменные координаты отдельных точек участка bc , измеренные от точки b как начала координат.

Взяв производную от U по силе P_x , найдем прогиб точки b в направлении этой силы:

$$f_{bP_x} = \frac{dU}{dP_x} = \frac{P_x}{EJ} \int_b^c y_b^2 \frac{ds}{k} - \frac{M_{xb} - M_{yb}}{EJ} \int_b^c y_b \frac{ds}{k} - \frac{P_y}{EJ} \int_b^c x_b y_b \frac{ds}{k}$$

или, применяя ранее принятые обозначения для составляющих коэффициентов прогиба, это выражение можно переписать так:

$$f_{bP_x} = \frac{P_x}{EJ} a_{bc} - \frac{M_{xb} - M_{yb}}{EJ} F_{xbc} - \frac{P_y}{EJ} b_{bc}. \quad (61)$$

Совершенно так же найдем для прогиба в направлении силы P_y :

$$f_{bP_y} = \frac{P_y}{EJ} c_{bc} - \frac{M_{yb} - M_{xb}}{EJ} F_{ybc} - \frac{P_x}{EJ} b_{bc}. \quad (62)$$

В последнем выражении обозначено:

$$c_{bc} = \int_b^c x_b^2 \frac{ds}{k} \quad \text{и} \quad F_{ybc} = \int_b^c x_b \frac{ds}{k}.$$

Выражения для f_{bP_x} и f_{bP_y} легко могут быть получены и непосредственно путем применения к участку bc основных положений, приведенных в предыдущем разделе (стр. 113). Действительно, перенесенные силы и моменты, приложенные к точке b , вызывают ее прогиб вдоль оси x -ов:

- 1) сила P_x , согласно положению 1, на величину $\frac{P_x}{EJ} a_{bc}$, где a_{bc} — при-

веденный момент инерции осевой линии участка bc относительно оси x -ов, проведенной через точку b ;

2) момент $M_{xb} - M_{yb}$, согласно положению 3, на величину $\frac{M_{xb} - M_{yb}}{EJ} F_{xbc}$, где F_{xbc} — приведенный статический момент осевой линии участка bc относительно той же оси x -ов;

3) сила P_y , согласно положению 2, на величину $\frac{P_y}{EJ} b_{bc}$, где b_{bc} — приведенный центробежный момент инерции осевой линии участка bc .

Знаки отдельных составляющих прогиба определяются путем рассмотрения направления перемещения точки b под действием указанных сил и моментов.

Так же получается и выражение для f_{bP_y} .

Для того чтобы найти действительное положение точки b после расширения, необходимо еще учесть смещения ее вдоль осей x и y вследствие термического расширения участка bc ; их определяют по общим правилам, исходя из расстояний вдоль соответствующих осей координат между точками b и c , повышения температуры и коэффициента линейного расширения материала трубопровода. Обозначим:

Δx_{bc} — величина термического расширения участка bc вдоль оси x ;

Δy_{bc} — то же, но вдоль оси y .

Смещения Δx_{bc} и Δy_{bc} , очевидно, имеют направления, обратные прогибам точки b , возникающим под влиянием сил P_x и P_y и моментов M_x и M_y .

Суммарные прогибы точки b в направлении сил P_x и P_y будут выражаться:

$$f_{xb} = f_{bP_x} - \Delta x_{bc}$$

и

$$f_{yb} = f_{bP_y} - \Delta y_{bc}$$

Величины f_{xb} и f_{yb} определяют смещения точки b после деформации, зависящей от температурного расширения, относительно ее первоначального положения при холодном состоянии трубопровода.

При практическом применении выведенных выражений для определения положения отдельных точек трубопровода после расширения мы рекомендуем поступать так.

Сперва путем расчета находим величины реактивных сил и моментов для *обоих концов* трубопровода.

Далее, переходя к определению положения промежуточных точек, за *раскрепленный конец* следует принимать наиболее удаленный от рассматриваемой точки, а следовательно, *закрепленным* считать конец, ближайший к той же точке.

Например, в трубопроводе $abcd$ (фиг. 94) при определении смещения точки c закрепленным надо считать конец d , полагая конец a раскрепленным и нагруженным соответствующими силами и моментами, заменяющими действие закрепления; при вычислении же перемещения точки b надо считать раскрепленным конец d , а закрепленным — a .

При указанном ходе расчета вычисления, связанные с определением перемещений отдельных точек, в значительной степени сокращаются.

Определение прогибов f_{bP_x} и f_{bP_y} отдельных сечений трубопровода под действием сил P_x и P_y и моментов M_x и M_y , приложенных к раскрепленному концу, может быть произведено и графоаналитическим методом.

Подсчет прогибов ведется по частям, начиная с участка, прилегающего к концу, оставленному закрепленным, до сечения, прогиб которого надо найти. Метод подсчета ничем не отличается от изложенного выше способа определения прогибов раскрепленного конца (см. раздел 4 главы III).

Величины суммарных смещений находятся по тем же выражениям.

В случаях, когда требуется определить положения после термического расширения целого ряда последовательно расположенных точек трубопровода, графоаналитический метод может быстрее привести к цели.

Выбор того или иного метода расчета приходится производить особо для каждого отдельного случая, сообразуясь с частными особенностями задачи.

9. Влияние промежуточных опор на величины опорных реакций.

Вышеизложенные методы позволяют произвести определение усилий и моментов на участке трубопровода в предположении, что все промежуточные сечения между закрепленными концами имеют полную свободу перемещения при термическом расширении; это возможно, если промежуточные опоры допускают смещения в необходимых пределах.

При неудачном выборе типа опор, создающих препятствия свободному перемещению труб при нагревании, в трубопроводе разовьются добавочные силы и моменты; ниже излагаются методы их определения.

Допустим, что имеем участок трубопровода $abcd$ (фиг. 95,а), закрепленный обоими концами в фикс-пунктах, но снабженный, кроме того, в точке c с направляющей опорой, позволяющей отрезку переме-

Фиг. 94.

щаться при расширении вдоль его оси, но не допускающей сдвигов в боковых направлениях к той же оси.

Если бы опоры с не было, то трубопровод после расширения занял бы положение, как показано пунктирной линией; при наличии же опоры он займет положение $aecf$; влияние опоры равносильно действию силы P_{cy} , приложенной в c , как указано на чертеже.

Сперва мы изложим способ определения силы P_{cy} и реакций в закреплениях графоаналитическим методом.

Отбросив промежуточную опору, получим трубопровод, закрепленный только концами в фикс-пунктах. Для такого трубопровода легко определить как силы и моменты, так и прогибы в отдельных сечениях, в том числе и в соответствующем опоре c ; пусть этот последний равен f_c' .

Далее надо исследовать отдельно влияние на деформации и реакции в трубопроводе силы P_{cy} , заменяющей промежуточную опору.

По выяснении этой зависимости подбираем величину силы P_{cy} так, чтобы она вернула в начальное положение сечение c , переместившееся в результате температурного расширения трубопровода без промежуточной опоры.

Определение прогибов, возникающих в трубопроводе под влиянием силы P_{cy} , приложенной в сечении c , можно произвести следующим образом. Освободив конец a от закреплений, прикладываем к нему силы P_x' , P_y' и момент M' , заменяющие действие закрепления. Далее графоаналитическим методом находим для трубопровода, нагруженного указанным образом (фиг. 95,б), прогибы освобожденного конца вдоль осей x и y , а также угол его поворота как функции нагрузок. Получим три урав-

$$\begin{aligned} f_{ay} &= \varphi_1(P_{cy}, P_x', P_y', M'); \\ f_{ax} &= \varphi_2(P_{cy}, P_x', P_y', M'); \\ \psi_a &= \varphi_3(P_{cy}, P_x', P_y', M'). \end{aligned}$$

Так как конец a фактически жестко закреплен, то полученные выражения надо приравнять нулю, т. е. положить:

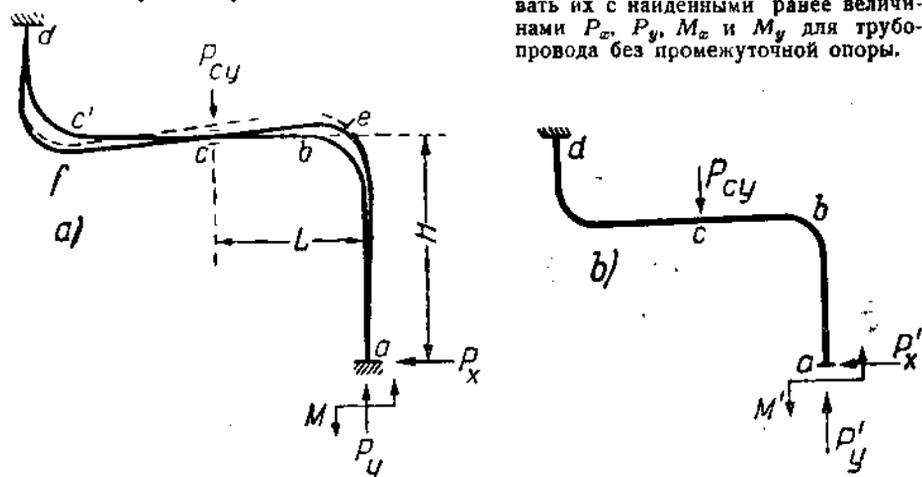
$$\begin{aligned} \varphi_1(P_{cy}, P_x', P_y', M') &= 0; \\ \varphi_2(P_{cy}, P_x', P_y', M') &= 0; \\ \varphi_3(P_{cy}, P_x', P_y', M') &= 0. \end{aligned}$$

Из этих трех уравнений легко выразить силы P_x' , P_y' и момент M' , возникающие в сечении a под влиянием P_{cy} , приложенной в c , в функции этой реакции.

Для окончательного решения поставленной задачи надо к трем уже приведенным выражениям присоединить четвертое, дающее прогиб в сечении c в функции тех же нагрузок, т. е.,

$$f_{cy} = \varphi_4(P_{cy}, P_x', P_y', M').$$

Приравняв последнее выражение величине $f_{c'}$, т. е. смещению сечения c при термическом расширении трубопровода без промежуточной опоры, легко уже найти как силы P_{cy} , P_x' , P_y' , так и момент M' , после чего останется только просуммировать их с найденными ранее величинами P_x , P_y , M_x и M_y для трубопровода без промежуточной опоры.



Фиг. 95.

Изложенный метод расчета довольно утомителен. Более просто эта задача может быть решена по методу составляющих коэффициентов прогиба.

Выражение потенциальной энергии изгиба, накапливаемой в трубопроводе acd при действии на освобожденный конец сил P_x , P_y и момента M и силы P_{cy} в точке c (фиг. 95, а), можно написать так:

$$U = \int_a^c \frac{(P_x y_a - P_y x_a - M)^2 ds}{2kEJ} + \int_c^d \frac{(P_x y_a - P_y x_a - M + P_{cy} x_c)^2 ds}{2kEJ},$$

где

x_a и y_a — плечи моментов, измеренные от раскрепленного конца a ;

x_c — то же, но измеренное от точки c .

Взяв производные от U по силам P_x и P_y и моменту M , приравняв затем

$$\frac{dU}{dP_x} = \Delta x,$$

$$\frac{dU}{dP_y} = \Delta y,$$

т. е. величинам действительных расширений трубопровода при нагревании, а производную

$$\frac{dU}{dM} = 0,$$

так как угол поворота конца a равен нулю, и учитывая, что для участка cd

$$x_a = L + x_c,$$

$$y_a = H + y_c,$$

где L и H — координаты точки c относительно закрепленного конца a , получим после несложных преобразований три уравнения:

$$\left. \begin{aligned} EJ\Delta x &= P_a a_{ad} - P_y b_{ad} - MF_{xad} + P_{cy} HF_{yad} + P_{cy} b_{cd} \\ EJ\Delta y &= P_y c_{ad} - P_a b_{ad} + MF_{yad} - P_{cy} LF_{yad} - P_{cy} c_{cd} \\ 0 &= -P_a F_{xad} + P_y F_{yad} + MS_{ad} - P_{cy} F_{yad} \end{aligned} \right\} \quad (63)$$

В уравнениях (63) применены такие же условные обозначения, какими мы пользовались выше, причем $P_{yad} = \int_{cd} x_c ds$.

Выражения (63) можно получить и непосредственно, исходя из основных положений для определения прогибов и углов поворота, приведенных выше (раздел 7 главы IV).

Например, в выражении (63) для прогиба вдоль оси x -ов первые три члена правой части легко получаются путем применения к трубопроводу ad положений 1, 2 и 3.

Пятый член $P_{cy} b_{cd}$, согласно положению 2, дает прогиб точки c в направлении оси x -ов, причем b_{cd} — приведенный центробежный момент инерции осевой линии участка cd относительно осей, проходящих через c .

В четвертом члене $P_{cy} F_{yad}$, согласно положению 4, угол поворота сечения c под действием силы P_{cy} , а произведение $P_{cy} F_{yad} H$ — прогиб конца a относительно точки c в направлении оси x вследствие поворота c на угол $P_{cy} F_{yad}$.

Так же можно непосредственно получить и остальные выражения (63). Для окончательного решения задачи надо иметь еще одно уравнение. Его можно получить из рассмотрения деформаций точки c . Поступая так же, как и в предыдущем разделе, найдем для прогиба c в направлении P_{cy} под действием нагрузок P_{cy} , P_x , P_y и M :

$$f_{P_{cy}} = \frac{1}{EJ} [(P_y - P_{cy}) c_{cd} - P_x b_{cd} + M_c F_{yad}]$$

где M_c — суммарный момент в сечении c :

$$M_c = M - P_x H + P_y L.$$

Под влиянием термического расширения c переместится вниз (против направления силы P_y) на Δ_c . Результирующий прогиб сечения c , очевидно,

$$c_y = f_{P_{cy}} - \Delta_c = \frac{1}{EJ} [(P_y - P_{cy}) c_{cd} - P_x b_{cd} + MF_{yad} - P_x HF_{yad} + P_y LF_{yad}] - \Delta_c.$$

Так как по предположению в c — жесткая опора, то прогиб c надо приравнять нулю, после чего получим необходимое четвертое условие:

$$(P_y - P_{cy}) c_{cd} - P_x b_{cd} + MF_{yad} - P_x HF_{yad} + P_y LF_{yad} - \Delta_c EJ = 0. \quad (64)$$

Решив составленные 4 уравнения, найдем величины сил: P_{cy} , P_x , P_y и момент M .

При выводе выражений (63) и (64) направление момента M принято совпадающим с направлениями моментов, вызываемых силой P_y , поэтому такое же направление его следует принимать за положительное и при решении задач.

В качестве примера на применение выведенных выражений рассмотрим трубопровод фиг. 96 диаметром 250 мм, с моментом инерции 7200 см^4 . Повышение температуры трубопровода примем 400°C . Модуль упругости при рабочей температуре $E = 1,6 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$.

Величины расширений:

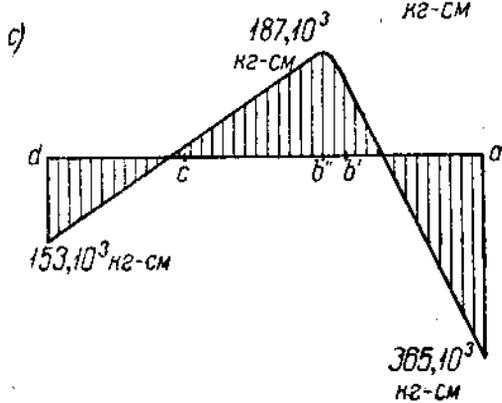
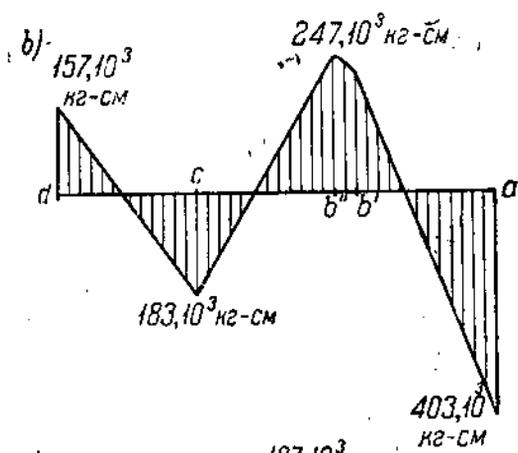
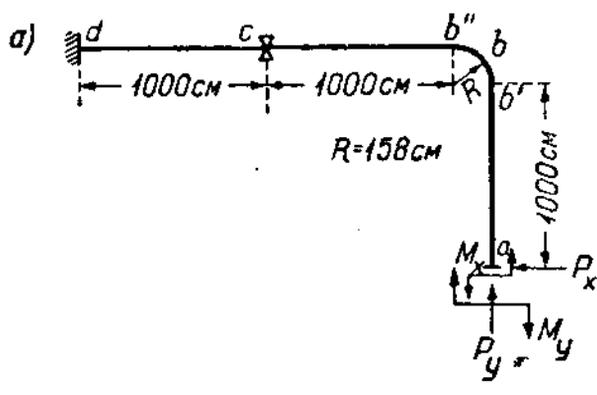
$$\Delta x = 21,58 \cdot 0,12 \cdot 4 = 10,35 \text{ см};$$

$$\Delta y = 11,58 \cdot 0,12 \cdot 4 = 5,56 \text{ см}.$$

Коэффициент жесткости $k = 0,55$.

Отношение длин прямых участков к радиусу закругления:

$$n = \frac{2000}{158} = 12,65; \quad p = \frac{1000}{158} = 6,33.$$



Фиг. 86. Влияние промежуточной опоры на величины моментов в отдельных сечениях: б) — при наличии в с опоры, с) — при ее отсутствии.

Составляющие коэффициентов прогиба (случай I табл. 17):

$$a_{ad} = 158^3 \left[\frac{6,33^3}{3} + \frac{1,57 \cdot 6,33^2}{0,55} + \frac{2 \cdot 6,33}{0,55} + \frac{0,785}{0,55} + (6,33 + 1)^2 \cdot 12,65 \right] = 3560 \cdot 10^6 \text{ см}^{-3};$$

$$c_{ad} = 158^3 \left(\frac{0,356}{0,55} + \frac{12,65^2}{3} + 12,65^2 + 12,65 \right) = 3340 \cdot 10^6 \text{ см}^{-3};$$

$$b_{ad} = 158^3 \left(0,5 \cdot 12,65^2 \cdot 6,33 + 0,5 \cdot 12,65^2 + 12,65 \cdot 6,33 + 12,65 + \frac{0,57 \cdot 6,33}{0,55} + \frac{0,5}{0,55} \right) = 2700 \cdot 10^6 \text{ см}^{-3};$$

$$F_{aad} = 158^3 \left(\frac{6,33^2}{2} + 7,33 \cdot 12,65 + \frac{1,57 \cdot 6,33}{0,55} + \frac{1}{0,55} \right) = 3,31 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2};$$

$$F_{yad} = 158^3 \left(\frac{0,57}{0,55} + 0,5 \cdot 12,65^2 + 12,65 \right) = 2,34 \cdot 10^6 \text{ см}^{-2};$$

$$s_{ad} = 158(19 + 2,86) = 3460 \text{ см.}$$

Для участка cd :

$$a_{cd} = 0; \quad F_{acd} = 0; \quad c_{cd} = \frac{1000^3}{3}; \quad F_{ycd} = \frac{1000^2}{2}; \quad b_{cd} = 0.$$

Для прогиба конца a в направлении x и y имеем:

$$EJ\Delta x = P_x \cdot 3560 \cdot 10^6 - M \cdot 3,31 \cdot 10^6 - P_y \cdot 2700 \cdot 10^6 + P_{cy} \cdot 1158 \frac{1000^3}{2}$$

$$EJ\Delta y = -P_x \cdot 2700 \cdot 10^6 + M \cdot 2,34 \cdot 10^6 + P_y \cdot 3340 \cdot 10^6 - P_{cy} \cdot 1158 \frac{1000^3}{2} - P_{cy} \frac{1000^3}{3}$$

Для угла поворота конца a :

$$0 = P_x \cdot 3,31 \cdot 10^6 - M \cdot 3460 - P_y \cdot 2,34 \cdot 10^6 + P_{cy} \frac{1000^2}{2}.$$

Для прогиба точки c при $\Delta_c = 0$:

$$0 = -P_x \cdot 1158 \frac{1000^3}{2} + M \frac{1000^3}{2} + P_y \cdot 1158 \frac{1000^3}{2} + P_y \frac{1000^3}{3} - P_{cy} \frac{1000^3}{3}.$$

Вводя вместо E , J , Δx и Δy цифровые значения, найдем путем решения составленных уравнений P_x , P_y , P_{cy} и M .

Наиболее быстро такого рода уравнения решаются по методу приведения коэффициентов при неизвестных к единице.

В результате решения уравнений получим:

$$P_x = 620 \text{ кг}; \quad P_y = 430 \text{ кг}; \quad P_{cy} = 710 \text{ кг}$$

$$M = 403\,000 \text{ кгсм.}$$

При отсутствии промежуточной опоры получили бы из тех же уравнений, положив в них $P_{cy} = 0$:

$$P_x = 500 \text{ кг}; \quad P_y = 170 \text{ кг} \quad \text{и} \quad M = 365\,000 \text{ кгсм.}$$

Диаграммы суммарных моментов приведены на фиг. 96, b и c . Как видно, жесткая промежуточная опора оказывает существенное влияние на величины сил и моментов в отдельных сечениях.

В случаях, когда трубопровод имеет не одну, а большее количество жестких направляющих опор, задача решается идентично, но расчетные выкладки становятся весьма сложными.

Если бы направляющая опора в сечении c трубопровода acd (фиг. 96) была такого типа, что не допускала бы ни боковых сдвигов, ни поворота сечения c , то влияние ее было бы равноценно действию силы P_{cy} и момента M_c , приложенных в точке c .

Вследствие наличия момента, не допускающего поворота сечения c , и отсутствия внешних сил между точками d и c поперечные сечения участка dc при расширении трубопровода будут перемещаться параллельно самим себе, но отрезок dc будет оставаться прямым, испытывая лишь сжатие под действием перенесенной силы P_{cy} , совпадающей по направлению с осью отрезка dc . Только эта сила и будет передаваться на левый фиксипункт.

Удлинение отрезка dc при термическом расширении должно быть скомпенсировано за счет деформации труб участка abc вместе с его собственными расширениями. Поэтому расчет надо вести так: принимаем, что в точке c располагается не направляющая опора, а фиксупunkt, и обычным образом определяем коэффициенты прогиба для участка abc , но при вычислении сил в расчетные выражения вместо Δx вводим величину расширения вдоль оси x -ов для всего трубопровода abd , т. е. величину удлинения, включающую расширение и участка de .

Жесткие направляющие опоры, не допускающие ни сдвигов, ни поворотов сечений, им соответствующих, создают особо тяжелые условия для трубопроводов, поэтому применения их надо вовсе избегать.

Если для поддержки труб применяются пружинные опоры, то ход расчета остается сходным с изложенным для жестких опор. Если бы, например, в точке c трубопровода фиг. 95, a предполагалось поместить пружинную опору, то уравнения (63) не изменились бы вовсе, но выражение (61) для прогиба сечения c надо было бы приравнять не нулю, а величине

$$\frac{P_{cy}}{P_1},$$

где P_1 — сила, необходимая для осадки (растяжения) пружины опоры (или подвески) на 1 см, т. е. положить:

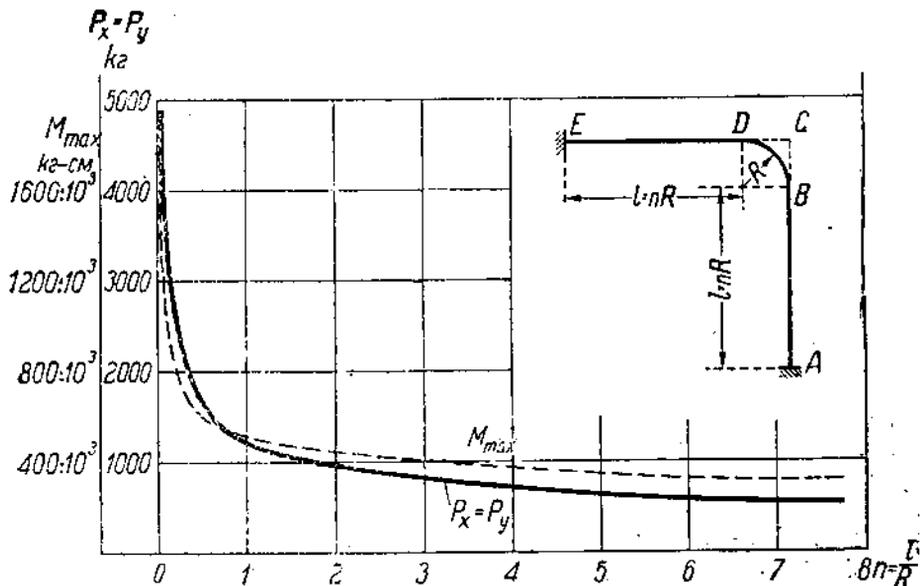
$$f_{cy} = f_{P_{cy}} - \Delta_c = \frac{P_{cy}}{P_1}.$$

Величина P_1 определяется по характеристике пружины.

При достаточно эластичных пружинах с большим количеством витков (см. стр. 55) влияние пружинной опоры незначительно, и его можно не учитывать, полагая все сечения трубопровода между фиксупunkтами совершенно свободными.

10. Влияние длин прямых участков на компенсирующую способность трубопровода

Распространенное мнение, что введение в трубопровод дуговых колен способствует увеличению его эластичности, является мало обоснованным, так как кривые участки, как это будет видно из дальнейшего, далеко не



Фиг. 97. Влияние длин прямых участков на величины сил P_x , P_y и максимальный изгибающий момент в трубопроводе, выполненном согласно чертежу.

всегда увеличивают компенсирующую способность, и в некоторых случаях, наоборот, замена кривых участков прямыми дает лучшие результаты. В целях пояснения сказанного ниже приводится цифровой пример.

Трубопровод для свежего пара давлением 30 ат имеет очертание согласно фиг. 97. Длины сторон одинаковы, причем $l + R = 10$ м. Номинальный диаметр трубопровода 250 мм; толщина стенки 10 мм; средний радиус поперечного сечения трубы $r = 131,5$ мм; $J = 7200$ см⁴; изменение температуры трубы 400° С.

Принимая величину расширения в 1,2 мм на 1 м длины и 100° С изменения температуры, найдем полные величины расширений:

$$\Delta x = \Delta y = 1,2 \cdot 4 \cdot 10 = 48 \text{ мм.}$$

Модуль упругости при рабочей температуре, если при комнатной температуре он равен $2 \cdot 10^6$ кг/см²:

$$E = 2 \cdot 10^6 \left[1 - \left(\frac{400}{945} \right)^2 \right] = 1,65 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2.$$

В табл. 19 приведены результаты подсчетов величин сил и моментов при разных значениях радиуса закругления R и длин прямых отрезков. Величины сил определены по уравнению:

$$P_x = P_y = \frac{\Delta x E J}{A - B},$$

где

$$A - B = R^3 \left[\frac{0,285}{k} + \frac{n^3}{3} - 0,5n^2 - \frac{n^2 k - 2nk - 2}{4nk + 3,14} \left(n^2 - \frac{0,43}{k} \right) \right].$$

Моменты:

$$M_x = \alpha R P_x \quad \text{и} \quad M_y = \beta R P_y,$$

причем

$$\alpha = n - \frac{n^2 k - 2nk - 2}{4nk + 3,14}$$

и

$$\beta = \frac{n^2 k + 2nk + 1,14}{4nk + 3,14}.$$

Выражения эти получены из уравнений случая I табл. 16 при подстановке в них $n = p$.

На основании цифр табл. 19 построены кривые фиг. 97 изменения сил P_x и P_y и величины максимального изгибающего момента в зависимости от

$$n = \frac{l}{R},$$

т. е. от отношения длин прямых отрезков к радиусу закругления R ; последний изменялся от 0 до 38*d*, где *d* — средний диаметр трубы.

Из табл. 19 видно, что при любых радиусах закругления максимальный изгибающий момент имеет место в концевых (закрепленных) сечениях; при $R = 0$ максимальный изгибающий момент, кроме концевых сечений, имеет место еще в сечении *C*, соответствующем вершине прямого угла.

Далее результаты подсчетов показывают (см. табл. 19 и фиг. 97), что при неизменной величине $l + R$ величины сил и максимального изгибающего момента значительно уменьшаются с увеличением n , т. е. с ростом длин l прямых отрезков, но до известного предела; начиная, примерно, с $n = 5 \div 6$ как силы, так и моменты изменяются очень мало и при даль-

ТАБЛИЦА 19

Влияние длин прямых отрезков на величины сил и моментов в трубопроводе, выполненном согласно фиг. 97

№ случая	R		l	n = $\frac{l}{R}$	Коэффициент жесткости труб $h = \frac{tR}{r^2}$	Коэффициент жесткости кости k	A -- B	P _z = P _y	Моменты		Изгибающие моменты				Расширение в мм $\Delta x \approx \Delta y$	Максимальное напряжение от изгиба σ_{\max} кг/см ²
	с.м	д.с.м							M _x	M _y	M _A = M _B = M _B	M _C	M _D	M _E		
I	1 000	0	1 000	—	—	—	—	645	497 · 10 ⁸	185 · 10 ⁸	832 · 10 ⁸	< M _A	332 · 10 ⁸	1	48	615
II	1 000	6d	158	5,33	0,915	0,55	88 · 10 ⁶	630	480 · 10 ⁸	152 · 10 ⁸	323 · 10 ⁸	208 · 10 ⁸	246 · 10 ⁸	0,75	48	608
III	1 000	10d	263	2,8	1,52	0,75	65 · 10 ⁶	850	635 · 10 ⁸	218 · 10 ⁸	416 · 10 ⁸	210 · 10 ⁸	303 · 10 ⁸	0,75	48	770
IV	1 000	25d	657	3,43	3,8	0,95	36,1 · 10 ⁶	1 580	1065 · 10 ⁸	470 · 10 ⁸	594 · 10 ⁸	70 · 10 ⁸	344 · 10 ⁸	0,55	48	1 100
V	1 000	38d	1 000	0	5,77	0,98	11,35 · 10 ⁶	4 900	3 120 · 10 ⁸	1 800 · 10 ⁸	1 310 · 10 ⁸	—	705 · 10 ⁸	0,54	48	2 420
VI	158	6d	158	0	0,915	0,55	—	110 000	11 000 · 10 ⁸	6 900 · 10 ⁸	4 700 · 10 ⁸	—	—	—	7,6	8 700
VII	500	6d	158	3,42	0,915	0,55	10 · 10 ⁶	2 800	1 052 · 10 ⁸	3 40 · 10 ⁸	712 · 10 ⁸	—	—	—	24	1 320
VIII	1 000	6d	158	6,42	0,915	0,55	88 · 10 ⁶	630	480 · 10 ⁸	152 · 10 ⁸	328 · 10 ⁸	—	—	—	48	609
IX	1 360	6d	158	1 202	0,915	0,55	222 · 10 ⁶	340	350 · 10 ⁸	111 · 10 ⁸	239 · 10 ⁸	—	—	—	65,3	443
X	1 360	0	1 360	∞	0,915	0,55	—	360	967 · 10 ⁸	122 · 10 ⁸	245 · 10 ⁸	—	—	—	65,3	455
XI	2 050	6d	158	1 892	0,915	0,55	762 · 10 ⁶	147	213 · 10 ⁸	74 · 10 ⁸	139 · 13 ⁸	—	—	—	98,5	258
XII	2 050	0	2 050	∞	0,915	0,55	—	158	243 · 10 ⁸	81 · 10 ⁸	162 · 10 ⁸	—	—	—	98,5	300

нейшем увеличении n до бесконечности приближаются асимптотически к предельным значениям, соответствующим трубопроводу тех же основных размеров, но согнутому под прямым углом, т. е. при $R=0$ ¹ величины сил и моментов, соответствующие трубопроводу с $R=0$, определенные с помощью выражений случая XXI табл. 16, приведены в горизонтальной графе I табл. 19.

В графах VI—XII той же табл. 19 приведены результаты следующей серии вычислений, при выполнении которых радиус R закругления трубопровода фиг. 97 был принят постоянным и равным:

$$6d = 158 \text{ см.}$$

а длины прямых отрезков l изменялись от нуля до 20 м. Величина расширения $\Delta x = \Delta y$ изменялась от 7,6 до 98,5 мм в зависимости от основного размера $l + R$. Как видно из подсчетов, с увеличением длин прямых отрезков силы и максимальный изгибающий момент падают, приближаясь к нулю при $n = p = \infty$.

Значения граф X и XII табл. 19 получены при помощи выражений случая XXI табл. 16 для трубопровода, согнутого под прямым углом, и приведены для сравнения с цифрами граф IX и XI той же табл. 19.

Из рассмотрения результатов подсчетов можно сделать следующие выводы:

1. С целью понижения сил и величины максимального изгибающего момента радиус закругления колен выгодно брать возможно меньшим, развывая, насколько возможно, длины прямых участков.² Предел понижения радиуса закругления колена ставится затруднениями производственного характера, так как трудно согнуть трубу по относительно малому радиусу. В практике радиус изгиба трубы применяется в зависимости от диаметра от 4 до $6d$ (см. табл. 12).

Сравнивая значения сил P_x и P_y граф V и I табл. 19, можно сделать вывод, что при указанных размерах дугое колено имеет жесткость в 7,6 раз больше, чем прямое колено; вообще при одинаковых основных размерах жесткость дуги в 90° в $7,5/k$ раз больше, чем колена, составленного из прямых отрезков (ср. формулы случаев XXI и II табл. 16).

По причине большой жесткости дугое колено 90° совершенно непригодно для прокладки между фикспунтами; выполнение трубопровода между неподвижными опорами только в виде колена, согнутого по дуге, может быть допущено лишь при низких давлениях и малых диаметрах труб (при малых J);

2. Для трубопроводов, согнутых согласно эскизу случая I табл. 16, с таким радиусом закругления, что $n > 5 \rightarrow 6 < p$, т. е. если длины прямых отрезков по крайней мере в 5—6 раз больше радиуса закругления R колена, величины усилий P_x и P_y , также и изгибающих моментов приближенно можно определить по выражениям случая XXI табл. 16 для трубопровода, согнутого под прямым углом.

Этим приемом можно пользоваться и в тех случаях, когда $n \neq p$; раз-

¹ Надо отметить, что цифры таблицы указывают на некоторые отклонения от данного закона: так, при $R = 6d$ сила $P_x = 630$ кг, а при $R = 0$ $P_x = 615$ кг, т. е. P_x не уменьшилась, а возросла. Причиной отклонений, повидимому, является приближенность значений коэффициента жесткости k , а равно и неточности вычислений. Идентичным образом объясняются расхождения цифр граф IX, X и XI, XII.

² Это положение справедливо при любой конфигурации трубопровода, если только оси прямых участков составляют между собой прямой угол.

ница в величинах сил и моментов, по сравнению с подсчетами их по выражениям случая I табл. 16, обычно не превосходит 10%.

Для *очень грубой* оценки эластичности плоского трубопровода может служить площадь, ограниченная осью трубопровода и прямой, соединяющей фиксипункты. Чем больше эта площадь при заданных основных размерах трубопровода, тем выше его компенсирующая способность.

Надо все же отметить, что и указанное правило не всегда справедливо. На фиг. 98 изображены два трубопровода, имеющие одинаковые основные размеры: одинаковое расстояние между мертвыми точками и одинаковый вылет H ; указанные выше площади у обоих трубопроводов одинаковы.

Непосредственный подсчет дает следующие значения коэффициентов прогиба:

$$\text{для трубопровода фиг. 98, а} \dots A_1 = 3,14 \frac{R^3}{k}$$

$$\text{" " " " 98, б} \dots A_2 = 5,33 R^3$$

Трубопроводы будут иметь одинаковую эластичность только в случае, если $A_1 = A_2$, т. е. когда будет

$$k = \frac{3,14}{5,33} = 0,59.$$

При $k < 0,59$ трубопровод фиг. 98, а будет обладать большей компенсирующей способностью, а при $k > 0,59$ — наоборот, более гибким будет трубопровода фиг. 98, б, составленный из прямых отрезков.

Приведенные примеры подчеркивают необходимость производства тщательного анализа в каждом отдельном случае.

11. Силы и моменты в геометрически подобных трубопроводах.

В геометрически подобных трубопроводах, т. е. таких, у которых отношение соответствующих линейных размеров равно постоянной величине, при неизменных размерах поперечного сечения и рабочей температуре коэффициенты прогибов меняются:

а) прямо пропорционально третьей степени изменения линейных размеров трубопровода, увеличиваясь с их возрастанием, и наоборот;

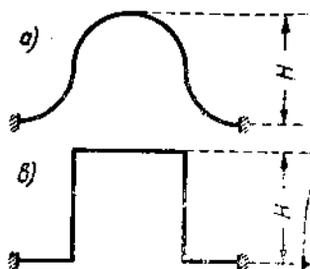
б) в зависимости от изменения коэффициента жесткости k , так как коэффициент трубы k меняется прямо пропорционально изменению радиуса изгиба при постоянных размерах поперечного сечения.

Рассмотрим предварительно трубопроводы, составленные только из прямых отрезков, для которых $k = 1$. Для таких трубопроводов в выражениях для сил P_x и P_y [уравнения (36)] числители и знаменатели с увеличением линейных размеров возрастают и, наоборот, падают при их уменьшении, причем числители изменяются в четвертой, а знаменатели — в шестой степени изменения линейных размеров; поэтому силы меняются обратно пропорционально квадрату изменения линейных размеров (ср. с цифрами табл. 19).

Что касается моментов в отдельных сечениях подобных трубопроводов, то так как они для любых сечений являются функциями плеч x , y и сил P_x , P_y , т. е.

$$M = f(x, y, P_x, P_y),$$

а плечи x и y меняются пропорционально изменению линейных размеров,



Фиг. 98.

то моменты будут меняться обратно пропорционально первой степени изменения линейных размеров трубопровода (ср. с табл. 19).

Для трубопроводов только из кривых участков зависимость коэффициентов прогиба от линейных размеров будет та же, но, кроме того, на их величины будет оказывать влияние коэффициент жесткости k .

С увеличением линейных размеров трубопровода коэффициент h для кривых участков будет расти в прямой зависимости от их изменения, но коэффициент k будет меняться по более сложному закону [уравнение (19)]. В пределах значений h от 0,4 до 1 зависимость между k и h — грубо приближенно прямая (фиг. 69), поэтому при изменении h в этих пределах реакции P_x и P_y в криволинейных трубопроводах будут меняться приблизительно обратно пропорционально первой степени изменения линейных размеров, а моменты в соответствующих сечениях будут оставаться приближенно постоянными.

При $h > 1$ коэффициент k растет медленнее h , поэтому изменение линейных размеров криволинейного трубопровода будет сопровождаться изменением сил P_x и P_y обратно пропорционально изменению первых, но в степени между 1 и 2, приближаясь к степени 2 при $h > 2,5$; моменты же будут меняться обратно пропорционально изменениям линейных размеров в степени между 0 и 1, с той же зависимостью степени от h .

Для трубопроводов, составленных из прямых и кривых участков, зависимость изменения сил и моментов в функции линейных размеров, грубо говоря, будет такая же, как для криволинейных трубопроводов с $h > 1$.

Для трубопроводов, имеющих встроенные компенсаторы с направленными концами (например типов, указанных в табл. 16, случаи XIII и XIV) при постоянных величинах расширений, изменение линейных размеров компенсаторов вызывает изменение сил, обратно пропорциональное изменению первых, в степени между 2 и 3, а моментов — в степени между 1 и 2.

Забегаю несколько вперед, отметим, что изменения в моментах будут сопровождаться пропорциональными изменениями напряжений в отдельных сечениях.

Напряжения в отдельных сечениях не зависят от момента инерции поперечного сечения трубопровода: при неизменных конфигурации и температурных условиях они меняются пропорционально только наружному диаметру труб. Действительно, при указанных условиях (неизменные конфигурация и температурные условия) моменты в отдельных сечениях являются функцией только момента инерции поперечного сечения, а напряжения, изменяющиеся обратно-пропорционально моменту сопротивления

$$W = \frac{J}{d_2},$$

будут зависеть только от d_2 .

ГЛАВА V.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПЛОСКИХ ТРУБОПРОВОДАХ.

1. О максимальных напряжениях.

Если расчет трубопровода произведен графоаналитическим методом, то сечения, в которых имеют место максимальные моменты, легко определяются с помощью диаграмм изгибающих моментов.

Когда реактивные силы и моменты определены другим методом, то для

определения сечений с максимальными моментами рекомендуется построить диаграмму суммарных моментов по типу фиг. 96.

Максимальные напряжения на прямых участках определяются по выражению обычной теории изгиба:

$$\delta = \frac{M}{W}, \quad (65)$$

где W — момент сопротивления поперечного сечения.

Напряжения на кривых участках находятся более сложным образом (см. ниже).

При определении максимальных напряжений в трубопроводе, состоящем из прямых и кривых участков, надо помнить, что они могут иметь место в сечениях, соответствующих кривым участкам, для которых суммарный изгибающий момент не является максимальным, как это будет ясно из дальнейшего. Поэтому при сложных трубопроводах, включающих прямые и кривые участки, проверку надо производить для сечений на прямых — с максимальными моментами и особо для сечений на кривых, которым соответствуют наибольшие суммарные моменты из имеющих место на кривых участках.

2. Продольные напряжения в кривых трубах.

Выражение обычной теории изгиба для продольных напряжений на расстоянии z от нейтральной оси

$$\delta = \frac{Mz}{J}$$

непригодно для определения одноименных напряжений в кривых трубах. Согласно теории Кармана, с учетом сплющивания поперечного сечения при изгибе, продольные напряжения в кривых трубах следуют зависимости:¹

$$\delta_k = \frac{M}{Jk} z \left[1 - \mu \left(\frac{z}{r} \right)^2 \right], \quad (66)$$

где

$$\mu = \frac{6}{5 + 6h^2}.$$

По обычной теории изгиба напряжения в функции z — расстояния от нейтральной оси — изменяются по линейному закону и достигают максимальных значений в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси. По теории Кармана напряжения в кривых трубах в функции того же z изменяются по более сложному закону [выражение (66)], причем максимальные напряжения (продольные) имеют место на расстоянии от нейтральной оси z_0 , которое можно найти, определив, при каком z выражение (66) достигает максимума. Взяв производную от δ_k по z и приравняв ее нулю, найдем:

$$\frac{d\delta_k}{dz} = \frac{M}{Jk} \left[1 - \frac{3\mu z^2}{r^2} \right] = 0;$$

отсюда

$$z = z_0 = \frac{r}{\sqrt{3\mu}};$$

¹ Вывод уравнения (66) см. цитированную статью Кармана (ссылка 2 на стр. 7).

т. е. наибольшего значения продольные напряжения достигают на расстоянии от нейтральной оси

$$z_0 = r \sqrt{\frac{5 + 6h^2}{18}}. \quad (67)$$

Величина наибольших продольных напряжений Кармана определится путем подстановки найденного значения z_0 в выражение (66):

$$\delta_{k \max} = \frac{M}{kJ} \cdot \frac{2r}{3\sqrt{3\mu}}.$$

Вводя в последнее уравнение

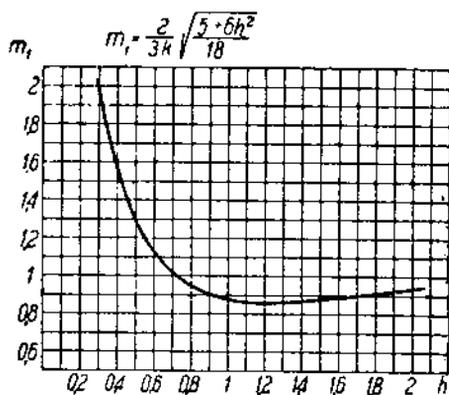
$$\delta_{\max} = \frac{Mr_2}{J},$$

величину максимального напряжения по обычной теории изгиба будем иметь:

$$\delta_{k \max} = \frac{Mr_2}{kJ} \cdot \frac{2r}{3r_2\sqrt{3\mu}} = \delta_{\max} m_1, \quad (68)$$

где

$$m_1 = \frac{2r}{3kr_2\sqrt{3\mu}} = \frac{2r}{3kr_2} \sqrt{\frac{5 + 6h^2}{18}}. \quad (69)$$



Фиг. 99. Кривая коррекционного коэффициента продольного напряжения по теории Кармана.

Значения m_1 — коррекционного коэффициента продольного напряжения по Карману, вычисленные по последнему выражению, нанесены в виде кривой на фиг. 99 в зависимости от коэффициента трубы.

Умножая δ_{\max} — максимальное напряжение, найденное по обычной теории изгиба, на m_1 , взятое по фиг. 99, соответственно коэффициенту трубы, легко определить напряжение по Карману.

Не трудно видеть, что вследствие принятия $\frac{r}{r_2} \approx 1$, значения m_1 по фиг. 99 получаются несколько преувеличенными; следовательно, и напряжения Кармана также будут определены с небольшим преувеличением; при желании легко уточнить результаты путем умножения найденного значения напряжения на величину отношения $\frac{r}{r_2}$.

В приведенных выражениях r_2 — наружный радиус трубы. При умеренных давлениях, т. е. при тонких трубах, отношение $\frac{r}{r_2}$ мало отличается от единицы; положив приближенно

$$\frac{r}{r_2} \approx 1,$$

что незначительно отразится на величине продольного напряжения Кармана, найдем:

$$m_1 \approx \frac{2}{3k} \sqrt{\frac{5 + 6h^2}{18}}. \quad (69')$$

Значения m_1 — коррекционного коэффициента продольного напряжения по Карману, вычисленные по последнему выражению, нанесены в виде кривой на фиг. 99 в зависимости от коэффициента трубы.

Представление о распределении напряжений Кармана в зависимости от z дает фиг. 100, где нанесены кривые значений δ_k для коэффициентов труб $h = 0,5; 0,8; 1,5$ и ∞ ; последнему значению соответствует прямая ab , выражающая в то же время закон изменения напряжений по обычной теории изгиба, когда $k = 1$. Из кривых видно, что, например, при $h = 0,5$ напряжения в наиболее удаленных волокнах составляют 0,6% от напряжений в тех же волокнах по обычной теории изгиба; максимальное же продольное напряжение Кармана при этом $h = 0,5$ составляет 125% от максимального напряжения по обычной теории изгиба и соответствует точкам, находящимся на расстоянии 0,59 r от нейтральной оси.

Из выражения (67) для z_0 следует, что при неизменном среднем радиусе трубы r величина z_0 растет с возрастанием h . Найдем, при каком коэффициенте трубы будет иметь место соотношение:

$$z_0 = r_2,$$

т. е. будет:

$$r_2 = r \sqrt{\frac{5 + 6h^2}{18}}.$$

Решая последнее уравнение относительно h , найдем:

$$h_{np} = \sqrt{3 \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 - 0,833}. \quad (70)$$

Следовательно, когда коэффициент трубы $h \geq h_{np}$, т. е. больше предельного значения, определяемого по уравнению (70), наибольшие продольные напряжения Кармана будут иметь место уже не в промежуточных волокнах сечения, а в наиболее удаленных от нейтральной оси.

Для определения напряжений при коэффициентах труб $h > h_{np}$ надо пользоваться основным уравнением (66) Кармана, но вводя в него вместо z внешний радиус трубы r_2 ; сделав соответствующую подстановку, будем иметь:

$$\delta'_{k \max} = \frac{M}{kJ} r_2 \left[1 - \nu \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 \right].$$

Положив здесь приближенно $\frac{r_2}{r} \approx 1$, перепишем последнее уравнение так:

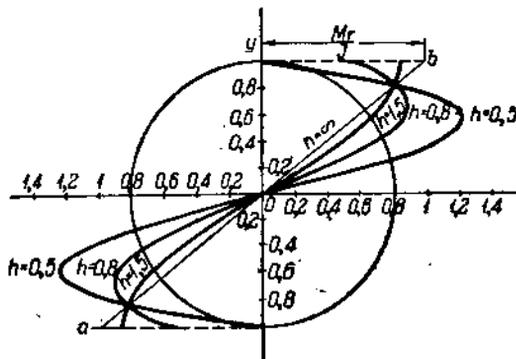
$$\delta'_{k \max} = \frac{Mr_2}{J} m'_1, \quad (71)$$

где

$$m'_1 = \frac{12h^2 - 2}{12h^2 + 1}. \quad (72)$$

Так как фактически отношение $\frac{r_2}{r}$ несколько больше единицы, то значение $\delta'_{k \max}$, определенное по приближенному выражению (71), будет немного преувеличено; при рабочих давлениях пара не свыше 50 ат преувеличение может достигнуть 8—10%.

Определим теперь предельный коэффициент трубы, при повышении которого максимальные продольные напряжения Кармана имеют место в наиболее



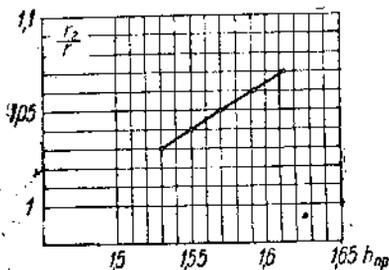
Фиг. 100. Распределение продольных напряжений по внешней поверхности кривой трубы по теории Кармана.

удаленных волокон. Положив в уравнении (70) отношение $\frac{r_2}{r} \approx 1$, найдем:

$$h_{np} = 1,47.$$

Более точно значение h_{np} можно определить с помощью кривой фиг. 101, где он нанесен в зависимости от отношения $\frac{r_2}{r}$.

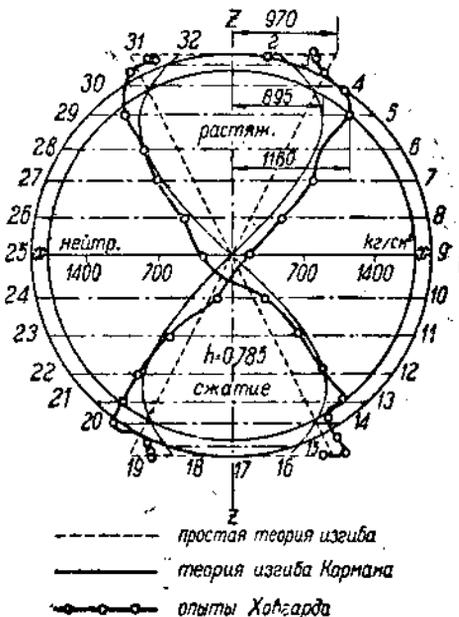
Так как предельный коэффициент трубы $h_{np} \geq 1,5$, а при этих значениях h величина m_1 , как видно из уравнения (72), мало отличается от



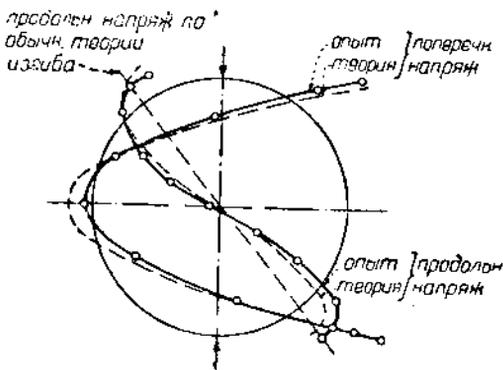
Фиг. 101.

единицы, то с грубым приближением при коэффициентах труб $h > h_{np}$ максимальное продольное напряжение можно определять, с достаточной для практики точностью, по уравнению (65) обычной теории изгиба.

На фиг. 102, приведена кривая, дающая распределение продольных напряжений по наружной стенке поперечного сечения трубы (кривая получена проф. Ховгардом опытным путем). Испытанию подвергался лирообразный компенсатор из трубы со средним диаметром поперечного сечения 162 мм, при толщине стенки 6,7 мм. Радиусы изгиба компенсатора колебались от 750 до 780 мм; вылет компенсатора был 2710 мм; строительная длина 2860 мм при длине прямых участков по 194 мм с обеих сторон.



Фиг. 102. Распределение продольных напряжений по внешней поверхности трубы по опытам Ховгарда.



Фиг. 103. Кривые напряжений в кривой трубе по опытам Валя.

Проф. Ховгард измерил продольную деформацию в поперечном сечении в 32 точках на равных расстояниях по внешнему диаметру. По наблюдаемой деформации он вычислил напряжение материала путем умножения, согласно закону Гука, относительной величины деформации на модуль упру-

гости. Деформации были измерены не в сечении, соответствующем вершине компенсатора, так как поперечное сечение в этом месте имело небольшие неправильности, а немного ниже верхней точки.

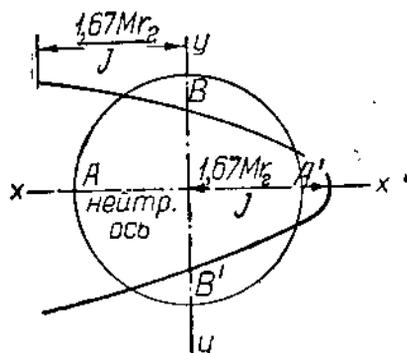
Из фиг. 102 видно, что форма кривой измеренного напряжения очень близко подходит к кривой напряжения по Карману и что максимальное напряжение имеет место приблизительно на расстояниях от нейтральной оси, согласующихся с теорией Кармана.

Согласно простой теории изгиба максимальное напряжение в верхней части поперечного сечения должно быть 970 кг/см^2 . Максимальное напряжение Кармана 895 кг/см^2 должно иметь место на расстоянии $0,668r_1$ от нейтральной оси. Действительное максимальное напряжение, измеренное Ховгардом, соответствует точке 5 и равно 1160 кг/см^2 .

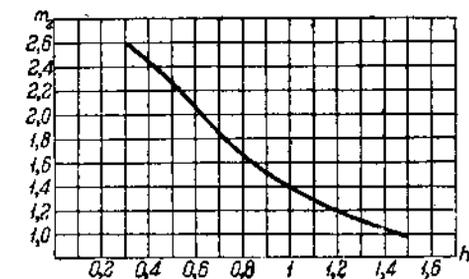
На фиг. 103 приведены кривые напряжений по опытам Валя, дающие еще лучшее совпадение опыта с теорией.

3. Поперечные напряжения в кривых трубах

При изгибе кривых труб, кроме рассмотренных уже продольных напряжений, имеют место поперечные напряжения в плоскостях, нормальных к поперечному сечению трубы; напряжения эти возникают под влиянием сил, производящих сплющивание поперечного сечения.



Фиг. 104. Распределение поперечных напряжений по внешней поверхности кривой трубы с $h = 0,785$.



Фиг. 105. Кривая коррекционного коэффициента поперечного напряжения для кривых труб.

Согласно выводам Валя, величины поперечных напряжений на внешней стороне стенки трубы на расстоянии z от нейтральной оси поперечного сечения могут быть определены из выражения:

$$\delta_{kn} = \frac{18Mr_2h \left(1 - 2 \frac{z^2}{r_2^2}\right)}{J(1 + 12h^2)} \quad (73)$$

Из уравнения (73) следует, что поперечные напряжения достигают максимума:

- 1) при $z = r_2$, т. е. в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси, причем эти усилия — сжимающие;
- 2) при $z = 0$, что соответствует волокнам на нейтральной оси; в этих волокнах усилия — растягивающие.

Поперечные напряжения, возникающие на внутренней стороне стенки трубы, обратны по знаку поперечным напряжениям в одноименных волокнах на внешней стенке; величину их можно определить по тому же выра-

жению, но изменив знак на обратный и вводя вместо наружного радиуса r_2 величину внутреннего радиуса поперечного сечения r_1 . В средних точках стенки трубы поперечные напряжения приблизительно равны нулю.

На фиг. 104 приведена кривая, дающая примерное распределение поперечных напряжений по наружной стенке кривой трубы с коэффициентом $h = 0,785$.

Величины максимальных поперечных напряжений определяются выражением вида:

$$\delta_{\text{кр max}} = \frac{Mr_2}{J} m_2, \quad (74)$$

где

$$m_2 = \frac{18h}{1 + 12h^2}. \quad (75)$$

Уравнение это получается из уравнения (73) при введении в него $z = r_2$ (или $z = 0$). Значения коэффициента m_2 в зависимости от h приведены на фиг. 105. Как видно из кривой этого чертежа, максимальные поперечные напряжения на наружной стенке трубы при коэффициентах труб $h < 1,5$ значительно превосходят продольные напряжения, определяемые по обычной теории изгиба. При $h > 1,5$ поперечные напряжения по своей величине — не выше продольных напряжений, получающихся по выражению обычной теории изгиба, т. е. коэффициент m_2 в уравнении (74) ≤ 1 .

4. Эквивалентное напряжение на растяжение.

В общем случае при определении эквивалентного напряжения в трубопроводе, ось которого лежит в одной плоскости, необходимо принимать во внимание следующие напряжения:

1. Продольные напряжения от изгиба вследствие термического расширения.

2. Поперечные напряжения от изгиба вследствие термического расширения.

Выражения для определения этих напряжений были приведены выше.

3. *Продольные разрывающие напряжения* вследствие внутреннего давления.

Эти напряжения принимаются равномерно распределенными по плоскости поперечного сечения трубы и действуют на растяжение. Величина их может быть определена из формулы:

$$\delta_1 = \frac{pd_1}{4t}, \quad (76)$$

где

δ_1 — продольное напряжение в кг/см^2 ;

p — внутреннее давление в кг/см^2 (изб.);

d_1 — внутренний диаметр поперечного сечения трубы в сантиметрах;

t — толщина стенки трубы в сантиметрах.

4. *Поперечные разрывающие напряжения* вследствие внутреннего давления.

Под влиянием этих напряжений труба стремится разорваться по образующей.

Величины напряжений δ_2 , возникающих в трубах с не очень толстыми стенками, определяются по формуле Марриота:

$$\delta_2 = \frac{pd_1}{2t} \quad (77)$$

При толстостенных трубопроводах напряжение δ_2 определяют по формуле Баха (см. уравнение (2) на стр. 12).

5. Напряжения вследствие внутреннего давления в плоскостях, нормальных к радиусу трубы.

При не очень высоких давлениях эти напряжения, численно равные величине внутреннего давления, невелики по сравнению с остальными напряжениями и могут быть приближенно приняты равными нулю.

6. Продольные напряжения сжатия, вызываемые силами, направленными вдоль оси трубы.

Величина их определяется из уравнения:

$$\delta = \frac{P}{F_0}, \quad (78)$$

где

P — продольная сила в килограммах;

F_0 — площадь поперечного сечения трубы в кв. сантиметрах.

Напряжения эти обычно незначительны, и ими можно пренебречь.

7. Продольные напряжения вследствие собственного веса трубопровода и жидкости, его заполняющей.

Собственный вес трубопровода вызывает изгиб на горизонтальных и растяжение (или сжатие) на вертикальных участках. При расположении поддерживающих опор на сравнительно небольших расстояниях, как это принято делать, напряжения, вызываемые собственным весом, невелики. В горизонтальных участках напряжения изгиба определяют, рассматривая трубопровод как неразрезную балку, по обычным уравнениям теории сопротивления материалов. В большинстве случаев напряжения, обусловленные собственным весом труб, оказывают слабое влияние на величину эквивалентного напряжения.

При проектировании трубопроводов из пластичных материалов (мягкая сталь, железо, медь) определение эквивалентного напряжения производится на основе теории наибольших касательных напряжений (теория Кулона или третья теория прочности). Согласно этой теории, если напряжения действуют в двух или трех взаимно перпендикулярных плоскостях, то разрушение материала происходит, когда максимальные касательные напряжения достигают предельной величины. Максимальное значение касательных напряжений равно половине разности максимального и минимального напряжений на растяжение, действующих на рассматриваемый элемент по взаимно перпендикулярным плоскостям; сжимающие напряжения рассматриваются как отрицательные растягивающие.

Эквивалентное напряжение на растяжение равно удвоенному напряжению на срез или разности максимального и минимального растягивающих напряжений, т. е.

$$\delta_{\text{экв}} = \delta_{\text{max}} - \delta_{\text{min}} \quad (79)$$

В трубопроводах с осью в одной плоскости максимальным напряжением δ_{max} является:

а) или сумма продольных напряжений п. 1 и 3, т. е. сумма продольного напряжения от изгиба вследствие термического расширения и продольного разрывающего напряжения вследствие внутреннего давления;

б) или поперечное разрывающее напряжение п. 4.

За минимальное напряжение может быть принято:

а) или напряжение в плоскости, нормальной к радиусу трубы вследствие внутреннего давления (см. п. 5);

б) или поперечное напряжение от изгиба вследствие термического расширения; для волокон, наиболее удаленных от нейтральной оси на внешней стенке трубы, это напряжение является сжимающим, — при определении эквивалентного напряжения для указанных волокон оно должно вводиться в уравнение (79) с отрицательным знаком.

Принимая последнее напряжение за δ_{\min} в случае, если максимальным напряжением является сумма продольных напряжений п. 1 и 3, эквивалентное напряжение получим в результате простого арифметического суммирования δ_{\max} и δ_{\min} :

$$\delta_{\text{экс}} = \delta_{\max} - (-\delta_{\min}) = \delta_{\max} + \delta_{\min}.$$

Согласно указаниям Финником¹, определенное таким путем эквивалентное напряжение на растяжение и должно быть положено в основу проектирования трубопровода; не трудно убедиться, что при коэффициенте труб $h > 0,35$ оно всегда имеет место в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси. Действительно, вводя в уравнение (79) вместо δ_{\max} и δ_{\min} их значения из уравнений (66) и (73), получим:

$$\delta_{\text{экс}} = \frac{Mz}{kJ} \left[1 - \frac{6z^2}{r^2(5+6h^2)} \right] - \frac{18r_2 h M}{J(1+12h^2)} \left[1 - 2 \left(\frac{z}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (80)$$

Дифференцируя это выражение по z и приравнявая производную нулю, найдем z_0 — расстояние от нейтральной оси волокон, в которых имеет место максимальное эквивалентное напряжение. Прделав указанные операции, получим:

$$z_0 = h \frac{r^2}{r_2} \pm r \sqrt{\left(\frac{r}{r_2} h \right)^2 + 0,333 h^2 + \frac{5}{18}}.$$

Положив $z_0 = r_2$, можно определить значение коэффициента трубы h , при превышении которого наибольшее эквивалентное напряжение всегда имеет место в наиболее удаленных волокнах. Соответствующая величина

$$h = -3 + \sqrt{9 + 3 \left(\frac{r_2}{r} \right)^2 - \frac{5}{6}}.$$

Вводя приближенно $\frac{r_2}{r} \approx 1$, найдем:

$$h = 0,34.$$

Так как для труб, применяющихся в практике, $h > 0,35$, то по Финником максимальное эквивалентное напряжение всегда соответствует волокнам, наиболее удаленным от нейтральной оси; величину его найдем, подставляя в уравнение (80) $z = r_2$:

$$\delta_{\text{экс. макс}} = \frac{Mr_2}{J} \left[\frac{10 + 12h^2 + 18h - 12 \frac{r_2^2}{r^2}}{1 + 12h^2} \right].$$

Положив $\frac{r_2}{r} \approx 1$, будем иметь:

$$\delta_{\text{экс. макс}} = \frac{Mr_2}{J} m_{\text{экс}}, \quad (81)$$

где

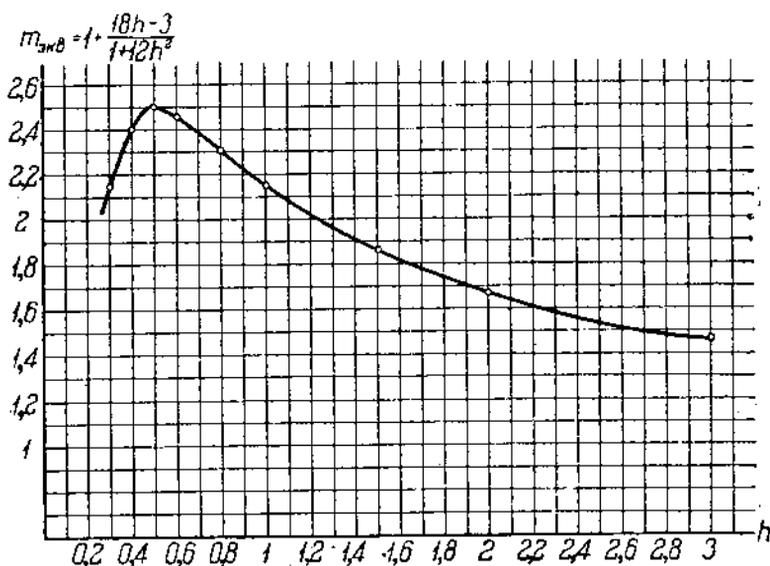
$$m_{\text{экс}} = 1 + \frac{18h - 3}{1 + 12h^2},$$

¹ См. ссылку 7 на стр. 8.

т. е. максимальное эквивалентное напряжение всегда превышает наибольшее напряжение по простой теории изгиба; разница между ними особенно значительна при малых h .

На фиг. 106 приведены значения $m_{эке}$ в зависимости от h .

Крокер, основываясь на опытах проф. Ховгаарда, указывает другой способ определения максимального эквивалентного напряжения: по опытам Ховгаарда поперечные напряжения от изгиба вследствие термического расширения, несмотря на их значительные абсолютные величины, не играют существенной роли при проектировании трубопроводов из пластичных материалов как имеющие характер узко местных перенапряжений, влияние которых сильно сглаживается под нагрузкой вследствие пластичности материала; пренебрегая ими по указанной причине, за минимальное напряжение δ_{\min}



Фиг. 106. Кривая коррекционного коэффициента эквивалентного напряжения для кривых труб по Финником.

следует принять радиальные напряжения вследствие внутреннего давления. Так как последнее напряжение мало, то, положив $\delta_{\min} = 0$, получим:

$$\delta_{эке} \approx \delta_{\max}, \quad (81')$$

т. е. максимальное напряжение равно либо сумме продольных напряжений п. 1 и 3, либо поперечному разрывающему напряжению п. 4. Определенное указанным образом эквивалентное напряжение не должно превышать допускаемого напряжения при простом растяжении.

При чугунных трубах с коэффициентом $h < 1,5$, наоборот, поперечное напряжение от изгиба является решающим напряжением при проектировании трубопровода; максимальное напряжение, по которому должен проектироваться трубопровод, определяется как сумма поперечных напряжений от изгиба и внутреннего давления.

ТРУБОПРОВОДЫ В ПРОСТРАНСТВЕ.

1. Деформации прямых и кривых брусьев под влиянием моментов и сил, не лежащих в плоскости брусьев

Методы определения сил и напряжений в пространственных трубопроводах значительно сложнее по сравнению с соответствующими способами для плоских трубопроводов вследствие того, что силы и моменты, возникающие при термическом расширении пространственного трубопровода, могут вызывать не только изгиб, но и скручивание отдельных его участков.

Прежде чем перейти к изложению методов расчета пространственных трубопроводов, остановимся на выводе выражений для деформаций, возникающих при скручивании прямой консоли, а также в кривом бруссе, изогнутом по дуге круга и закрепленном одним концом под влиянием сил и моментов, действующих в плоскости, перпендикулярной плоскости его кривизны.

На фиг. 107 изображена прямая консоль, к свободному концу которой приложен скручивающий момент M_k . Если длина консоли равна l , то угол поворота свободного концевое сечения, как известно из элементарной теории кручения, выражается:

$$\psi_k = \frac{M_k l}{G J_p}, \quad (82)$$

где G — модуль упругости при сдвиге;
 J_p — полярный момент инерции поперечного сечения.

Приведем это выражение в вид, более удобный для пользования при расчете трубопроводов в пространстве графоаналитическим методом.

Из теории сопротивления материалов известно соотношение:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (83)$$

где μ — коэффициент Пуассона. Кроме того, полярный момент инерции для кругового поперечного сечения равен удвоенному экваториальному моменту инерции, т. е.

$$J_p = 2J. \quad (84)$$

Вводя значения G и J_p в уравнение (82), получим:

$$\psi_k = (1 + \mu) \frac{M_k l}{EJ}.$$

Следовательно, и в этом случае угол поворота свободного конца может быть выражен как частное от деления приведенной площади диаграммы моментов $F = (1 + \mu) M_k l$ на жесткость EJ ; приведенную длину основания диаграммы будем принимать:

$$s_{пр} = (1 + \mu)l, \quad (85)$$

а высоту — равной величине скручивающего момента M_k .

Для стали $\nu = 0,3$; следовательно, при стальных трубах:

$$s_{np} = 1,3 l$$

и

$$\psi_k = 1,3 \frac{M_k l}{EJ}. \quad (86)$$

Соответствующая диаграмма моментов приведена на фиг. 107.

Перейдем теперь к рассмотрению деформаций, возникающих в дуговой консоли под действием нагрузки, перпендикулярной плоскости ее кривизны.

Разберем сначала случай, изображенный на фиг. 108. Дуговое колено AB , радиуса R , с центральным углом 90° , расположено в плоскости zx . Конец A колена жестко закреплен; к концу B приложен момент M , действующий в плоскости zy .

Под влиянием момента M консоль испытывает изгиб и скручивание, причем свободный конец B вследствие деформации бруса перемещается вдоль оси y -ов.¹ Найдем величину этого перемещения, воспользовавшись теоремой Кастильяно.

Приложив к концу B фиктивную силу P_{fy} , составим для консоли выражение потенциальной энергии.

Элемент ds находится под действием основного момента M , изображенного вектором CD , перпендикулярным плоскости zy , и момента, вызываемого силой P_{fy} ; последний момент, равный по величине $P_{fy} l$, где $l = 2R \sin \frac{\theta}{2}$ — длина хорды CB , изображен вектором $\overline{CE} \perp \overline{CB}$, и лежащим в плоскости zx . Зависимость между положительными направлениями моментов и направлением векторов, их изображающих, предположена такая же, какая существует между направлением вращения и поступательным движением винта правой резьбы.

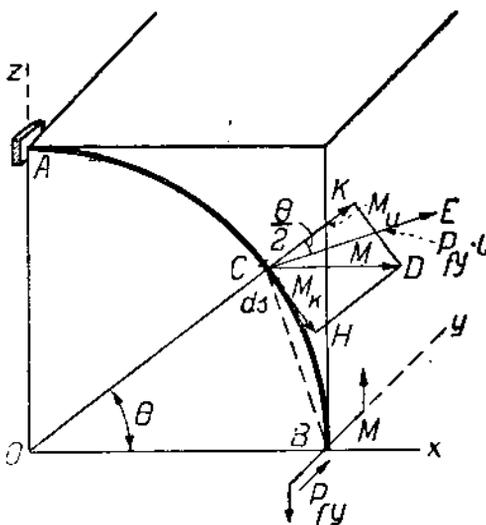
Количество потенциальной энергии, накопленной при деформации элементом ds ,

$$dU = \frac{M_{c.uz}^2 ds}{2EJ} + \frac{M_{c.kp}^2 ds}{2GJ_\phi}, \quad (87)$$

где $M_{c.uz}$ — суммарный изгибающий момент, очевидно, равен:

$$M_{c.uz} = M \cos \theta + P_{fy} l \cos \frac{\theta}{2},$$

а $M_{c.kp}$ — суммарный скручивающий момент:



Фиг. 108.

¹ Перемещением вдоль оси z пренебрегаем как незначительным.

$$M_{c, \text{кр}} = M \sin \theta + P_{fy} l \sin \frac{\theta}{2}.$$

Так как $l = 2R \sin \frac{\theta}{2}$ и $ds = R d\theta$, то выражение (87) для dU после преобразований напишется так:

$$dU = \frac{[M \cos \theta + P_{fy} R \sin \theta]^2 R d\theta}{2EJ} + \frac{[M \sin \theta + P_{fy} R (1 - \cos \theta)]^2 R d\theta}{2GJ_p}.$$

Потенциальная энергия всей консоли

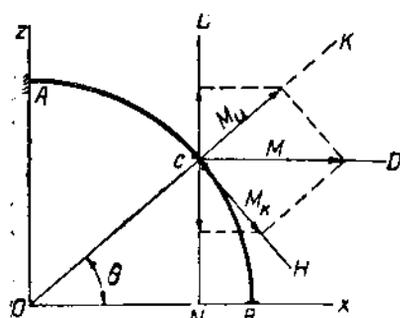
$$U = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{[M \cos \theta + P_{fy} R \sin \theta]^2 R d\theta}{2EJ} + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{[M \sin \theta + P_{fy} R (1 - \cos \theta)]^2 R d\theta}{2GJ_p}.$$

Взяв производную от U по силе P_{fy} , положив затем $P_{fy} = 0$ и проинтегрировав полученное выражение, найдем искомый прогиб конца B в направлении оси y -ов:

$$f_y = \left[\frac{dU}{dP_{fy}} \right]_{P_{fy}=0} = 1,15 \frac{MR^3}{EJ}. \quad (88)$$

При выводе этого выражения принято во внимание, что $EJ = 1,3 GJ_p$, как это следует из уравнений (83) и (84).

Идентично с помощью теоремы Кастильяно можно было бы найти и углы поворота свободного конца в плоскостях zy и xu . Мы определим их другим путем, который позволит, кроме того, разложить f_y на прогибы в отдельных плоскостях (в zy и xu),



Фиг. 109.

Момент M , действующий на элемент ds , на фиг. 109 разложен на два направления: CK и CH , т. е. на направление радиуса, проходящего через C , и на направление касательной через ту же точку C . Момент $M_u = M \cos \theta$ вызывает изгиб элемента ds ; соответствующий угол поворота концевое сечения элемента ds

$$d\psi_u = \frac{M \cos \theta ds}{EJ},$$

причем осью вращения является направление CK .

Момент $M_k = M \sin \theta$ вызывает кручение ds вокруг оси CH , соответствующий угол скручивания

$$d\psi_k = \frac{M \sin \theta ds}{GJ_p}.$$

Условимся в дальнейшем углы поворота изображать векторами, направленными вдоль осей вращения; зависимость между положительными направлениями углов поворота и их векторами будем принимать такой же, как указано выше для моментов вращения и их векторов.

Определим поворот элемента ds под влиянием моментов M_u и M_k вокруг осей x и z , соответственно в плоскостях zy и xu . Проектируя вектора углов $d\psi_u$ и $d\psi_k$ на направления указанных осей, получим:

угол поворота в плоскости zy :

$$d\psi_{yz} = d\psi_u \cos \theta + d\psi_k \sin \theta = \frac{M \cos^2 \theta ds}{EJ} + \frac{M \sin^2 \theta ds}{GJ_p};$$

угол же поворота в плоскости $xу$:

$$\begin{aligned} d\psi_{xy} &= d\psi_k \sin \theta - d\psi_k \cos \theta = \\ &= \frac{M \cos \theta \sin \theta ds}{EJ} - \frac{M \sin \theta \cos \theta ds}{GJ_p}; \end{aligned}$$

угол поворота свободного конца в плоскости zy :

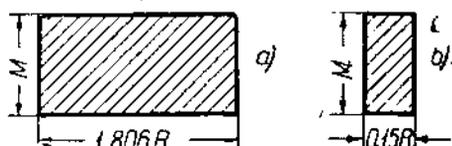
$$\psi_{zy} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M \cos^2 \theta R d\theta}{EJ} + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M \sin^2 \theta R d\theta}{GJ_p}$$

или

$$\psi_{zy} = 1,806 \frac{MR}{EJ}. \quad (89)$$

Идентично найдем для угла поворота в плоскости $xу$:

$$\psi_{xy} = -0,15 \frac{MR}{EJ}. \quad (90)$$



Фиг. 110.

Числители выражений (89) и (90) для углов поворота ψ_{zy} и ψ_{xy} представляют собой приведенные площади диаграмм моментов, действующих в плоскостях $xу$ и zy .¹ Графически диаграммы моментов могут быть изображены площадями прямоугольников с высотой, равной M , и основаниями $1,806 R$ и $0,15 R$ соответственно (фиг. 110).

Определим теперь величины прогибов свободного конца в плоскости, касательной к нему, в данном случае в плоскости действия момента (на фиг. 108 — zy), и в плоскости, перпендикулярной к тому же концу (на фиг. 108 — в плоскости $xу$).

Прогиб свободного конца в касательной плоскости zy вследствие поворота элемента ds в этой плоскости, очевидно (фиг. 109):

$$d\delta_{zy} = \overline{CN} \cdot d\psi_{zy}.$$

Так как отрезок $\overline{CN} = R \sin \theta$, то полный прогиб свободного конца в касательной к нему плоскости

$$\delta_{zy} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M \cos^2 \theta R d\theta}{EJ} R \sin \theta + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M \sin^2 \theta R d\theta}{GJ_p} R \sin \theta$$

или

$$\delta_{zy} = 1,2 \frac{MR^2}{EJ}. \quad (91)$$

Совершенно так же найдем прогиб в плоскости $xу$, перпендикулярной к свободному концу:

$$\delta_{xy} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \overline{NB} d\psi_{xy} = -\frac{0,3 MR^2}{EJ} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta \sin \theta (1 - \cos \theta) d\theta.$$

Следовательно,

$$\delta_{xy} = -0,05 \frac{MR^2}{EJ}. \quad (92)$$

¹ Сравни с выводами раздела 1 главы III.

Выражения для прогибов можно еще переписать так:

$$f_{zy} = 1,2 \frac{MR^2}{EJ} = \psi_{zy} \cdot 0,666 R \quad (91')$$

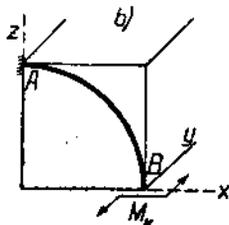
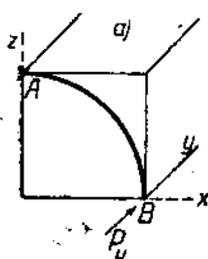
и

$$f_{xy} = -0,05 \frac{MR^2}{EJ} = \psi_{xy} \cdot 0,333 R. \quad (92')$$

Итак, под влиянием момента, приложенного, как указано на фиг. 108, в плоскости, касательной к свободному концу, последний прогибается в плоскости действия момента в одну сторону (при направлении момента, как указано на фиг. 108, за плоскость чертежа), а в плоскости, перпендикулярной к свободному концу,—в обратную сторону. Второй прогиб мал по сравнению с первым.

В целях упрощения расчета в дальнейшем будем пренебрегать прогибом в плоскости xu , считая, что прогиб имеет место только в плоскости действия момента, касательной к свободному концу.

Расчетные выражения при этом допущении будут иметь вид:



Фиг. 111.

$$f_y \approx f_{zy} = 1,15 \frac{MR^2}{EJ} = \psi_{zy} \cdot 0,637 R \quad (93)$$

и

$$\psi_{zy} = 1,806 \frac{MR}{EJ}. \quad (94)$$

Приведенная площадь диаграммы моментов для этого случая изобразится площадью прямоугольника с высотой M , равной величине момента, и основанием $1,806 R$ (фиг. 110,а).

В дальнейшем условимся во всех случаях, когда дуговая консоль с центральным углом в 90° подвергается одновременно действию изгиба и кручения, приведенную длину основания диаграммы принимать равной $1,806 R$.¹

Совершенно идентичным образом можно вывести расчетные выражения и для случая действия на свободный конец дуговой консоли силы P_y , направленной перпендикулярно плоскости кривизны (на фиг. 111,а по оси y), а также в случае, если к свободному концу приложен момент M_x в плоскости, к нему перпендикулярной (на фиг. 111, б—в плоскости xu).

В табл. 20 сведены расчетные выражения для указанных случаев действия сил и моментов на свободный конец дуговой консоли с центральным углом в 90° . Для удобства пользования при расчетах нумерация случаев табл. 20 принята продолжением нумерации случаев табл. 13.

При выводе выражений случая XI табл. 20 допущено упрощение, подобное сделанному выше при выводе выражений (93) и (94): не принята во внимание величина прогиба в плоскости zy , перпендикулярной плоскости действия момента M_x , как малая по сравнению с прогибом в плоскости xu .

¹ Действительная длина основания диаграммы моментов, очевидно, равна выпрямленной длине консоли, т. е. $1,57 R$. Поэтому выражение (94) можно написать так: $\psi_{zy} = \frac{1,57 MR}{EJ}$; здесь знаменатель $\frac{EJ}{1,15}$ представляет жесткость при одновре-

менном действии изгиба и кручения.

Приведенная длина оснований диаграмм моментов для случаев IX—XI табл. 20, согласно указанию, сделанному выше, принята равной 1,806 R .

Отмечаем, что Крокером¹ для случаев IX—XI табл. 20 приводятся расчетные выражения для углов поворота и суммарных прогибов, совпадающие с приведенными нами, а для прогибов в отдельных плоскостях в совершенно неправильном виде. Например, для случая IX по Крокеру:

$$f_{xy} = \psi_{xy} \cdot 0,754 R$$

$$f_{zy} = \psi_{zy} \cdot 0,754 R.$$

Величина 0,754 R получается так:

$$\frac{f_y}{\psi_{xy} + \psi_{zy}} = \frac{1,249 PR^3}{0,506 PR^3 + 1,15 PR^3} = 0,754 R,$$

т. е. путем разделения суммарного прогиба на прогибы в отдельных плоскостях пропорционально конечным значениям углов поворота свободного конца в этих плоскостях (?). Идентичные промахи допущены Крокером и в выражениях прогибов для случаев X и XI табл. 20.

Так как при пользовании выражениями, приводимыми Крокером, расчет трубопроводов нисколько не упрощается по сравнению с расчетом при пользовании выражениями, выведенными нами, то указанный упрощенческий вывод Крокером его выражений абсолютно ничем не оправдывается.

Расчетные выражения для случаев IX—XI Крокером даются без вывода.

2. Общий метод расчета трубопроводов в пространстве.

В пространственных трубопроводах расширение при нагревании происходит по трем взаимно-перпендикулярным направлениям, вследствие чего при жестком закреплении конечных сечений в трубопроводе появляются силы и напряжения, действующие в трех плоскостях. Расчет производится путем определения по величинам температурных расширений сил и моментов, возникающих в отдельных плоскостях, а затем производится их геометрическое суммирование.

На фиг. 112, *a* изображен участок трубопровода в пространстве, оба конца которого жестко закреплены. Величины расширений Δx , Δy и Δz , возникающих вдоль отдельных координатных осей x , y и z при повышении температуры, определяют, исходя из коэффициента температурного расширения материала трубопровода и расстояний между закрепленными сечениями, измеренными вдоль отдельных осей.

Метод определения сил и напряжений в общих чертах сходен с изложенным выше для трубопроводов в одной плоскости. Освободим один из концов трубопровода от закрепления, заменив его действие на трубопровод соответствующими силами и моментами. Обозначим силы, действующие вдоль отдельных осей (фиг. 112) и препятствующие смещению освобожденного конца при расширении: P_x , P_y и P_z .

Для большей ясности изложения на фиг. 112, *b*, *c* и *d* изображены проекции трубопровода на отдельные координатные плоскости.

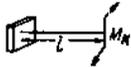
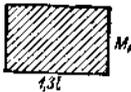
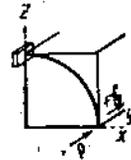
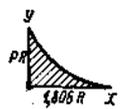
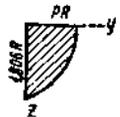
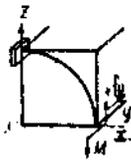
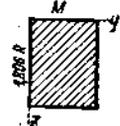
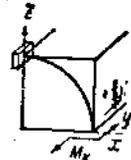
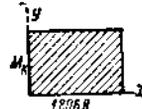
В плоскости xz на освобожденный конец действуют силы P_x и P_z .

В плоскости xy на освобожденный конец действуют силы P_x и P_y .

В плоскости zy на освобожденный конец действуют силы P_z и P_y .

¹ Piping Handbook by Walker and Croker, изд. 1931 г.

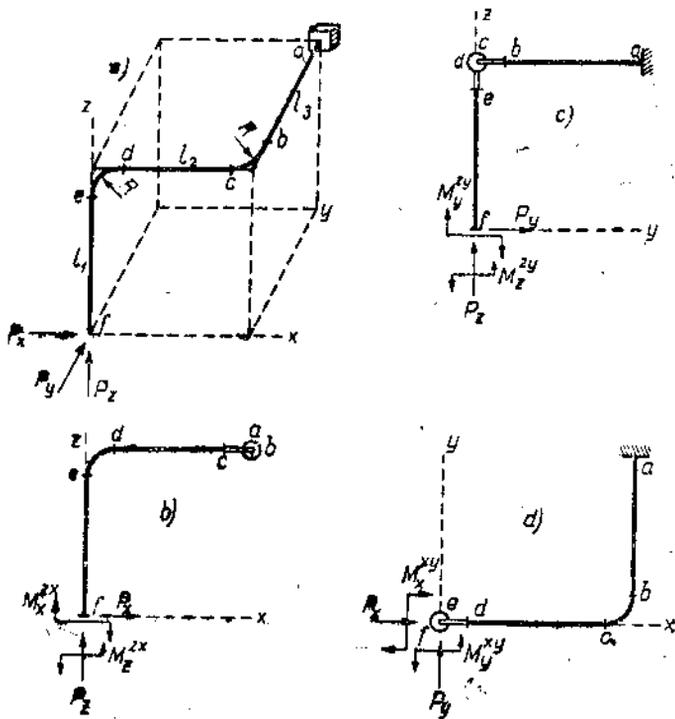
ТАБЛ
Выражения деформации при

№ случая	Схема нагрузки	Диаграмма моментов	Угол поворота свободного конца	
VIII			$\psi_k = 1,3 \frac{M_k l}{EJ}$	
IX		<p>В плоскости xy</p>		$\psi_{xy} = \frac{0,5064 PR^2}{EJ}$
		<p>В плоскости zy</p>		$\psi_{zy} = \frac{1,15 PR^2}{EJ}$
X		<p>В плоскости zy</p>		$\psi_{zy} = 1,806 \frac{MR}{EJ}$
XI		<p>В плоскости xy</p>		$\psi_{xy} = 1,806 \frac{M_k R}{EJ}$

Прогибы свободного конца в плоскостях ху и зу	Суммарный прогиб в направлении у
—	—
$f_{xy} = 0,827 \frac{PR^3}{EJ} = \psi_{xy} \cdot 0,654R$	$f_u = \frac{1,249PR^3}{EJ} = f_{xy} + f_{zy}$
$f_{zy} = 0,922 \frac{PR^3}{EJ} = \psi_{zy} \cdot 0,8R$	
$f_{xy} = 1,15 \frac{MR^2}{EJ} = \psi_{xy} \cdot 0,637R$	$f_y \approx f_{xy} = \psi_{xy} \cdot 0,637R$
$f_{xy} = \frac{0,506M_k R^2}{EJ} = \psi_{xy} \cdot 0,28R$	$f_y \approx f_{xy} = \psi_{xy} \cdot 0,28R$

При изображении проекций трубопровода на отдельные плоскости нами приняты следующие условные обозначения:

- 1) для участков трубопровода, оси которых совпадают с рассматриваемой плоскостью действия сил (или параллельны ей), — тонкая сплошная линия;
- 2) дуговое колено, плоскость кривизны которого перпендикулярна рассматриваемой плоскости действия сил, — двойная линия;



Фиг. 112.

3) прямые участки, ось которых перпендикулярна плоскости действия сил, изображаются кружком.

Под действием указанных сил P_x , P_y и P_z освобожденный конец, стремящийся переместиться при температурном расширении, будет возвращен в прежнее положение, но при этом концевое сечение (освобожденное) повернется на некоторые углы во всех трех плоскостях.

Чтобы воспрепятствовать повороту освобожденного конца, кроме сил P_x , P_y и P_z , к нему надо приложить еще соответственно подобранные моменты. Направление действия этих моментов указано на фиг. 112, *b*, *c* и *d*.

В дальнейшем условимся обозначать плоскость, в которой действует момент, надстрочными значками, а направление силы, вызывающей поворот концевое сечение, которому (повороту) препятствует момент, — подстрочным знаком; например: M_x^{xy} — обозначает момент, действующий в плоскости xy , и компенсирующий угол поворота освобожденного конца в этой плоскости, возникающий под влиянием силы P_x и т. д.

Так как в каждой из трех плоскостей на освобожденный конец действует по две взаимно перпендикулярных силы, то к тому же концу в каждой плоскости надо приложить по два момента, имеющих противоположно-направленные действия; величины моментов определяются из условия, что углы поворота освобожденного конца, им соответствующие, должны быть равны по величине и обратны по знаку углам поворота того же конца и в тех же плоскостях, но вызываемым силами P_x , P_y и P_z соответственно.

Величины моментов при заданной конфигурации трубопровода, очевидно, являются функциями сил P_x , P_y и P_z .

Как и в случае плоских Трубопроводов, находим сперва общие выражения для прогибов освобожденного конца под действием указанных сил и моментов в направлении осей x , y и z , а затем, приравнявая найденные выражения величинам действительных расширений трубопровода вдоль тех же осей, не трудно уже определить как величины отдельных сил, так и значения моментов.

Для определения величин прогибов освобожденного конца могут быть применены способы, сходные с теми, которые были указаны выше для плоских трубопроводов. В настоящем мы остановимся лишь на способе, предложенном Крокером и Катчаном, но в несколько переработанном виде.¹

3. Метод Крокера и Катчана для трубопроводов в пространстве.

Определение прогибов освобожденного конца в пространственных трубопроводах по методу Крокера и Катчана в общих чертах сходно с их определением для плоских трубопроводов (раздел 4 главы III).

В первую очередь строятся диаграммы моментов. При их построении длины отрезков базисной линии, соответствующие отдельным участкам трубопровода, откладываются в зависимости от характера действующих на них нагрузок:

для прямых участков, подверженных растяжению (сжатию) или изгибу, откладывается истинная длина участка;

для дуговых колен с центральным углом в 90° , работающих на изгиб откладывается приведенная длина, равная $1,57 \frac{R}{k}$, где k — коэффициент жесткости — определяется по способам, изложенным выше (см. раздел 2 главы III);

для дуг с центральным углом в 90° , подверженных одновременному действию изгиба и кручения, откладывается приведенная длина, равная $1,806 R$;

наконец, для прямых участков, подверженных скручиванию, откладывается приведенная длина, равная $1,3$ действительной длины участка.

Диаграммы моментов, соответствующие действию на освобожденный конец сил и моментов для отдельных плоскостей, строим идентично тому, как это было указано при рассмотрении плоских трубопроводов. Величины реактивных моментов определяются из условия, что площади диаграмм моментов, им соответствующие, равны по величине и обратны по знаку площадям диаграмм моментов, вызываемых силами в одноименных плоскостях.

¹ Кроме исправления промахов в расчетных выражениях, отмеченных выше (табл. 20), изменение, внесенное нами в способ Крокера, сводится к тому, что мы ввели в рассмотрение проекции трубопровода на отдельные плоскости, чего нет в оригинальном методе Крокера.

Так как в каждой из трех плоскостей к освобожденному концу приложено по две системы нагрузок, каждая из которых состоит из силы и соответствующего ей момента (например в плоскости xz : P_x , M_x^{xz} и P_y , M_y^{xz}), то в общем случае необходимо построить по две диаграммы моментов для каждой плоскости, а всего шесть диаграмм.

Каждая из двух систем нагрузок, действующих в одной и той же плоскости, вызывает деформации одинакового характера на отдельных элементарных участках трубопровода, поэтому *длины базисных линий обеих диаграмм, соответствующих одной и той же плоскости, очевидно, одинаковы.*

По построении диаграмм моментов подсчитываются суммарные прогибы освобожденного конца; каждая система нагрузок дает прогиб в двух направлениях; поэтому в результате подсчетов для прогибов получается 12 выражений, из которых 6 попарно равны:

прогиб от силы P_x вдоль оси y равен прогибу от силы P_y вдоль оси x ;

прогиб от силы P_x вдоль оси z равен прогибу от силы P_z вдоль оси x ;

прогиб от силы P_y вдоль оси z равен прогибу от силы P_z вдоль оси y .

Приравнявая алгебраические суммы одноименных прогибов величинам расширенный вдоль соответствующих осей, получим три уравнения, решая которые, найдем искомые реакции P_x , P_y и P_z , после чего не трудно будет уже определить как величины реактивных моментов, так и моменты в любых сечениях трубопровода.

В виду того, что определение прогибов при обозначении длин отдельных участков буквенными символами слишком сложно, ход расчета поясняется ниже на цифровом примере.

Предположим, что паропровод, запроектированный согласно фиг. 112, *a*, имеет размеры: $l_1 = 15$ м; $l_2 = 10$ м; $l_3 = 12$ м; радиус колен $R = 158$ см; наружный диаметр труб $d_2 = 267$ мм, внутренний диаметр $d_1 = 245$ мм; толщина стенки $t = 11$ мм; момент инерции $J = 7200$ см⁴; материал — литая углеродистая сталь.

Коэффициент жесткости при принятых размерах $k = 0,55$.

Определим силы и напряжения, возникающие в паропроводе, если разность температур пара в паропроводе и окружающей среды во время монтажа составляет 400° С.

а) Нагрузки и деформации в плоскости xz (фиг. 113 и 114). В этой плоскости к освобожденному концу f надо приложить две системы нагрузок: 1) силу P_x и момент M_x^{xz} и 2) силу P_z и момент M_z^{xz} .

На фиг. 113, *a* приведена проекция трубопровода на плоскость xz с указанием перенесенных сил и моментов, вызываемых силой P_x , приложенной к освобожденному концу. Диаграмма моментов изображена на фиг. 113, *b*.

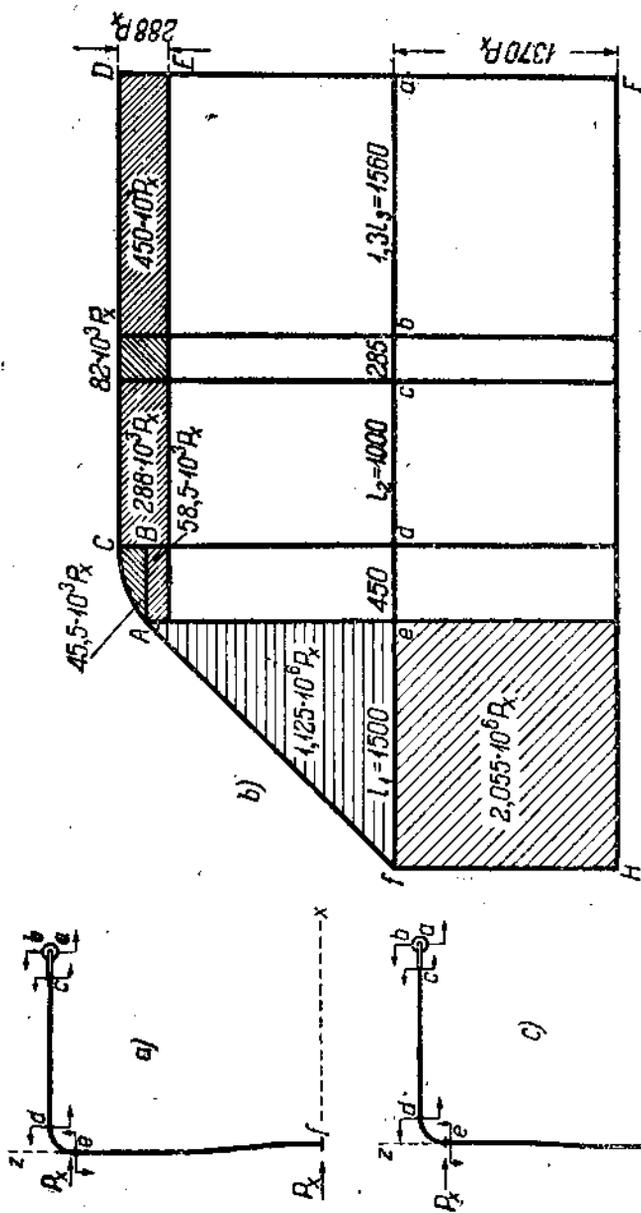
В соответствии с указаниями, сделанными выше, длины отрезков базисной линии диаграммы отложены:

для участка fe действительная его длина	$l_1 = 1500$	см
„ колена ed приведенная длина	$1,57 \frac{R}{k} = 450$	„
„ участка dc действительная длина	$l_2 = 1000$	„
„ колена cb приведенная длина	$1,8 R = 285$	„
„ участка ba приведенная длина	$3 l_1 = 1560$	„

Полная длина базисной линии $s_{np} = 4795$ см

Размеры трубы с условным диаметром 250 мм, по нормам DIN, для рабочего давления перегретого пара 40 ат.

Диаграмма моментов для участка fe имеет вид треугольника feA ; площадь его $\frac{1500^2 P_x}{2} = 1,125 \cdot 10^6 P_x \text{ кгсм}^{-2}$; момент в сечении e равен

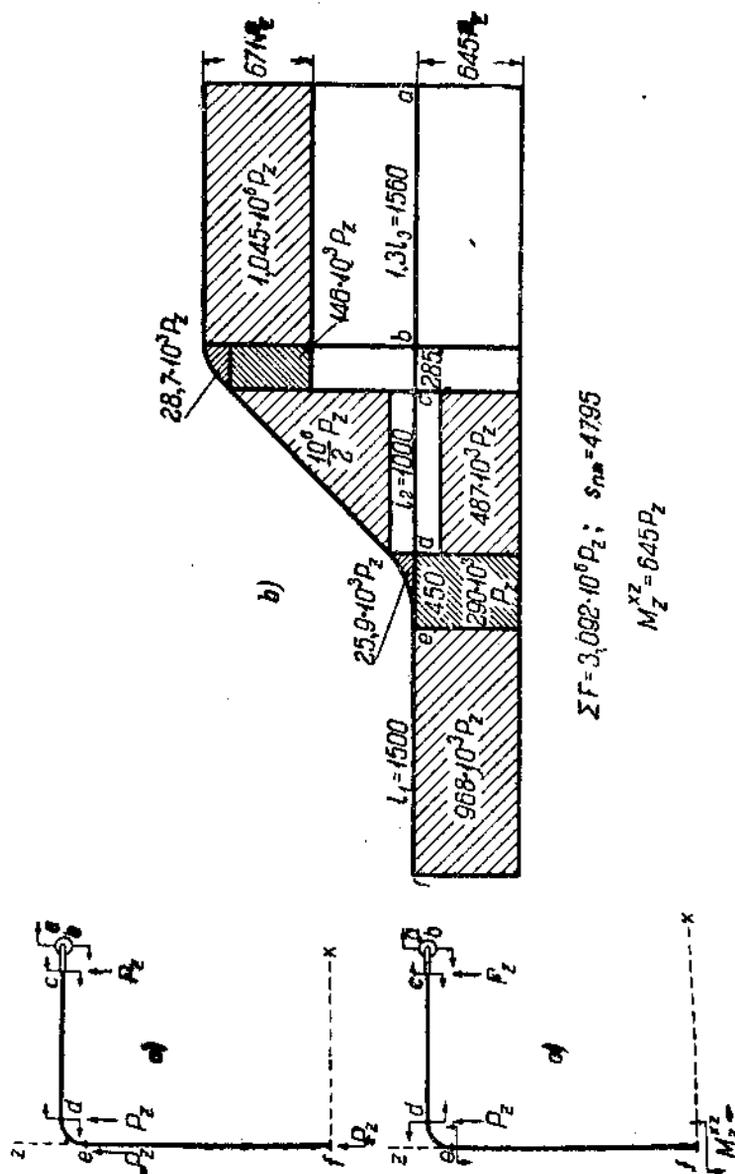


$$\Sigma F = 6,5655 \cdot 10^6 P_x; \epsilon_{\text{пр}} = 4795; M_x^{\text{ср}} = 1370 P_x$$

Фиг. 113. Определение прогибов трубопровода фиг. 112, под действием системы P_x^i, M_x^i в плоскости xz .

$1500 P_x$ [кгсм]. Этот момент передается по трубопроводу до конечного закрепленного сечения a , поэтому проводим через A прямую, параллельную базисной линии, до пересечения с ординатой, проходящей через точку a (на фиг. 113, b эта прямая не показана).

На колено ed , кроме того, еще действует перенесенная сила P_x , соответствующая площадь моментов — полусегмент ACB , равный по величине $\frac{P_x R^2}{k} = 45\,500 P_x$ (см. случай IX табл. 20).



Фиг. 114. Определение прогибов трубопровода фиг. 112 в плоскости xz под действием системы P_x, M_x .
(На фиг. 144, с не показана перенесенная сила P_x , приложенная в точке e).

Момент, вызываемый перенесенной силой в сечении d колена, равный $P_x R = 158 P_x$ [кгс.м], также передается по всему трубопроводу до закрепленного сечения a .

Полная диаграмма моментов, возникающих в трубопроводе под влиянием силы P_x , изображается площадью $fACDa$.

Величина ее

$$\sum F = [1,125 \cdot 10^6 + 1500 \cdot 450 + 45500 + 1658 (1000 + 285 + 1560)] P_x = 6,5655 \cdot 10^6 P_x \text{ [кгс.м}^2\text{]}.$$

Момент

$$M_x^{xz} = \frac{65655 \cdot 10^6 P_x}{4795} = 1370 P_x \text{ [кгс.м]}.$$

Прямоугольник $faFH$ с основанием, равным базисной линии, и высотой $fH = M_x^{xz} = 1370 P_x$ изображает диаграмму моментов, соответствующих реактивному моменту M_x^{xz} .

Сократив, как это делалось нами и ранее (раздел 4 главы III), равные по величине и подобные по очертанию площади в диаграмме моментов, соответствующие одним и тем же участкам трубопровода, можно перейти к определению прогибов освобожденного конца; площади, оставшиеся после сокращения, изображены на фиг. 113, *b* заштрихованными.

На фиг. 113, *c* приведена полная схема действия сил и моментов, вызываемых в плоскости xz системой (P_x, M_x^{xz}) .

Подсчет прогибов начинаем с участка ab . На этом участке действует только скручивающий момент, под влиянием которого конец b поворачивается на угол

$$\psi_b = \frac{F_{ab}}{EJ},$$

где $F_{ab} = 450 \cdot 10^3 P_x \text{ [кгс.м}^2\text{]}$ — площадь диаграммы скручивающего момента, соответствующая участку ab . Конец b прогиба, очевидно, не получает.

Конец c колена bc прогибается, во-первых, на величину $\psi_b R$ вследствие поворота конца b на указанный выше угол ψ_b и, во-вторых, под действием момента, приложенного в сечении c ; прогиб под влиянием второй причины определяется по уравнению, соответствующему случаю X табл. 20 и равен

$$f_c = \frac{F_{bc}}{EJ} 0,637 R \text{ [см]},$$

где $F_{bc} = 82\,000 P_x \text{ [кгс.м}^2\text{]}$ — площадь диаграммы избыточных моментов на участке bc .

Не трудно видеть, что как первая, так и вторая причина вызывают прогиб конца c обратно направлению силы P_x .

Суммарный угол поворота сечения c равен:

$$\psi_c = \frac{F_{ab} + F_{bc}}{EJ}.$$

Дальнейший подсчет прогибов ничем не отличается от приведенных ранее для трубопроводов в одной плоскости. Просуммировав элементарные прогибы, найдем для освобожденного конца:

прогиб вдоль оси z обратно направлению P_x :

$$f_z = \frac{892 \cdot 10^6}{EJ} P_x \text{ [см]};$$

прогиб вдоль оси x по направлению P_x :

$$f_x = \frac{1121 \cdot 10^6}{EJ} P_x \text{ [см]}.$$

¹ Подробный подсчет прогибов см. приложение I в конце книги.

Кроме системы (P_x, M_x^{xz}) в плоскости xz на освобожденный конец действует еще система (P_z, M_z^{xz}) . На фиг. 114,а приведена проекция трубопровода на плоскость xz с указанием перенесенных сил и моментов, возникающих на отдельных участках под влиянием силы P_x ; фиг. 114,б изображает диаграмму моментов; длина базисной линии диаграммы одинакова с длиной ее для предыдущего случая, т. е. равна 4795 см. Площадь диаграммы моментов, вызываемых только силой P_x , равна $3,092 \cdot 10^6 P_x$ [кгсм²].

Ордината момента $M_x^{xz} = 645 P_x$ [кгсм²].

Избыточные площади диаграммы моментов показаны заштрихованными. Полная схема действия сил и моментов, возникающих под влиянием системы (P_x, M_x^{xz}) , приведена на фиг. 114,с).

Идентично предыдущему случаю найдем для освобожденного конца: прогиб вдоль оси z по направлению P_x :

$$f_z = \frac{1825 \cdot 10^6 P_x}{EJ} [\text{см}];$$

прогиб вдоль оси x обратно направлению P_x :

$$f_x = \frac{893 \cdot 10^6}{EJ} P_x [\text{см}].$$

б) Нагрузки и деформации в плоскости zy (фиг. 115 и 116). В плоскости zy на освобожденный конец действуют две системы нагрузок: 1) сила P_x и момент M_x^{zy} , 2) сила P_y и момент M_y^{zy} .

На фиг. 115,а приведена проекция трубопровода на плоскость zy с указанием сил и моментов, возникающих в этой плоскости под влиянием силы P_x , приложенной к освобожденному концу.

Очевидно, что участки fe , ed и dc (см. фиг. 115,а) под влиянием P не испытывают деформаций изгиба и кручения в рассматриваемой плоскости zy ¹.

На конец c колена cb действует перенесенная сила P_x , под влиянием которой в колене возникают скручивающие и изгибающие моменты в плоскости zy . Площадь диаграммы моментов в рассматриваемой плоскости, соответствующая действию силы P_x на конец c колена bc , согласно случаю IX табл. 20, равна:

$$F_{bc} = 0,506 P_x R^2 = 12\,500 P_x [\text{кгсм}^2],$$

где $R = 158$ см — радиус колена; соответствующая длина основания диаграммы $1,8R = 285$ см.

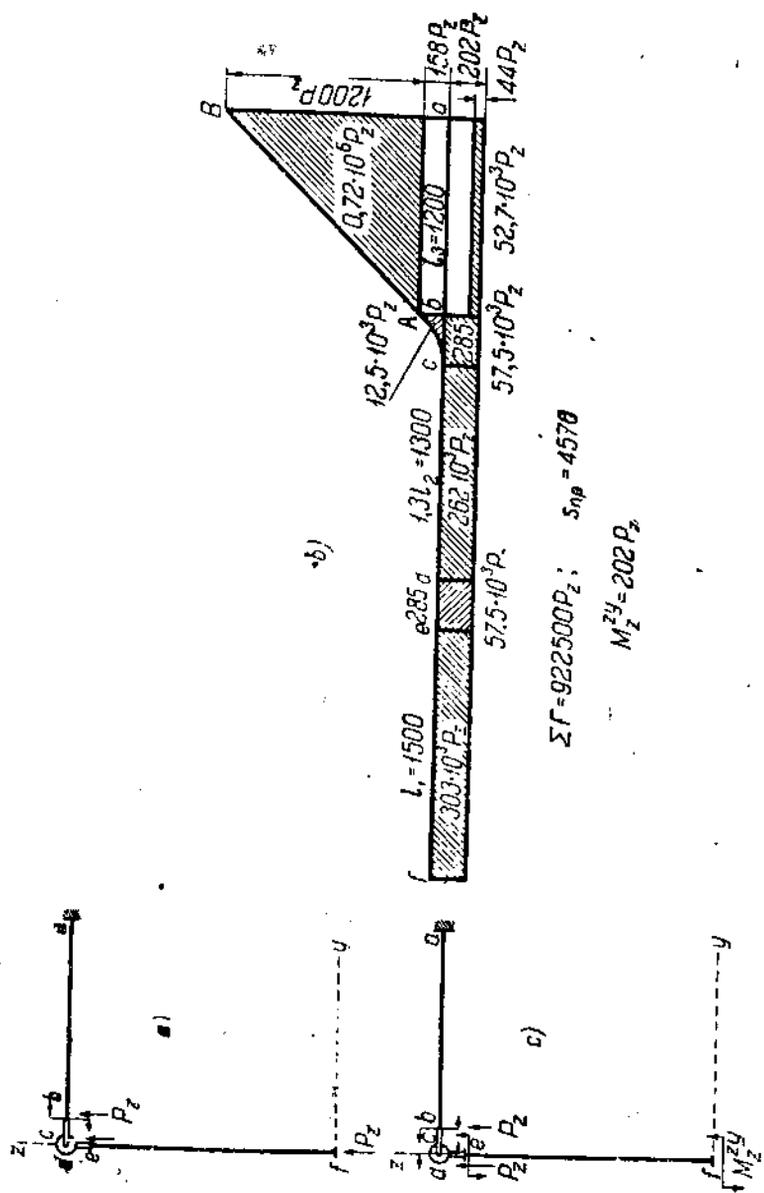
Момент, вызываемый силой P_x в сечении b в плоскости zy , равен:

$$M_b = P_x R = 158 P_x [\text{кгсм}].$$

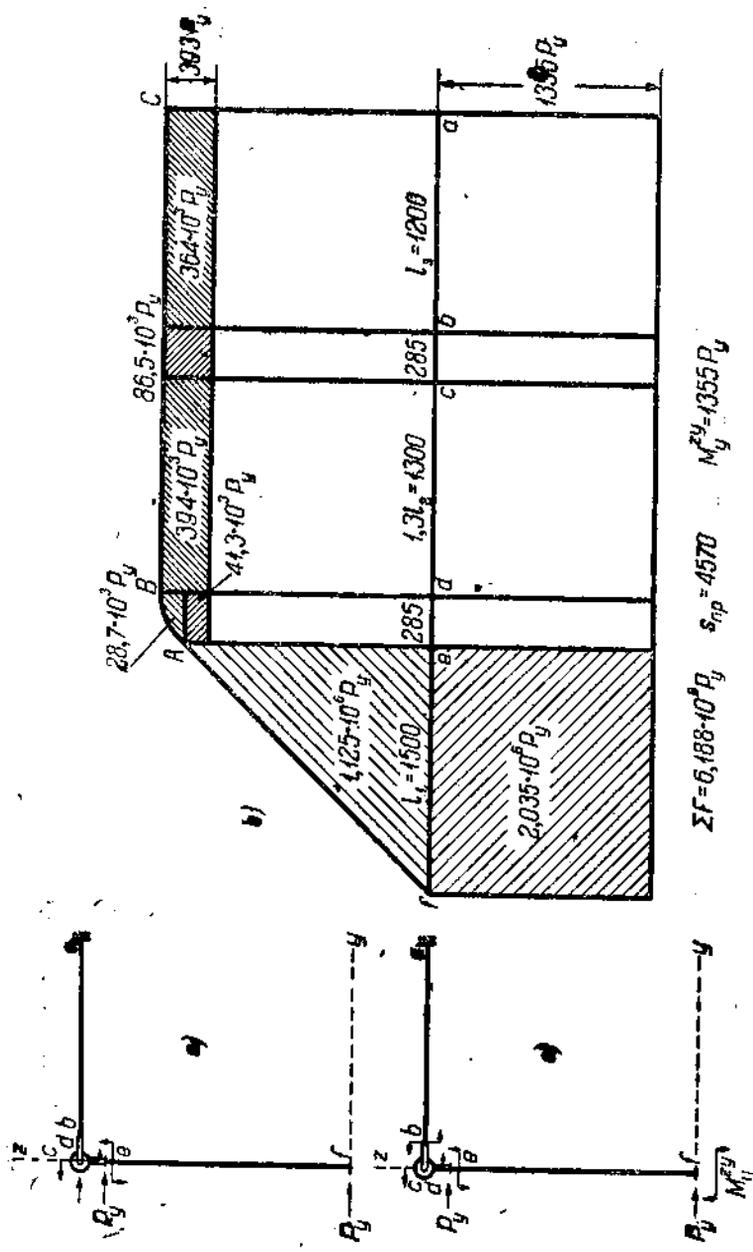
Этот момент передается по участку ba до закрепленного сечения a .

Кроме момента M_b в сечении b приложена еще перенесенная сила P_x . Диаграмма моментов, вызываемых перенесенной силой P_x на участке ab , имеет вид треугольника; основание диаграммы моментов для участка ab равно его действительной длине, т. е. 1200 см.

¹ Деформации на этих участках под влиянием P_x возникают в плоскости xz ; они уже рассмотрены нами выше.



Фиг. 115. Определение прогибов трубопровода фиг. 112 в плоскости zy под действием системы $P_z, M_z^2 y$.



Фиг. 116. Определение прогибов трубопровода фиг. 112 в плоскости z под действием системы P_y, M_y^{zy} .

Полная диаграмма моментов, вызываемых на протяжении всего трубопровода в плоскости zy силой P_z , действующей на освобожденный конец f , изображается площадью $sABa$, равной по величине

$$\sum F = \left[12\,500 + 158 \cdot 1200 + \frac{1200^2}{2} \right] P_z = 922\,500 P_z \text{ [кгс.м]}.$$

Переходя к определению величины реактивного момента M_z^{zy} , необходимо отметить, что хотя сила P_z и не вызывает деформаций на участках от s до f , тем не менее момент M_z^{zy} приложен и к этим участкам; не трудно видеть, что момент, действующий в плоскости zy , будет производить на участке cd , ось которого перпендикулярна плоскости zy , скручивание, в колене cd — скручивание и изгиб и, наконец, на прямом участке ef — изгиб. В соответствии с этим отрезки базисной линии диаграммы должны быть отложены:

для участка cd	приведенная длина	1,3	$l_2 = 1\,300$	см
" "	de	"	1,8	$R = 285$
" "	ef	действительная	"	$l_1 = 1\,500$
Полная длина базисной линии диаграммы		s_{np}	$= 4\,570$	см.

Момент

$$M_z^{zy} = \frac{922\,500 P_z}{4\,570} = 202 P_z \text{ [кгс.м]}.$$

Сократив равные и подобные по очертанию площади в диаграмме моментов (фиг. 115, b), не трудно уже составить схему действия сил и моментов, возникающих под влиянием системы (P_z, M_z^{zy}) в плоскости zy для всего трубопровода (фиг. 115, c) и определить прогибы освобожденного конца f .

Подсчет прогибов в полном виде приведен в приложении I; здесь же отметим, что конец b прогибается под влиянием избыточного момента вниз (случай III табл. 13), а под действием силы P_z — вверх (случай II табл. 13); конец c прогибается:

1) вверх — на величину $\psi_b R$ вследствие поворота сечения b на угол $\psi_b = \frac{(0,72 - 0,0527) 10^6 P_z}{EJ}$;

2) вниз — под влиянием момента M_z^{zy} , приложенного в c (случай XI табл. 20);

3) вверх — под влиянием перенесенной силы P_z , приложенной в c (случай IX табл. 20).

На участке dc никаких дополнительных прогибов в плоскости zy не происходит, так как этот участок подвержен лишь скручиванию. Суммарный же угол поворота сечения d равен алгебраической сумме F_{ad} площадей диаграммы моментов, приложенных к участкам трубопровода от a до d , деленной на жесткость EJ . Из диаграммы фиг. 115, b):

$$F_{ad} = 360\,300 P_z \text{ [кгс.м]}.$$

Сечение e колена ed прогибается:

1) влево — на величину $\psi_e R$ вследствие поворота сечения d на угол $\psi_e = \frac{F_{ad}}{EJ}$;

2) вправо — под влиянием момента M_z^{zv} , приложенного в e ; последний прогиб определяется по уравнению, соответствующему случаю X табл. 20. Суммарный угол поворота сечения e равен:

$$\psi_e = \frac{F_{as}}{EJ},$$

где $F_{as} = 303\,000 P_s$ [кгсм²] — алгебраическая сумма площадей диаграммы моментов в плоскости zy для участков трубопровода от e до a .

Конец f участка ef прогибается:

- 1) влево — на величину $\varphi_e \cdot l_1$ вследствие поворота сечения e на угол ψ_e ;
- 2) вправо — под влиянием момента M_z^{zv} , приложенного в сечении f (см. случай III табл. 13).

Просуммировав элементарные прогибы, найдем для освобожденного конца:

прогиб вдоль оси z по направлению P_s :

$$f_z = \frac{64 \cdot 10^6 P_s}{EJ} \text{ [см]},$$

прогиб вдоль оси y обратно направлению P_y :

$$f_y = \frac{279 \cdot 10^6 P_s}{EJ} \text{ [см]}.$$

Далее переходим к определению прогибов освобожденного конца в той же плоскости zy , но возникающих под влиянием системы P_y, M_y^{zy} , приложенной к концу f .

На фиг. 116, *a* показана проекция трубопровода на плоскость zy с указанием перенесенных сил и моментов, возникающих в этой плоскости под влиянием силы P_y , приложенной в f .

Диаграмма моментов изображена на фиг. 116, *b*. Длина базисной линии диаграммы равна

$$s_{np} = 4570 \text{ см},$$

т. е. длине базисной линии диаграммы моментов в той же плоскости для разобранный случая действия на конец f системы нагрузок P_y, M_y^{zy} .

Площадь диаграммы моментов, вызываемых только силой P_y , равна

$$\Sigma F = 6,188 \cdot 10^6 P_y \text{ [кгсм}^2\text{]}$$

(площади $fABCa$ на фиг. 116, *b*).

Момент

$$M_y^{zy} = 1355 P_y \text{ [кгсм]}.$$

Производя подсчет прогибов совершенно идентично предыдущему, найдем для освобожденного конца f :

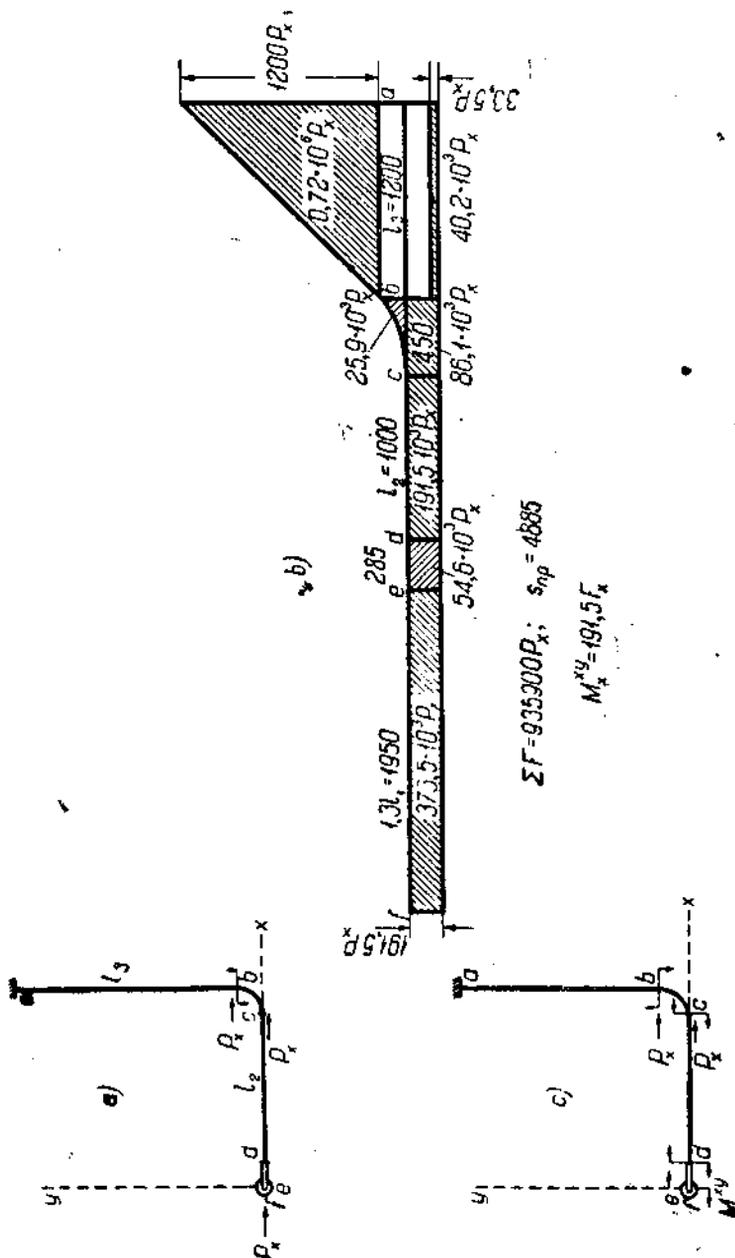
прогиб вдоль оси z обратно направлению P_s :

$$f_s = \frac{279 \cdot 10^6 P_y}{EJ} \text{ [см]};$$

прогиб вдоль оси y по направлению P_y :

$$f_y = \frac{1111 \cdot 10^6}{EJ} P_y \text{ [см]}.$$

в) Нагрузки и деформации в плоскости xu (фиг. 117 и 118). В этой плоскости на освобожденный конец f действуют системы нагрузок: 1) P_x, M_x^{xy} и 2) P_y, M_y^{xy} .



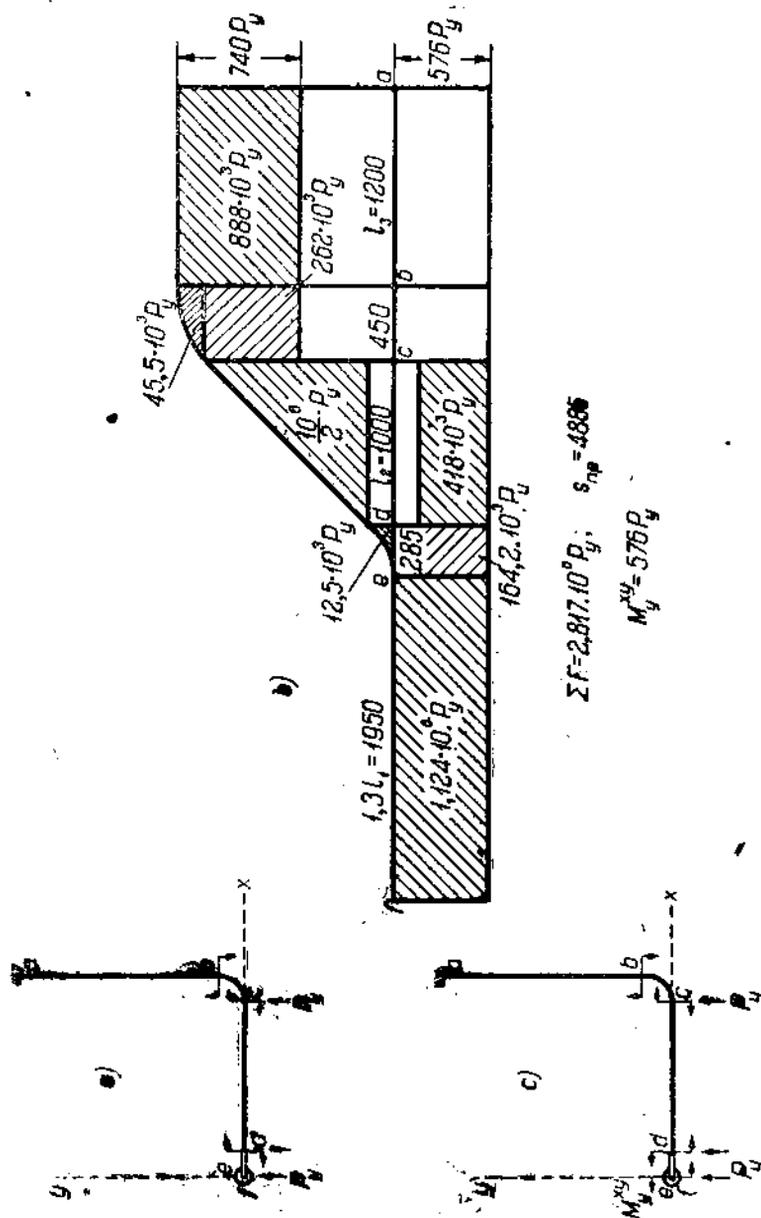
Фиг. 117. Определение прогибов трубопровода фиг. 112 в плоскости xu под действием системы P_x, M_y^{xy} .

На фиг. 117,а и 118,а указаны силы и моменты, возникающие на отдельных участках трубопровода в рассматриваемой плоскости под влиянием сил P_x и P_y соответственно, приложенных к концу f .

Диаграммы моментов приведены на фиг. 117,б и 118,б.

Длины базисных линий обеих диаграмм равны между собой, причем длина каждой

$$s_{np} = 4885 \text{ см.}$$



Фиг. 118. Определение прогибов трубопровода фиг. 112 в плоскости ху под действием системы P_y, M_y^{xy} .

Площадь диаграммы моментов, вызываемых силой P_x , равна:

$$\Sigma F = 935 900 P_x \text{ [кгс.м}^2\text{]},$$

а вызываемых силой P_y :

$$\Sigma F = 2,817 \cdot 10^6 P_y \text{ [кгс.м}^2\text{]}.$$

Моменты:

$$M_x^{xy} = 191,5 P_x \text{ [кгсм]};$$

$$M_x^{xy} = 576 P_y \text{ [кгсм]}.$$

Схемы действия сил и моментов даны на фиг. 117,с и 118,с.

Подсчитывая прогибы, найдем для освобожденного конца:

от действия системы P_x, M_x^{xy} :

прогиб вдоль оси x по направлению P_x :

$$f_x = \frac{656,7 \cdot 10^6}{1EJ} P_x \text{ [см]};$$

прогиб вдоль оси y обратно направлению P_y :

$$f_y = \frac{691 \cdot 10^6}{EJ} P_y \text{ [см]};$$

от действия системы P_y, M_y^{xy} :

прогиб вдоль оси x обратно направлению P_x :

$$f_x = \frac{691,6 \cdot 10^6}{EJ} P_y \text{ [см]};$$

прогиб вдоль оси y по направлению P_y :

$$f_y = \frac{1687 \cdot 10^6}{EJ} P_y \text{ [см]}.$$

г) **Определение сил и моментов.** Вычислим предварительно величины расширений трубопровода вдоль отдельных осей. Расстояние между закрепленными концами трубопровода (фиг. 112):

$$\text{вдоль оси } x \quad \dots \dots \dots 2R + l_2 = 1316 \text{ см.}$$

$$\text{„ „ } y \quad \dots \dots \dots R + l_3 = 1358 \text{ „}$$

$$\text{„ „ } z \quad \dots \dots \dots l_1 + R = 1658 \text{ „}$$

Считая приближенно величину расширения в $1,2 \text{ мм}$ на 1 м длины и 100° С , найдем:

$$\text{расширение вдоль оси } x \quad \dots \quad \Delta x = 13,16 \cdot 0,12 \cdot 4 = 6,31 \text{ см. „}$$

$$\text{„ „ } y \quad \dots \quad \Delta y = 13,58 \cdot 0,12 \cdot 4 = 6,51 \text{ „ „}$$

$$\text{„ „ } z \quad \dots \quad \Delta z = 16,58 \cdot 0,12 \cdot 4 = 7,96 \text{ „ „}$$

Переходя к определению сил, условимся, как это мы принимали и ранее (стр. 77), прогибы, совпадающие с направлением действия сил P_x, P_y и P_z , считать положительными, а противоположно направленные — отрицательными.

Под влиянием систем (P_x, M_x^{xz}) и (P_x, M_x^{xy}) свободный конец получает прогиб в направлении, совпадающем с P_x , т. е. положительный, а под влиянием систем (P_z, M_z^{xz}) и (P_y, M_y^{xy}) — в направлении, противоположном силе P_x , — следовательно, отрицательный. Приравнявая алгебраическую сумму прогибов вдоль оси x величине действительного расширения вдоль этой оси

$$\Delta x = 6,31 \text{ см.}$$

получим:

$$EJ \cdot 63,1 = + 656,7 \cdot 10^6 P_x + 1121,0 \cdot 10^6 P_y - 893 \cdot 10^6 P_z. \quad (a)$$

Идентично для расширения вдоль оси y :

$$EJ \cdot 6,51 = + 1111 \cdot 10^6 P_y - 691 \cdot 10^6 P_x - 279 \cdot 10^6 P_x \quad (b)$$

и вдоль оси z :

$$EJ \cdot 7,96 = - 279 \cdot 10^6 P_y - 892 \cdot 10^6 P_x + 1825 \cdot 10^6 P_x + 647 \cdot 10^6 P_x \quad (c)$$

В написанных уравнениях одинаково подчеркнуты попарно равные коэффициенты прогибов; равенство их указывает на правильность вычислений и построений диаграмм моментов. На наличие этих равенств мы указывали уже выше (стр. 148).

Из уравнений (a) и (b):

$$EJ(6,51 + 4,05 \cdot 6,31) = 6610 \cdot 10^6 P_y - 3900 \cdot 10^6 P_x;$$

из уравнений (b) и (c):

$$EJ(6,51 + 10 \cdot 7,96) = - 9610 \cdot 10^6 P_x + 24450 \cdot 10^6 P_y.$$

Из двух последних выражений, положив

$$E = 1,6 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2 \text{ (при } t_1 = 425^\circ \text{ C)}$$

и момент инерции

$$J = 7200 \text{ см}^4 \text{ (} W = 540 \text{ см}^3 \text{),}$$

найдем:

$$P_y = 81,5 \text{ кг}; \quad P_x = 94 \text{ кг.}$$

Далее из уравнения (b):

$$P_y = 58 \text{ кг.}$$

Реактивные моменты (в освобожденном конце f):

$$M_x^{xz} = 1370 P_x = 129\,000 \text{ кгсм}$$

$$M_z^{xz} = 645 P_x = 52\,600 \text{ "}$$

$$M_z^{zy} = 202 P_y = 16\,500 \text{ "}$$

$$M_y^{zy} = 1355 P_y = 78\,600 \text{ "}$$

$$M_x^{xy} = 191,5 P_x = 18\,000 \text{ "}$$

$$M_y^{xy} = 576 P_y = 33\,400 \text{ "}$$

Так как моменты M_x^{xz} и M_z^{xz} действуют в одной и той же плоскости xz , но имеют противоположное направление, то суммарный реактивный момент в плоскости xz :

$$M_c^{xz} = M_x^{xz} - M_z^{xz} = 76\,400 \text{ кгсм.}$$

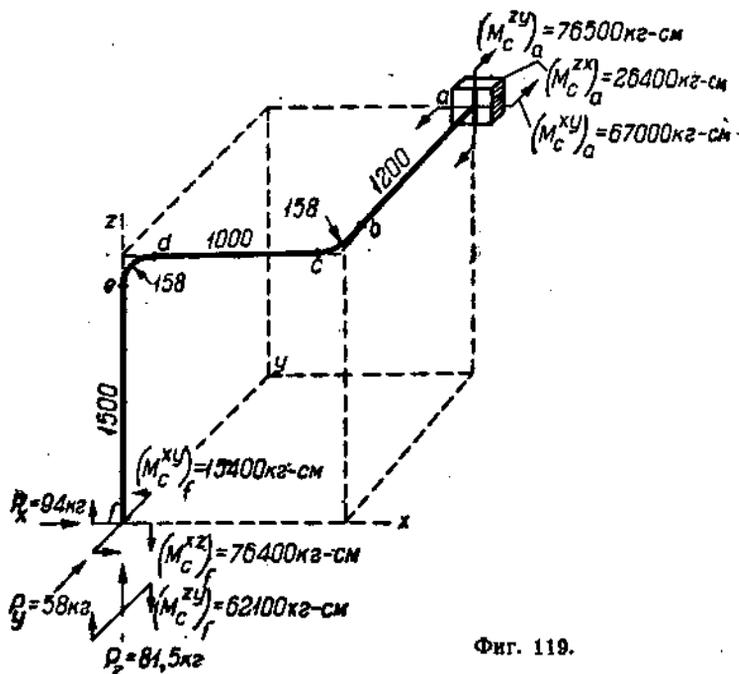
Идентично найдем суммарные моменты в плоскостях yz и xu :

$$M_c^{zy} = 62\,100 \text{ кгсм}$$

$$M_c^{xy} = 15\,400 \text{ "}$$

С помощью диаграмм моментов (фиг. 113—118) легко определить моменты, действующие в любом сечении трубопровода. Например, для закрепленного сечения a можно найти по диаграмме фиг. 113, b момент $(M_x^{xz})_a$ в плоскости xz , возникающий под влиянием системы (P_x, M_x^{xz}) , приложенной к освобожденному концу:

$$(M_x^{xz})_a = 288P_x = 27\,000 \text{ кгсм.}$$



Фиг. 119.

Для того же сечения a в плоскости xz (фиг. 114, b), но под действием системы (P_z, M_z^{xz}) :

$$(M_z^{xz})_a = 671P_z = 54\,600 \text{ кгсм.}$$

Суммарный момент в сечении a , в плоскости xz :

$$(M_c^{xz})_a = (M_z^{xz})_a - (M_x^{xz})_a = 26\,400 \text{ кгсм.}$$

Момент $(M_c^{xz})_a$ — скручивающий и имеет направление вращения по часовой стрелке, если смотреть на a из точки b .¹

Аналогично, пользуясь диаграммами моментов фиг. 115, b — 118, b , найдем для моментов в том же сечении a :

$(M_z^{zy})_a = 94\,000 \text{ кгсм}$	$(M_x^{zy})_a = 110\,000 \text{ кгсм}$
$(M_y^{zy})_a = 17\,500 \text{ "}$	$(M_y^{xy})_a = 43\,000 \text{ "}$
$(M_c^{zy})_a = 76\,500 \text{ "}$	$(M_c^{xy})_a = 67\,000 \text{ "}$

Величины и направления моментов указаны на фиг. 119.

¹ На фиг. 119 не указано направление момента $(M_c^{xz})_a$.

Не трудно также убедиться, проделав соответствующие подсчеты, что в промежуточных сечениях трубопровода фиг. 112 имеют место моменты меньшей величины по сравнению с действующими в закрепленных сечениях a и b .

Вообще надо отметить, что в пространственных трубопроводах типа фиг. 112 наибольшие моменты всегда имеют место в закрепленных сечениях.

4. Определение эквивалентных напряжений в пространственных трубопроводах.

В общем случае при определении эквивалентного напряжения в пространственных трубопроводах приходится считаться с теми же напряжениями, что и в трубопроводах с осью в одной плоскости (см. главу V) и, кроме того, с максимальными касательными напряжениями τ_{\max} , возникающими под влиянием скручивающих моментов. Последние могут быть подсчитаны по известной формуле сопротивления материалов:

$$\tau_{\max} = \frac{M_z}{W_p}. \quad (95)$$

В этом уравнении W_p — полярный момент сопротивления поперечного сечения, причем для труб

$$W_p = \frac{\pi(d_2^4 - d_1^4)}{16d_2} \approx 0,2 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2}, \quad (96)$$

где

d_2 — наружный диаметр трубы в сантиметрах;

d_1 — внутренний диаметр трубы в сантиметрах.

Эквивалентное напряжение на растяжение

$$\delta_{\text{экв}} = 2 \sqrt{\tau_{\max}^2 + \left(\frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{2}\right)^2}. \quad (97)$$

Здесь:

δ_{\max} — максимальное нормальное напряжение;

δ_{\min} — минимальное нормальное напряжение в плоскости, перпендикулярной той, в которой имеет место δ_{\max} .

Разность $\delta_{\max} - \delta_{\min}$ определяется, согласно указаниям раздела 4 главы V, как в трубопроводах с осью в одной плоскости.

Найдем величину максимального эквивалентного напряжения для разобранного трубопровода фиг. 112. Как уже отмечалось выше, в промежуточных сечениях действуют моменты меньшей величины по сравнению с имеющимися в закрепленных сечениях a и f (фиг. 119). Кроме того, коэффициент продольного напряжения от изгиба m_1 для дуговых колен рассматриваемого трубопровода меньше единицы соответственно коэффициенту $h = 0,9$. По этим причинам максимальное эквивалентное напряжение, очевидно, может иметь место только в одном из закрепленных сечений. Не трудно видеть из сопоставления величин моментов, действующих в сечениях a и f , что максимальное напряжение будет в сечении a .

Результирующий изгибающий момент в сечении a найдем путем геометрического суммирования моментов $(M_c^{xy})_a$ и $(M_c^{yz})_a$:

$$M_{ap} = \sqrt{67\,000^2 + 76\,500^2} = 101\,000 \text{ кгсм.}$$

Максимальное продольное напряжение от изгиба

$$\delta = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{101000}{540} = 187 \text{ кг/см}^2.$$

Продольное напряжение вследствие внутреннего давления (полагаем последнее равным 40 ат), согласно выражению (76),

$$\delta_1 = \frac{40 \cdot 26,7}{4 \cdot 1,1} = 243 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное максимальное продольное напряжение

$$\delta + \delta_1 = 480 \text{ кг/см}^2.$$

Поперечное напряжение вследствие внутреннего давления по уравнению (77):

$$\delta_2 = 2\delta_1 = 486 \text{ кг/см}^2.$$

Как видно из сопоставления найденных значений для напряжений, за максимальное нормальное напряжение надо принять поперечное напряжение δ_2 . Следовательно,

$$\delta_{\max} = 486 \text{ кг/см}^2.$$

Минимальное напряжение

$$\delta_{\min} = 40 \text{ кг/см}^2,$$

но при подсчете эквивалентного напряжения будем полагать его равным нулю.

Касательные напряжения в сечении a , вызываемые скручивающим моментом $(M_c^{zz})_a$,

$$\tau_{\max} = \frac{26400}{1080} = 24,5 \text{ кг/см}^2.$$

Эквивалентное напряжение по формуле Геста (97):

$$\delta_{\text{экс}} = 2 \sqrt{(24,5)^2 + \left(\frac{486-0}{2}\right)^2} = 490 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. допустимое при принятой температуре (см. табл. 25 во втором разделе главы VIII).

Для сопоставления с разобранным примером приводим окончательные результаты подсчета для трубопровода ¹ с наружным диаметром 324 мм при толщине стенки трубы 12,5 мм, выполненного согласно фиг. 120. Коэффициент жесткости $k = 0,5$. Момент инерции $J = 15\,000 \text{ см}^4$. Давление в трубопроводе 28 ат, температура 385° С. Модуль упругости при этой температуре

$$E = 1,76 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2.$$

Величины расширений:

$$\Delta x = 1,64 \text{ см}; \quad \Delta y = 3,22 \text{ см}$$

и

$$\Delta z = 1,345 \text{ см}.$$

¹ Этот пример заимствован у Крокера. См. примечание 1 на стр. 9.

Подсчет дает:

Силы в правом освобожденном конце f :

$$P_x = 2270 \text{ кг}; \quad P_y = 9450 \text{ кг}$$

и

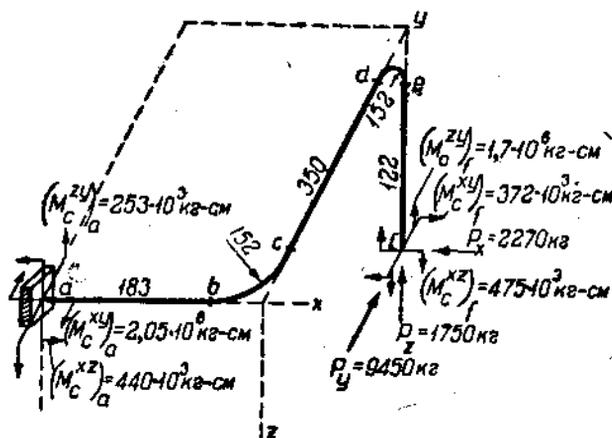
$$P_z = 1750 \text{ кг.}$$

Реактивные моменты (суммарные) в том же сечении:

$$(M_c^{xy})_f = 0,372 \cdot 10^6 \text{ кгсм};$$

$$(M_c^{xz})_f = 0,475 \cdot 10^6 \text{ "}$$

$$(M_c^{zy})_f = 1,7 \cdot 10^6 \text{ "}$$



Фиг. 120.

Суммарные моменты в левом конце a :

$$(M_c^{xy})_a = 2,05 \cdot 10^6 \text{ кгсм}$$

$$(M_c^{xz})_a = 0,44 \cdot 10^6 \text{ "}$$

$$(M_c^{zy})_a = 0,253 \cdot 10^6 \text{ "}$$

Наибольшее напряжение имеет место в сечении a . Определим его. Результирующий изгибающий момент

$$M_{ap} = \sqrt{(2,05 \cdot 10^6)^2 + (0,44 \cdot 10^6)^2} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгсм.}$$

Продольное напряжение от изгиба

$$\delta = 2270 \text{ кг/см}^2.$$

Продольное и поперечное напряжения вследствие внутреннего давления:

$$\delta_1 = 165 \text{ кг/см}^2; \quad \delta_2 = 330 \text{ кг/см}^2.$$

В данном случае максимальное нормальное напряжение

$$\delta_{\max} = 2270 + 165 = 2435 \text{ кг/см}^2.$$

Касательное напряжение, соответствующее скручивающему моменту $(M_c^{xy})_a$:

$$\tau_{\max} = 136 \text{ кг/см}^2.$$

Эквивалентное напряжение на растяжение

$$\delta_{\text{эки}} = 2 \sqrt{(136)^2 + (1217)^2} \approx 2460 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. в 2,5—3 раза больше допустимого.

Приведенные примеры подтверждают необходимость производства самого тщательного анализа в каждом отдельном случае с целью определения сил и напряжений в трубопроводе.

Далее, из результатов разобранных примеров следует, что длины прямых участков оказывают весьма существенное влияние на величины сил и напряжений, возникающих в трубопроводе; для понижения их значений длины прямых участков следует делать по возможности большими по сравнению с радиусами колен.

Б. Определение положения промежуточных точек

Положение любых точек пространственного трубопровода в рабочем состоянии можно определить так же, как в случае плоских трубопроводов, вычисляя сперва величины смещений для каждой из трех плоскостей в отдельности, а затем производя их геометрическое суммирование.

При определении перемещения в какой-либо плоскости надо помнить, что оно представляет разность прогибов под влиянием нагрузок, приложенных к освобожденному концу, и смещений вследствие термического расширения.

6. Приближенный метод расчета пространственных трубопроводов.

При разборе трубопроводов с осью в одной плоскости нами был указан (стр. 126) приближенный способ определения усилий для случаев, когда длины прямых участков превышают в 5 или больше раз радиусы дуговых колен. Такой же прием с успехом можно применить и для пространственных трубопроводов: если длины прямых участков больше чем в 5 раз превосходят радиусы колен, то действительный трубопровод может быть заменен фиктивным, с теми же основными размерами, но отдельные прямые участки которого соединяются друг с другом жестко под прямыми углами. Определив по изложенному методу усилия и моменты в освобожденном конце фиктивного трубопровода, принимаем их такими же для действительного трубопровода с дуговыми коленами, после чего не трудно будет найти напряжения в отдельных сечениях фактически проектируемого трубопровода.

ГЛАВА VII

ГИБКОСТЬ ТРУБОПРОВОДОВ ПО ОПЫТНЫМ ДАННЫМ

1. Сравнение теоретических деформаций трубопроводов с опытными величинами

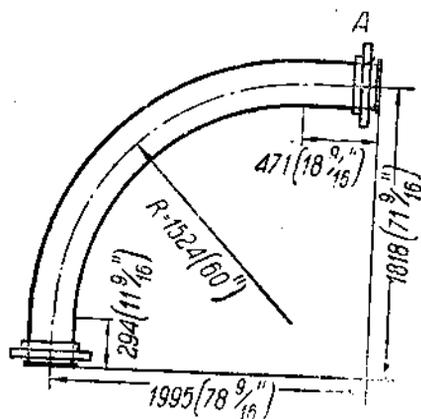
В настоящем мы остановимся на обстоятельных опытах, произведенных Коупом и Вертом¹ в период монтажа на американской установке Marysville Power Plant и дающих возможность произвести сравнение теоретических величин деформаций с опытными данными.

¹ См. примечание 2 на стр. 9.

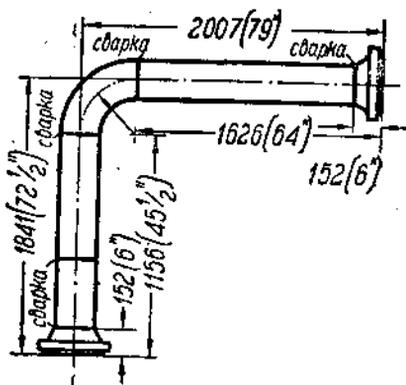
Испытанию было подвергнуто 9 различных образцов труб, из них 2 гладких, 2 складчатых и 5 волнистых.

Ниже приводятся только результаты испытания гладких и складчатых образцов. Результаты испытания волнистых труб будут приведены позднее (см. следующий отдел).

Образцы испытанных труб изображены на фиг. 121—124.



Фиг. 121. 10" дуговое колено с короткими прямыми отрезками (наружный диаметр 10,69", толщина стенки 0,39").

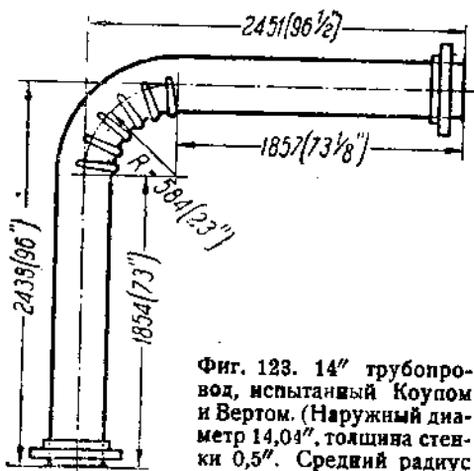


Фиг. 122. 10° трубопровод, испытанный Коупом и Вертом.

(Прямые отрезки: наружный диаметр 10,774", толщина стенки 0,31". Колено: наружный диаметр 10,84", толщина стенки 0,35").

При испытаниях один конец трубы закреплялся прочно на фундаментной раме 50 мвт турбогенератора. К другому — свободному концу прикладывалась соответствующая нагрузка. Испытанные образцы были произведены при шести способах нагрузки свободного конца:

- а) способ № 1 — при нагрузке (свободного конца) силами в плоскости колена, перпендикулярными касательной к свободному концу;
- б) способ № 2 — то же, но при направлении сил по касательной к свободному концу;
- в) способ № 3 — при нагрузке свободного конца моментом в плоскости оси испытываемого образца;
- г) способ № 4 — при действии на свободный конец сил, перпендикулярных плоскости колена;



Фиг. 123. 14" трубопровод, испытанный Коупом и Вертом. (Наружный диаметр 14,04", толщина стенки 0,5". Средний радиус складок колена от 0,6 до 0,66").

д) способ № 5 — при действии на тот же конец момента в плоскости, касательной к нему, и

е) способ № 6 — при действии момента в плоскости, перпендикулярной касательной к свободному концу.

Плечо момента во всех случаях было равно 72 дюймам.

Указанную нумерацию в зависимости от способа нагрузки мы будем применять при разборе результатов испытаний всех образцов труб.

При испытаниях на прогиб под действием сил необходимое усилие создавалось путем натяжения цепи подъемного крана и измерялось с помощью динамометра, расположенного между крюком крана и свободным концом.

При испытаниях на прогиб под влиянием моментов для нагрузки свободного конца были использованы кран и натяжная гайка с двумя динамометрами.

Динамометры проверялись до начала опытов и по несколько раз в течение опытов.

Измерение деформаций было произведено между определенными точками труб и точками на основной раме или на конструкциях здания.

Замеры смещений производились микрометрами. Контактные точки для микрометра были образованы с помощью латунных шпилек, плотно загнанных в небольшие сверленные отверстия в указанных выше местах. Свободные концы шпилек были закруглены.

При каждой нагрузке измерение перемещений свободного конца производилось в трех направлениях.

Измерения производились также вблизи закрепленного конца, дабы можно было убедиться в отсутствии его смещения во время испытаний.

Опыты при градуировке спиральных пружин показывают, что пружина должна быть основательно нагружена два или три раза, прежде чем можно приступить к снятию ее характеристики; при ином ходе испытания возможны неправильности в отчетах.

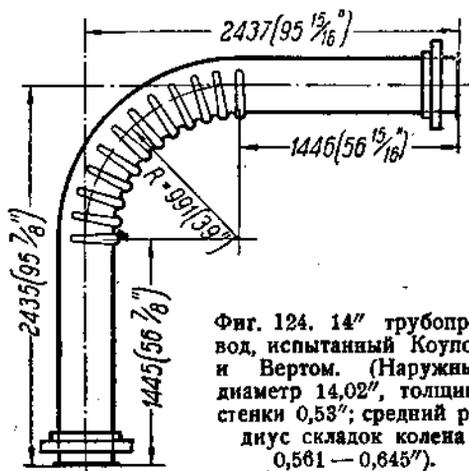
Идентичные предосторожности были применены и при описываемых испытаниях. Трубопровод, закрепленный на испытательной раме, предварительно быстро нагружался; при каждой ступени нагрузки производились отсчеты прогибов и чертилась соответствующая кривая. По достижении предела пропорциональности нагрузка полностью снималась, и делался отсчет без нее. Такая операция повторялась два или три раза, пока не было достигнуто постоянство отсчетов без нагрузки до опыта и после ее снятия.

Только после этих предварительных испытаний начинались описываемые опыты.

При испытании 10" гладкого колена (фиг. 121) измерение деформаций вдоль оси x -ов производилось у свободного конца A , а по направлению оси y -ов — у точки, удаленной на 9" от A .

Теоретические деформации в тех же точках подсчитывались по методу Крокера (см. раздел 4 главы V и раздел 3 главы VI).

Главные размеры колена указаны на фиг. 121; момент инерции поперечного сечения $J = 160,4 \text{ дм}^4$.

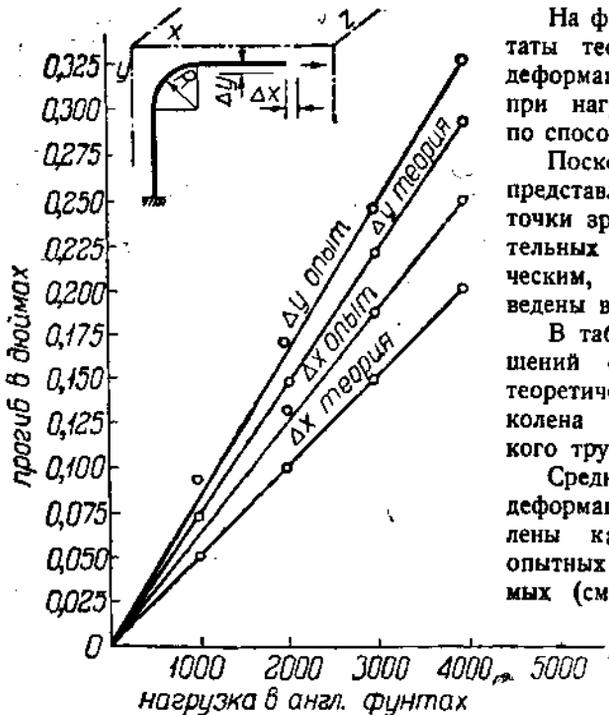


Фиг. 124. 14" трубопровод, испытанный Коуллом и Вертом. (Наружный диаметр 14,02", толщина стенки 0,53"; средний радиус складок колена 0,561 — 0,645").

ТАБЛИЦА 21.

Сводка результатов испытания гладких трубопроводов.

Гладкое колено диаметром 10" (фиг. 121)				Гладкий трубопровод диаметром 10" (фиг. 122)			
Способ на- грузки	Пределы изменения сил в англ. фунтах	Отношение опыт- ных деформаций к теоретическим		Способ на- грузки	Пределы из- менения сил в англ. фунтах	Отношение опыт- ных деформаций к теоретическим	
		по оси x^1 по оси z	по оси y			по оси x^1 по оси z	по оси y
1	1 000—5 000	0,99—1,14 ср. 1,13	1,01—1,2 ср. 1,17	1	1 000—3 000	0,965—1,12 ср. 1,05	1,16—1,28 ср. 1,19
2	1 000—4 000	1,23—1,46 ср. 1,25	1,11—1,27 ср. 1,12	2	1 000—3 000	1,1—1,22 ср. 1,175	1,12—1,16 ср. 1,14
3	1 000—3 000	1,04—1,175 ср. 1,135	1,11—1,15 ср. 1,13	3	1 000—2 200	1,84—1,55 ср. 1,44	1—1,12 ср. 1,08
4	1 000—5 000	1,42—1,57 ср. 1,42	—	4	1 000—3 000	1,23—1,235 ср. 1,23	—
5	1 000—5 000	1,21—1,26 ср. 1,25	—	5	1 000—2 600	1,43—1,6 ср. 1,5	—
6	1 000—5 000	2,13—2,26 ср. 2,23	—	6	1 000—3 000	2,09—2,12 ср. 2,11	—



Фиг. 125. Результаты испытания трубопровода фиг. 121 по способу нагрузки № 2.

На фиг. 125 приведены результаты теоретического вычисления деформаций и опытные данные при нагрузке свободного конца по способу № 2.

Поскольку описываемые опыты представляют интерес только с точки зрения отношения действительных деформаций к теоретическим, данные испытаний приведены в английских мерах.

В табл. 21 дана сводка отношений опытных деформаций к теоретическим для упомянутого колена (фиг. 121) и для гладкого трубопровода (фиг. 122).

Средние величины отношений деформаций в табл. 21 определены как отношения ординат опытных и теоретических прямых (см. фиг. 125).

Как видно, опытные деформации во всех случаях превышали теоретические величины, т. е. действительная гибкость испытанных трубопроводов была

¹ Деформации по оси x — для способов нагрузки 1—3; деформации по оси z — для способов нагрузки 4—6.

больше теоретической. Иначе говоря, при одних и тех же величинах деформаций нагрузки, необходимые теоретически, несколько больше действительных величин, что создает при расчетах некоторый запас в сторону преувеличения реакций против действительных.

Большой интерес представляют опыты со складчатыми трубами в виду распространенного мнения, что они имеют гибкость, значительно превосходящую гибкость гладких труб. В табл. 22 приведена сводка окончательных данных, полученных в результате испытания двух складчатых трубопроводов диаметром 14", основные размеры которых приведены на фиг. 123 и 124.

В этой таблице указаны отношения опытных деформаций складчатых труб к теоретическим для гладких труб с теми же геометрическими размерами при разных способах нагрузки свободного конца.

ТАБЛИЦА 22.

Сводка результатов испытания складчатых трубопроводов.

Результаты испытания складчатого колена с $R = 39''$ (фиг. 124)				Результаты испытания складчатого колена с $R = 23''$ (фиг. 123)			
Способ нагрузки	Пределы изменения сил в англ. фунтах	Отношение опытных деформаций к теоретическим		Способ нагрузки	Пределы изменения сил в англ. фунтах	Отношение опытных деформаций к теоретическим	
		По x или по z^1	По y			По x или по z^1	По y
1	1000—5000	1,2—1,4 ср. 1,27	1,1—1,2 ср. 1,17	1	1000—5000	1,2—1,3 ср. 1,27	1,1 ср. 1,1
2	1000—5000	1,6—1,7 ср. 1,65	1,2—1,3 ср. 1,2	2	1000—5000	1,6—1,7 ср. 1,63	1,1—1,2 ср. 1,11
3	1000—5000	1,1—1,2 ср. 1,2	1,1 ср. 1,1	3	1000—3000	0,75—0,84 ср. 0,725	0,94—0,96 ср. 0,95
4	1000—5000	1,4—1,5 ср. 1,42	—	4	1000—5000	1,6—1,7 ср. 1,6	—
5	1000—5000	1,1 ср. 1,1	—	5	1000—3000	1,2—1,3 ср. 1,27	—
6	1000—5000	2,2—2,6 ср. 2,5	—	6	1000—4000	2,5—2,6 ср. 2,6	—

Сравнение цифр табл. 22 с цифровыми величинами табл. 21 для гладких труб показывает, что отношения величин опытных деформаций к теоретическим и при складчатых и при гладких трубах одного и того же порядка, что дает основания для предположения, что гибкость складчатых колен во всяком случае не больше гладких.

При расчетах жесткость складчатых труб можно принимать равной жесткости гладких с одинаковыми геометрическими размерами.

В табл. 22 и 21 обращают на себя внимание результаты испытаний под действием момента в плоскости, перпендикулярной касательной свободному концу (способ нагрузки № 6). Во всех испытаниях как с гладкими, так и со складчатыми трубами опытные деформации превышали теоретические в 2—2,5 раза. Теоретического объяснения этому явлению пока дать невозможно.

¹ Для способов нагрузки 1—3 деформация—по x ; для способов нагрузки 4—6 деформация—по z .

2. Гибкость волнистых труб.

В настоящем разделе разбирается весьма интересная попытка подойти к разрешению вопроса определения эластичности трубопроводов, включающих участки из волнистых труб, сделанная Доннелом.

Как известно, волнистые трубы применяются там, где требуется получить возможно большую гибкость при ограниченном пространстве для размещения трубопровода. Гибкость волнистой трубы не может быть определена обычными способами, применяемыми при гладких трубах. Доннел выводит выражение так называемого „редуцированного модуля упругости“, применяя который вместо модуля упругости (Юнга) для материала трубопровода, последний (трубопровод) — при наличии в нем участков из волнистых труб — можно рассчитывать по уравнениям для трубопроводов из гладких труб.

Выражение редуцированного модуля упругости выводится для случая осевой нагрузки волнистой трубы, т. е. для ее продольного растяжения или сжатия. Этим же значением редуцированного модуля упругости Доннел предлагает пользоваться и при расчете участков трубопровода, работающих на изгиб. Строго говоря, для такого обобщения нет теоретических оснований; Доннелом это предложение делается исключительно потому, что результаты теоретических вычислений прогибов при изгибе волнистой трубы близко совпали с его экспериментальными данными.

При применении метода Доннела к расчету участков из кривых волнистых труб неясно, как учитывать влияние на жесткость и прогибы явления сплющивания поперечного сечения, играющее значительную роль при расчете трубопроводов из гладких кривых труб. Можно только полагать, что сплющивание при волнистых трубах будет в значительно меньшей степени отражаться на гибкости вследствие большого сопротивления сплющиванию, чем это имеет место при гладких трубах.

Ниже приводится ряд окончательных выражений редуцированного модуля упругости для труб с различной формой волн; все выражения выведены в предположении, что глубина впадин невелика по сравнению со средним радиусом поперечного сечения трубы и что толщина стенки мала сравнительно с радиусом кривизны волн. Приблизительно эти формулы могут применяться, согласно указаниям Доннела, и в тех случаях, когда упомянутые условия не имеют места.

Обозначим:

E — модуль упругости на растяжение для материала трубы
в кг/см^2 ;

E_p — редуцированный модуль упругости, при котором гладкая труба с теми же основными размерами, т. е. при том же среднем радиусе поперечного сечения, радиусе изгиба и толщине стенки трубы, будет иметь ту же гибкость, что и волнистая труба;

t — толщина стенки волнистой трубы в сантиметрах;

r — средний радиус поперечного сечения трубы в сантиметрах
(см. фиг. 126);

b , h и c — размеры волн, как указано на фиг. 127;

p — радиус закругления дуговой складки в сантиметрах.

Далее введем обозначение:

$$\beta = \left(\frac{cb}{rt} \right)^2. \quad (98)$$

Если P — сила, действующая вдоль оси трубы, и Δ — величина сжатия или растяжения на 1 волну под действием этой силы, то

$$\Delta + \frac{P}{2\pi r t} \cdot \frac{2b}{E} = \frac{P}{2\pi r t} \cdot \frac{2b}{E_p},$$

откуда

$$E_p = \frac{E}{1 + \frac{\pi E r t \Delta}{P b}}.$$

Обозначив для краткости

$$\frac{\pi E r t \Delta}{P b} = k_p, \quad (99)$$

получим:

$$E_p = \frac{E}{1 + k_p}. \quad (100)$$

Коэффициент k_p зависит от формы волн и по Доннелу выражается следующим образом.

Для труб с V-образными складками (фиг. 127, а):

$$k_p = \frac{4ch^2}{bt^2} \cdot \frac{1}{(1 + 2\beta - 0,14\beta^{1,5})}. \quad (101)$$

Для труб со складками, образованными из полуокружностей радиуса ρ (фиг. 126):

$$k_p = \frac{3\pi\rho}{t^3} \cdot \frac{1}{(1 + 2,25\gamma - 0,2\gamma^{1,3})} \approx \frac{4ch^2}{bt^2} \cdot \frac{1}{(1 + \beta - 0,16\beta^{1,3})}. \quad (102)$$

Здесь:

$$\gamma = \frac{\rho^4}{r^2 t^2} = \frac{4}{\pi^2} \beta, \quad (103)$$

как в этом не трудно убедиться, принимая во внимание, что для рассматриваемого типа волн $\rho = b = h$ и $c = \frac{\pi}{2} b$.

Вывод выражения k_p для этого типа волн приводится ниже.¹

Для труб с полуэллиптическими складками (фиг. 127, с)

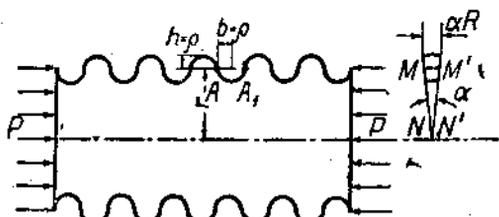
$$k_p = \frac{4ch^2}{bt^2} \cdot \frac{h+2b}{(h+b)} \times \frac{1}{(1 + \beta - 0,16\beta^{1,3})}. \quad (104)$$

Для труб с синусоидальными и параболическими складками (фиг. 127, б) очень приближенная формула:

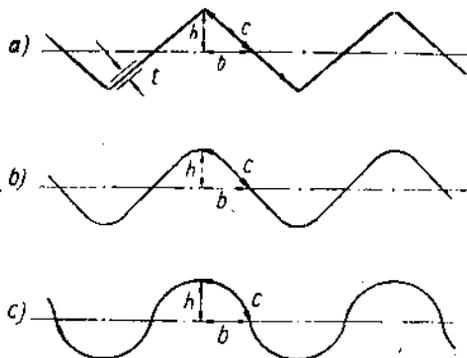
$$k_p = \frac{4ch^2}{bt^2} \cdot \frac{h+1,6b}{(h+b)} \cdot \frac{1}{(1 + 1,4\beta - 0,15\beta^{1,4})}. \quad (105)$$

Согласно указаниям Доннела, при пользовании редуцированным модулем упругости волнистая труба заменяется гладкой, имеющей ту же толщину

¹ См. приложение I, стр. 191.



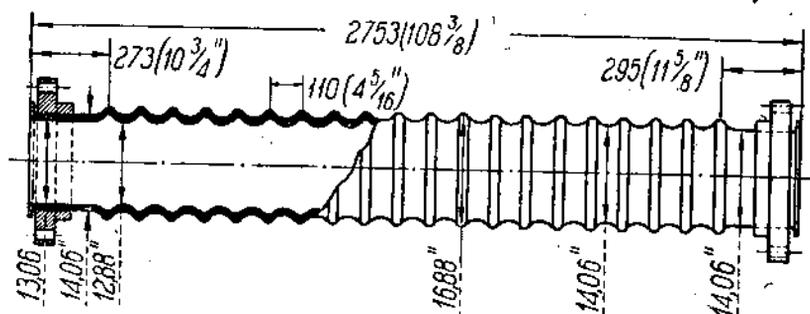
Фиг. 126.



Фиг. 127.

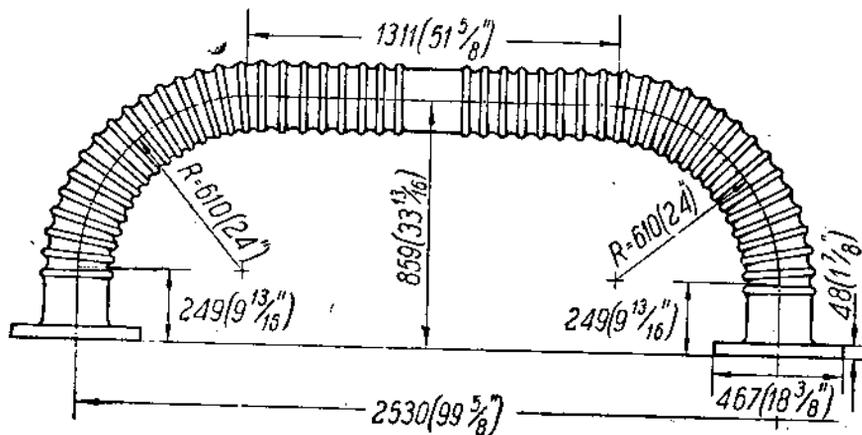
стенки и средний радиус поперечного сечения, но жесткость трубы принимается равной $E_p J$, где J — момент инерции эквивалентной гладкой трубы.

При расчете трубопроводов с участками из волнистых труб приведенная длина этих участков берется равной $l(1 + k_p)$, где l — действительная длина в сантиметрах вдоль оси трубы. Явление сплющивания при изгибе для участков из волнистых труб принимать во внимание не следует.



Фиг. 128. 14" волнистая труба.

Если приведенные длины участков из волнистых труб определены так, как указано выше, то при определении прогибов и сил для всего трубопровода жесткость, в соответствии с теорией, изложенной в предыдущих отделах, принимается равной жесткости EJ .



Фиг. 129. 10" волнистая труба (главные размеры гладких участков: наружный диаметр 10,36", толщина стенки 0,22, наружные диаметры волнистой части — 12,11" и 10,25").

При опытной проверке значений редуцированного модуля упругости Доннел для трубы с $r = 5,33"$, $t = 0,065"$, $b = 0,670"$, $h = 0,235"$ и $c = 0,735"$, имеющей волны типа промежуточного между V-образным и синусоидальным, но ближе ко второму, получил следующие результаты.

Редуцированный модуль упругости, вычисленный из опыта сжатия трубы силой, направленной вдоль оси, получился $106\ 000\ \text{кг/см}^2$ ($1\ 510\ 000$ ф/кв. дм), а из опыта на изгиб той же трубы $102\ 000\ \text{кг/см}^2$ ($1\ 450\ 000$ ф/кв. дм). Теоретическое же значение редуцированного модуля упругости E_p по формуле (101) для V-образных волн определилось в $158\ 000\ \text{кг/см}^2$ ($2\ 250\ 000$

ф/кв. дм), а по формуле (105) для синусоидальных волн $84\,500 \text{ кг/см}^2$ ($1\,200\,000 \text{ ф/кв. дм}$).

Метод Доннела пригоден, повидимому, для расчета гармоникообразных компенсаторов, работающих на сжатие при соответствующем характере волн. Что же касается волнистых труб, применяющихся в практике, то форма их складок существенно отличается от типов волн, разобранных Доннелом, как это видно из фиг. 128—129, дающих профиля действительных складок волнистых труб.

В заключение этого отдела приведем цифры по данным некоторых испытаний относительно действительной гибкости волнистых труб.

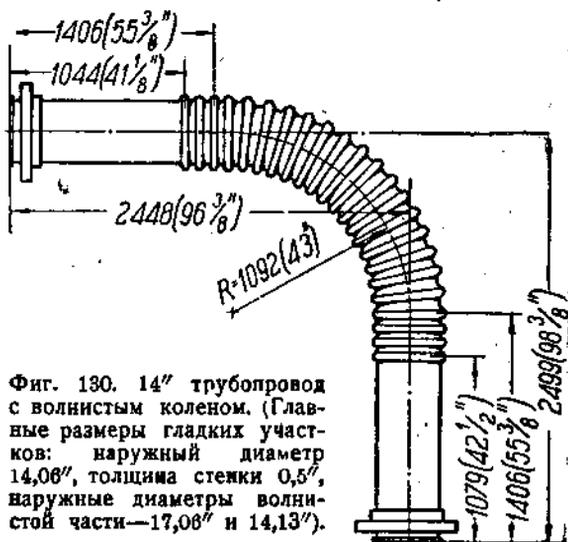
По опытам Коупа и Верта для труб с профилями фиг. 128 и 129 при диаметрах $10''$ (профиль фиг. 129) и $14''$ (профиль фиг. 128) получены при опытах на растяжение осевыми силами следующие данные.

Из опытов с $14''$ трубой отношение действительной деформации волнистой трубы к теоретической для гладкой того же размера составляло в среднем $6,5$, что соответствует $E_p = \frac{E}{6,5}$.

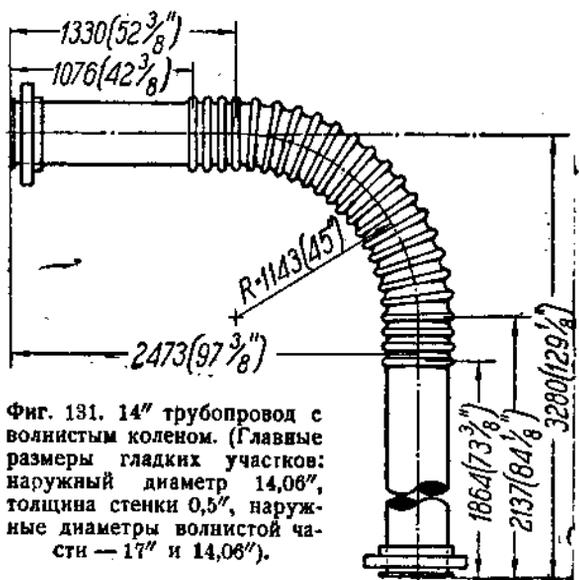
Для $10''$ трубы среднее отношение тех же деформаций составляло $5,7$, следовательно, $E_p = \frac{E}{5,7}$.

В табл. 23 дана сводка отношений опытных деформаций $14''$ волнистых колен, выполненных согласно фиг. 130 и 131, к теоретическим деформациям гладких труб тех же диаметров и с такими же толщинами стенок при одинаковых прочих размерах с испытанными волнистыми трубами.

Способы нагрузки 1—6, указанные в табл. 23, совпадают со способами при описанных выше опытах (см. предыдущий параграф) с гладкими и складчатыми трубами.



Фиг. 130. $14''$ трубопровод с волнистым коленом. (Главные размеры гладких участков: наружный диаметр $14,06''$, толщина стенки $0,5''$, наружные диаметры волнистой части— $17,06''$ и $14,13''$).



Фиг. 131. $14''$ трубопровод с волнистым коленом. (Главные размеры гладких участков: наружный диаметр $14,06''$, толщина стенки $0,5''$, наружные диаметры волнистой части— $17''$ и $14,06''$).

ТАБЛИЦА 23.

Сводка результатов испытания волнистых колен

Волнистое колено (фиг. 130)				Волнистое колено (фиг. 131)			
Способ нагрузки	Пределы изменения сил в англ. фунтах	Отношение опытной деформации волнистого колена к теоретической для гладкого		Способ нагрузки	Пределы изменения сил в англ. фунтах	Отношение опытной деформации волнистого колена к теоретической для гладкого	
		по оси x^1 или по оси z	по оси y			по оси x^1 или по оси z	по оси y
1	600—3 000	2,2—2,5 ср. 2,2	2,3—2,6 ср. 2,3	1	1 000—5 000	1,6—1,8 ср. 1,7	2,2—2,4 ср. 2,3
2	600—3 600	1,8—2 ср. 1,9	2,1—2,5 ср. 2,16	2	1 000—5 000	1,8—1,9 ср. 1,8	1,7—1,8 ср. 1,7
3	1 000—4 000	2,5 ср. 2,5	2,1—2,4 ср. 2,2	3	1 000—5 000	1,2—1,4 ср. 1,3	1,8—1,9 ср. 1,8
4	600—3 000	2,3—2,8 ср. 2,4	—	4	1 000—4 000	1,9 ср. 1,9	—
5	1 000—4 000	2,2—2,3 ср. 2,3	—	5	1 000—4 000	2—2,1 ср. 2	—
6	1 000—3 000	4,6—4,7 ср. 4,65	—	6	1 000—4 000	3,2—3,7 ср. 3,35	—

Примечание: При способах нагрузки 3, 5 и 6 плечо момента во всех случаях 72".

Как видно, при способах нагрузки 1—5 гибкость волнистых колен приблизительно в два раза превышала теоретическую гибкость гладких тех же размеров.

На фиг. 132 приведен U-образный компенсатор из 14" волнистой трубы, а на фиг. 133—результаты его испытания.

Способ нагрузки указан на фиг. 133.

По результатам этого опыта гибкость испытанного компенсатора в направлении действия сил (по оси x) оказалась в 2,9 раза больше гибкости гладкого; в направлении же, перпендикулярном силам (по оси y)—в 2,7 раза.

Далее в табл. 24 приведена сводка результатов изгиба 10" волнистой U-образной трубы фиг. 129 силами:

- а) перпендикулярными свободному концу в плоскости оси трубы;
- б) направленными по касательной к свободному концу;
- в) силой, приложенной перпендикулярно свободному концу и плоскости оси трубы (способ 4).

Попрежнему даны отношения опытных деформаций к теоретическим для гладкой трубы тех же основных размеров.

Как видно из табл. 24, гибкость 10" волнистой трубы фиг. 129 значительно превосходит гибкость гладкой.

Наконец по опытам с 14" волнистой прямой трубой фиг. 128 при испытании на изгиб силой в пределах 600—3600 англ. фунтов гибкость оказалась в 5,1 раза больше теоретической для гладкой трубы; при изгибе

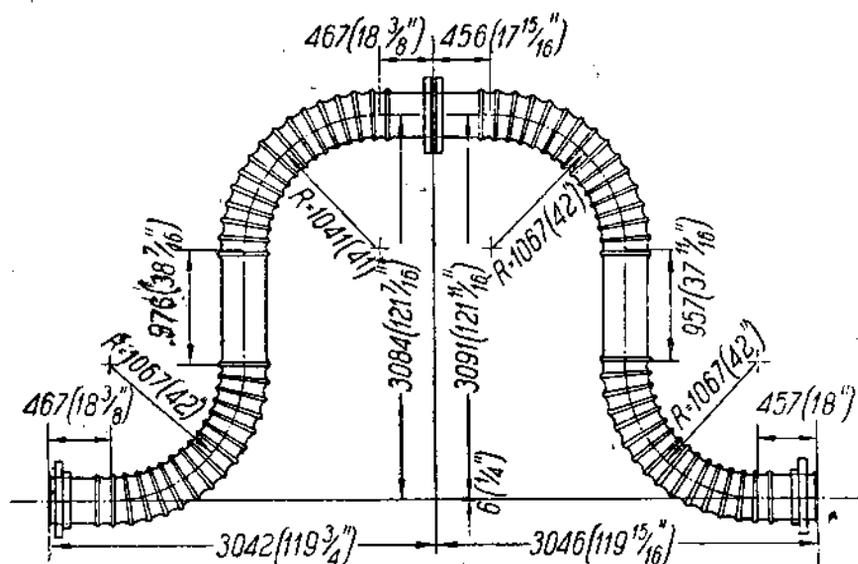
¹ Деформации по оси x соответствуют способам нагрузки 1—3, а деформации по оси z —способам нагрузки 4—6.

ТАБЛИЦА 24

Сводка результатов опытов с 10'' волнистой
U-образной трубой (фиг. 129)

Способ на- грузки	Пределы из- менения сил в англ. фун- тах	Отношение опытных дефор- маций к теоретическим для гладкой трубы		
		по оси x	по оси y	по оси z
1	100—600	4—4,7 ср. 4,2	4,1—5,1 ср. 4,25	—
2	100—600	4,5—5,0 ср. 4,7	5,1 ср. 5,1	—
4	100—600	—	—	6,1—6,2 ср. 6,15

моментом, приложенным к свободному концу, — в 5,2 раза больше гибко-
сти гладкой, а при опыте на кручение жесткость волнистой оказалась
в 1,1 раза больше жесткости гладкой.

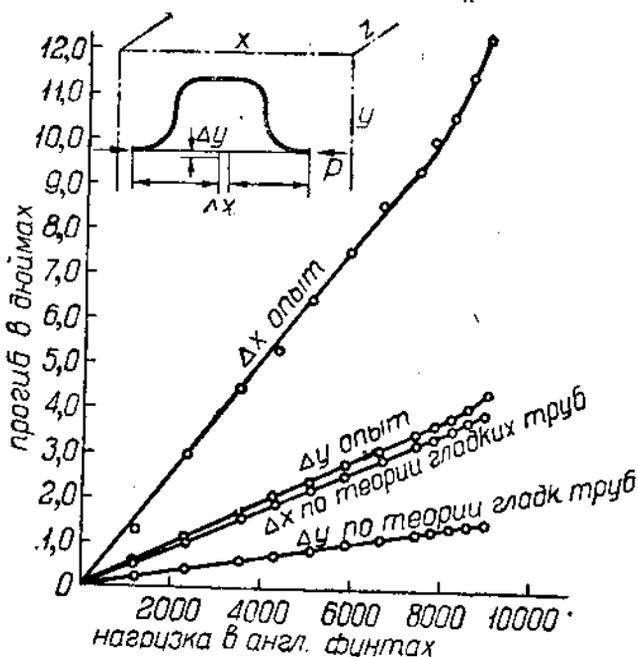


Фиг. 132. U-образный компенсатор из волнистой трубы. (Главные размеры
гладких участков: наружный диаметр 14,08'', толщина стенки 0,5'').

Опыты Коупа и Верта с волнистыми трубами, хотя и не позволяют
сделать выводы общего характера, все же дают достаточное представление
об их гибкости по сравнению с гладкими трубами.

Если принять, что гибкость волнистой трубы в n раз превышает гиб-
кость гладкой, то расчет трубопроводов с волнистыми трубами можно
вести, пользуясь указанными выше методами для гладкотрубных трубопро-
водов, но вводя в расчетные выражения для участков из волнистых труб
пониженное значение жесткости: вместо EJ для гладких одинакового раз-

мера надо брать $\frac{EJ}{n}$. Очевидно, это равноценно принятию для участков с волнистыми трубами коэффициента жесткости $\frac{1}{n}$.



Фиг. 133. Результаты испытания компенсатора фиг. 132.

ГЛАВА VIII.

РУКОВОДЯЩИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ.

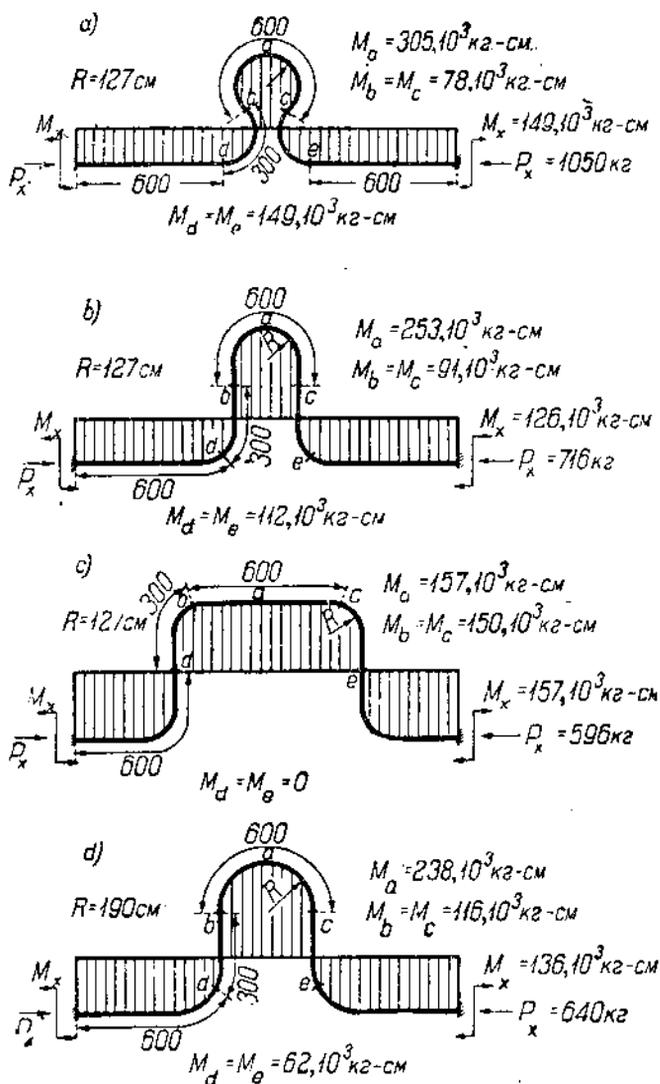
1. Основные принципы проектирования.

Ниже приводятся основные принципы, которых надо придерживаться при проектировании трубопроводов. В виду того, что отдельные вопросы ранее уже были подробно разобраны, указания даются в сжатой форме.

1. При проектировании трубопровода необходимо, учитывая местные условия, придавать ему такую форму, чтобы при наименьшей длине труб получить наибольшую эластичность. Насколько возможно, следует избегать применения специальных типов компенсаторов, проектируя трубопровод так, чтобы он сам справлялся с расширениями, возникающими в нем при рабочей температуре, иначе говоря, чтобы *вся труба в целом являлась компенсатором* и чтобы все его части принимали участие в компенсации термических расширений.

Целесообразность этого положения следует из того, что стоимость специальных типов компенсаторов высока (для высоких же давлений их и не имеется), а компенсирующая способность их значительно меньше по сравнению с той, которая может быть достигнута при рациональной конфигурации для всего трубопровода в целом.

2. Как уже отмечалось выше,¹ промежуточные опоры, стесняющие свободное расширение трубопровода, ведут к повышению сил и напряжений. Для получения максимальной эластичности расположение и тип опор надо выбирать такими, чтобы возможны были все перемещения, могущие полу-



Фиг. 134. Различные варианты выполнения трубопровода при одинаковом расстоянии между мертвыми точками и одной и той же развернутой длине труб.

читься в результате температурных деформаций трубопровода. С этой целью после определения реактивных сил и моментов необходимо установить

¹ Раздел 6 главы II, раздел 9 главы IV.

величины и направление перемещений сечений, соответствующих опорам, а затем уже намечать тип опор.

3. При заданном расположении фикспунктов конфигурация трубопровода должна выбираться такой, чтобы максимум его участков работал при невысоких допустимых напряжениях.

На фиг. 134 приведено 4 примера выполнения трубопровода при одном и том же расстоянии между мертвыми точками, равном 1560 см; общая развернутая длина труб во всех вариантах также одна и та же (2400 см). Во всех 4 случаях трубопроводы составлены из трех труб по 600 см и двух кусков по 300 см.

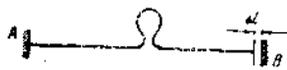
Условный диаметр труб 250 см, момент инерции $J = 7260 \text{ см}^4$. В первых трех вариантах радиус дуговых участков один и тот же: $R = 127 \text{ см}$, в четвертом случае $R = 90 \text{ см}$.

Вылет в варианте *a*) с лирообразным компенсатором $H = 432 \text{ см}$ в вариантах *b*) и *c*) $H = 529 \text{ см}$, в варианте *d*) $H = 584 \text{ см}$.

Коэффициент трубы $h = 0,855$ для вариантов *a*), *b*) и *c*); коэффициент жесткости $k = 0,525$; в варианте *d*) $h = 1,3$ и $k = 0,7$.

Величина расширения $\Delta x = 7 \text{ см}$ для всех 4 вариантов определена с учетом повышения температуры трубопровода на 375°C . Модуль упругости при рабочей температуре принят $1,76 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$.

Величины изгибающих моментов, возникающих в отдельных сечениях трубопроводов, в рабочих условиях указаны на фиг. 134.



Фиг. 135.

Как видно из разобранных 4 вариантов, наиболее выгодным с точки зрения величин и распределения изгибающих моментов является случай *c*). По занимаемым габаритам наиболее выгоден трубопровод варианта *a*).

4. Соединения отдельных звеньев трубопровода надо располагать так, чтобы изгибающие моменты в сечениях, им соответствующих, были возможно меньше.

Вообще говоря, соединения следует располагать вблизи точек, где изгибающие моменты равны нулю. Эти сечения легко выявить, если построена диаграмма суммарных моментов. Далее при заданной длине труб число соединений должно быть сведено до минимума.

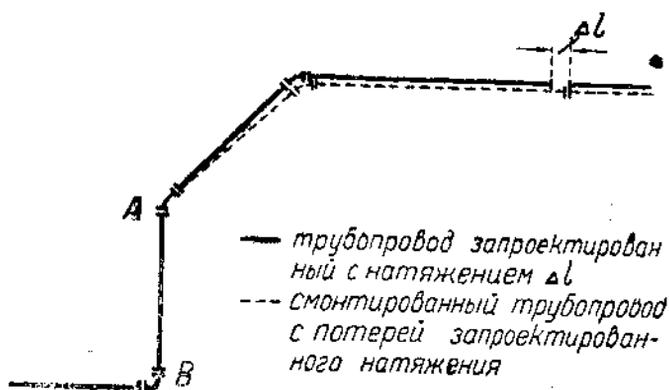
Важность выполнения только что указанного условия следует хотя бы из того, что случаи повреждения стенок труб чрезвычайно редки, в то время как повреждения стыков и течи составляют обычное явление в трубопроводах теплосиловых установок, в особенности сразу после монтажа.

Это положение находится в известном противоречии с принципом п. 3. Из конфигураций, разобранных в предыдущем примере (фиг. 134), наиболее выгодными с точки зрения величин моментов в соединениях являются трубопроводы *b*) и *d*), которые по выгоде — с точки зрения величин наибольших моментов — стоят ниже варианта *c*).

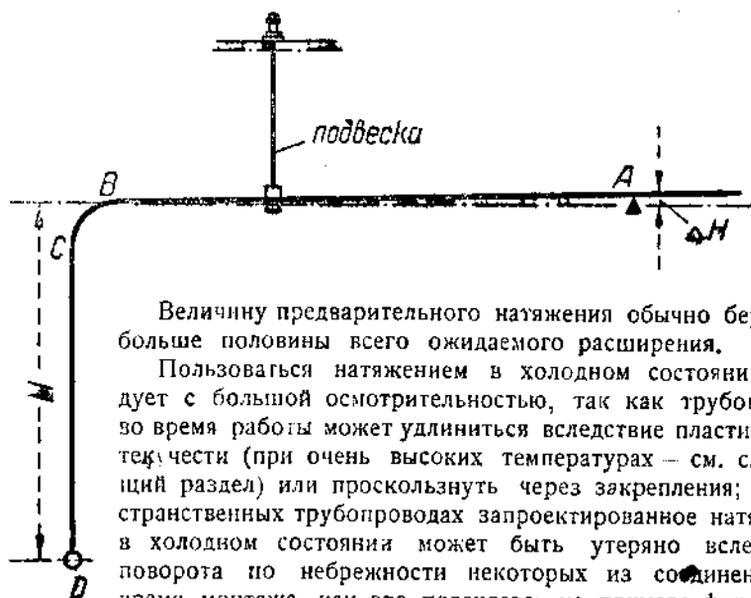
5. Для понижения величин реакций и напряжений, возникающих в трубопроводе при рабочей температуре, целесообразно применять натяжение в холодном состоянии (англ. — cold spring, нем. — vorspannung). Сущность этого приема поясняется на следующем примере.

Пусть для трубопровода согласно фиг. 135 величина термического расширения, определенная по расстоянию между фикспунктами *A* и *B*, повышению температуры и коэффициенту линейного расширения материала, равна Δx сантимеграм. Если трубопровод выполнить короче на некоторую величину $\Delta l < \Delta x$, но при монтаже скомпенсировать недостающую длину

за счет растяжения компенсатора, имеющегося в трубопроводе, то в последнем при рабочей температуре возникнут меньшие реакции и напряжения, чем при отсутствии предварительного натяжения. Действительно, величины сил и напряжений при рабочих условиях будут определяться не полным расширением Δx , а только разностью $\Delta x - \Delta l$.



Фиг. 136.



Величину предварительного натяжения обычно берут не больше половины всего ожидаемого расширения.

Пользоваться натяжением в холодном состоянии следует с большой осмотрительностью, так как трубопровод во время работы может удлиняться вследствие пластической текучести (при очень высоких температурах — см. следующий раздел) или проскользнуть через закрепления; в пространственных трубопроводах запроектированное натяжение в холодном состоянии может быть утеряно вследствие поворота по небрежности некоторых из соединений во время монтажа, как это поясняется на примере фиг. 136;¹ поворот в сечениях A или B может привести к полной потере запроектированного натяжения.

Фиг. 137.

По указанным причинам эффект от натяжения в холодном состоянии может получиться меньше ожидаемого; поэтому более осторожные проектировщики трубопроводов вовсе не учитывают эффекта, который оно может дать.

¹ Заимствован у Крокера, „Power“ 1926.

6. Несмотря на применение перегретого пара при остановке приемников (первичных двигателей и пр.) имеет место конденсация пара в паропроводах. Во избежание гидравлических ударов при последующем пуске приемников паропроводы должны вполне надежно дренироваться, для чего их проектируют с уклоном в сторону течения пара. При выборе уклона необходимо считаться с возможностью его изменения в рабочей и состоянии вследствие расширения трубопровода. Например, в паропроводе фиг. 137 опора А должна быть расположена на таком уровне, чтобы превышение ее ΔH над горизонтальной прямой, проведенной через точку В, сопряжения прямого участка АВ с коленом ВС, удовлетворяло во всяком случае условию:

$$\Delta H > \alpha t_1,$$

где

H — размер участка по вертикальному направлению;

α — коэффициент линейного расширения материала трубопровода;

t_1 — рабочая температура (точнее превышение рабочей температуры над температурой при монтаже).

Для вполне надежного отвода конденсата разность

$$\Delta h = \Delta H - \alpha t_1$$

должна быть в пределах, обеспечивающих достаточный уклон паропровода при рабочих условиях (раздел 5 главы II).

Изменение уклона трубопровода при нагревании, очевидно, может иметь место только в горизонтальных участках, непосредственно соприкасающихся с вертикальными. В трубопроводах, ось которых целиком лежит в горизонтальной плоскости, уклон с температурой не меняется.

Пружинные опоры и подвески надо подбирать с достаточно эластичными пружинами для поглощения расширения трубопроводов в вертикальном направлении и для уравновешивания их собственного веса (раздел 6 главы II).

2. О допустимых напряжениях при повышенных температурах.

При проектировании трубопроводов, предназначенных для работы с повышенными температурами (свыше 375°C), весьма серьезным является вопрос о допустимых напряжениях вследствие резкого изменения физических свойств металлов при высоких температурах.

На фиг. 138 приведена диаграмма типичных испытаний на растяжение углеродистой стали среднего качества, произведенных над серией практически одинаковых образцов при температурах, изменявшихся в пределах от 20 до 500°C . Как видно из кривых, временное сопротивление растет с повышением температуры до 250°C , но при дальнейшем ее возрастании начинает падать. Что касается относительного удлинения, то оно падает с ростом температуры до 250°C , а при более высоких ее значениях быстро возрастает. Следовательно, падение прочности при высоких температурах сопровождается параллельным ростом пластичности материала.

Сходным образом ведут себя при повышенных температурах и другие металлы.

Но кроме понижения прочности, при температурах свыше приблизительно 375°C при выборе рабочих напряжений приходится считаться еще с явлением так называемого *крипа* или *пластической текучести металлов*. Остановимся на этом явлении несколько подробнее.

Крип обнаруживается в металлах, подверженных длительной нагрузке, вызывающей напряжения, превышающие некоторую предельную величину, зависящую в свою очередь от рабочей температуры. Крип есть постепенно

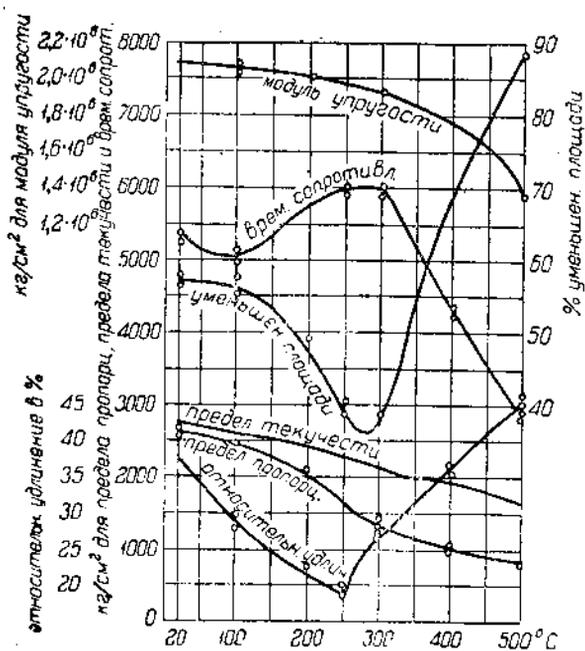
возрастающая деформация (удлинение под действием растягивающих усилий), продолжающаяся под нагрузкой до тех пор, пока внезапно не произойдет разрушения. В общем нагрузка, которую можно поддерживать без возникновения крипа значительной величины, падает с увеличением температуры.

Самый факт, что металлы подвержены крипу или пластической текучести, когда они находятся под сильными напряжениями, не является открытием последних лет, но до перехода на высокие давления и температуры это обстоятельство для практики не имело серьезного значения. Необходимо подчеркнуть, что высокие давления, если они не сопровождаются высокими температурами, не вызывают осложнений при конструировании и выборе подходящих металлов. Известны установки, в которых трубопроводы, транспортирующие воду или воздух при температурах атмосферного воздуха, находясь под давлением до 200 ат; затруднения появляются только в случаях, если металл одновременно находится под действием высоких температур.

В настоящее время изучение свойств металлов при повышенных температурах является предметом исследования целого ряда авторитетных организаций и отдельных металлургов.

Природа крипа лучше всего может быть пояснена ссылкой на графическое изображение результатов типичных испытаний, приведенных на фиг. 139, произведенных над одинаковыми образцами при постоянной температуре около 540°С (1000° F), но при различных нагрузках. Кривые позволяют выделить три этапа текучести: 1) первоначальный крип, 2) вторичный крип, протекающий со скоростью несколько меньшей, чем в первый и третий периоды, и 3) конечный быстрый крип непосредственно перед разрывом образца. Пренебрегая мелкими несоответствиями, неизбежными при испытаниях предположительно одинаковых образцов, из рассмотрения кривых можно сделать вывод, что скорость крипа в первой и второй стадии больше с увеличением основной нагрузки. В третьем периоде картина представляется приблизительно одинаковой независимо от нагрузки.

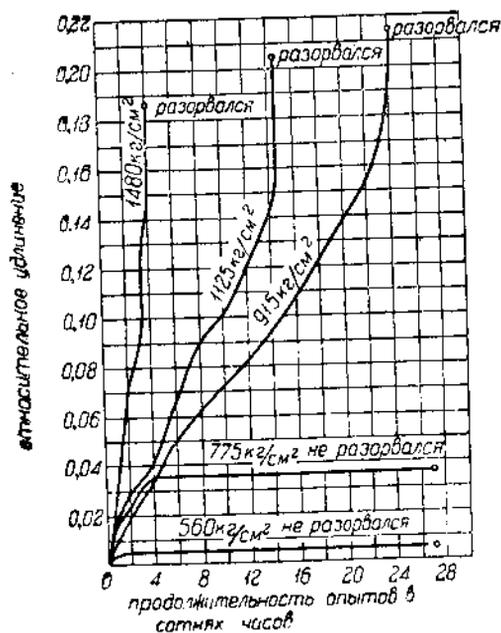
Некоторые исследователи (например Бейли) считают, что крип имеет место при любых температурах, но скорость крипа так быстро падает с понижением рабочей температуры, что с явлением пластической текучести при температурах ниже некоторой определенной величины можно не считаться. Согласно этой теории, при обычной температуре и несколько выше ее



Фиг. 138. Изменение физических свойств углеродистой стали при повышении температуры.

крип настолько мал, что физические свойства металла можно считать постоянными, в то время как при более высоких температурах скорость крипа при тех же нагрузках становится уже заметной, а при дальнейшем повышении температуры достигает значительных величин.

Длительность службы при повышенных температурах растет с уменьшением нагрузки, причем при небольших нагрузках (точнее напряжениях в металле) после значительной первоначальной текучести наступает стабильное состояние, характеризующееся либо непрерывным крипом небольшой скорости, либо полным отсутствием заметных деформаций.



Фиг. 139. Результаты продолжительных испытаний на крип хромоникелевой стали при температуре 540° (1000° F).

Состав стали: 0,31% С, 0,38% Si, 0,76% Mn, 0,78% Cr, 1,95% Ni (нормализация при 950° С, температура волочения 600° С).

температуры отжига; при отжиге происходит вторичная кристаллизация, аннулирующая результаты наклепа.

При повышенных температурах имеют место одновременно наклеп и смягчение металла, иначе говоря, наклеп непрерывно уничтожается отжигом под влиянием высокой температуры, вследствие чего за первоначальным крипом следует непрерывная постоянная по величине пластическая деформация, скорость которой зависит от условий опыта — температуры и величины напряжений, причем с уменьшением последних скорость нарастания деформаций также падает. Поэтому при температурах, при которых наклеп аннулируется смягчением, основным критерием является вторичная скорость крипа; продолжительная служба любой детали при таких температурах возможна лишь при условии, что скорость крипа во второй стадии невелика.

Путем испытания на растяжение при высоких температурах можно установить величины тех напряжений, при которых скорость вторичной

Крип не происходит непрерывно при температурах, при которых имеет место явление наклепа (повышение жесткости под влиянием пластических деформаций); это можно считать прекратившимся в большинстве подобных случаев после значительной первоначальной текучести. При таких температурах выбор рабочего напряжения зависит только от величины допустимого первоначального крипа.

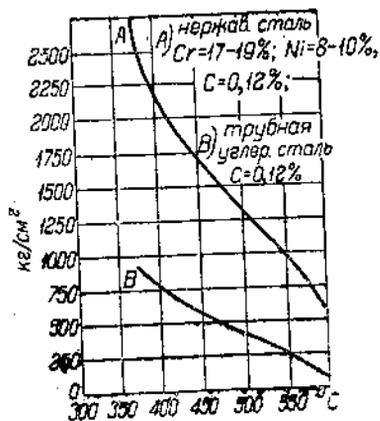
Резкое понижение скорости крипа в конце первого периода, иллюстрируемое кривыми фиг. 139 для малых нагрузок, видимо, объясняется явлением наклепа.

Наклеп, как известно, происходит в результате изменения кристаллической структуры металла; известно также, что наклеп может быть устранен путем отжига в течение некоторого периода, продолжительность которого зависит от тем-

деформации получается практически ничтожной. Это напряжение носит название „долговременного сопротивления“ (англ. — Limiting creep stress, нем. — Dauerstandfestigkeit).

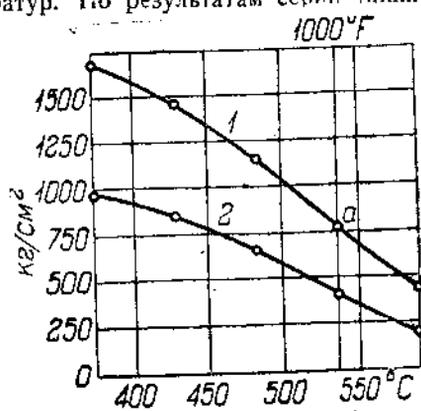
При полном исследовании свойств металлов при высоких температурах нужно было бы произвести целый ряд испытаний, подобных иллюстрированным на фиг. 139 для различных температур. По результатам серий таких испытаний можно было бы построить кривые типа, изображенного на фиг. 140 (точка *a* кривой для хромоникелевой стали фиг. 140 соответствует кривой фиг. 139 для напряжения 775 кг/см²). Далее можно было бы построить и ряд других кривых, как, например, кривые максимальных допустимых напряжений без деформаций и т. д. Подобные определения имеют небольшое практическое значение, так как в действительности не существует абсолютного раздела между максимальными допустимыми напряжениями без деформаций и с заметными деформациями. Кроме того, если бы испытания были продлены на больший период времени, возможно, что появились бы ощутимые деформации и при невысоких напряжениях. Поэтому задача выбора напряжений сводится к определению таких величин, которые не приводили бы к недопустимым деформациям за время полезной службы оборудования.

На фиг. 141 приведены две кривые: *B* — для применяемой в США для изготовления труб углеродистой стали и *A* — для хромоникелевой стали, позволяющие определить напряжения, при которых деформации не будут превосходить указанных на фиг. 141 значений.



Фиг. 141. Максимальное допустимое напряжение с умеренной деформацией для обычной в США трубной стали и хромоникелевой при повышенных температурах.

За 4000 час испытания — удлинение 0,75%.



Фиг. 140. Максимальное допустимое напряжение с умеренной деформацией для литой хромоникелевой (1) и углеродистой сталей (2).

Какой величины крип может быть допущен в оборудовании за время полезной службы, прежде чем его придется выбросить за изношенностью, является весьма важным вопросом, по которому имеется недостаточное количество опытных данных.

Умеренной величины крип в некоторых случаях может привести к понижению напряжений по сравнению с теми, которые имели бы место, если бы металл реагировал вполне эластично.

В практике имели место случаи с трубопроводами перегретого пара, подвергнутыми предварительному растяжению в холодном состоянии в период монтажа, когда после некоторого периода работы при их разборке наблю-

далось исчезновение предварительного натяжения. Отсюда можно сделать вывод, что напряжения могут снизиться до известной степени вследствие пластической текучести металлов.

Бейли в своей работе отмечает, что там, где имеет место крип, напряжения в металле должны анализироваться скорее с точки зрения пластических деформаций, а не эластичных; на этом основании он предлагает для подобных случаев несколько формул.

Не вдаваясь в дальнейшее изложение этого весьма серьезного вопроса, отметим общий метод, который можно было бы применить для определения допустимых напряжений.

Предположим, что крип, приводящий к увеличению диаметра трубопровода, скажем на 5% за время его полезной службы, был бы принят как допустимый. При трубопроводе с диаметром в 250 мм допустимое возрастание диаметра составило бы 12,5 мм. Срок службы оборудования теплосиловой станции — около 20 лет, поэтому рабочее напряжение надо было бы взять таким, чтобы общий крип не превзошел 5% за 20 лет; общий крип представлял бы сумму указанных выше первоначальной и вторичной текучести.

Взятые нами цифры только поясняют метод, и на них нельзя смотреть как на применимые на практике.

Один из крупных американских специалистов Мартэн (Martin) в своей работе¹ пишет следующее:

„Кратковременные опыты на растяжение (материала) труб, фасонных частей и пр. показывают общее удлинение до разрыва в 25% и более. Приблизительно 10% удлинения имеет место до образования заметного сужения сечения. Если общая деформация поддерживается ниже этой величины, то опасность разрушения мала. Если предположить, что разрушение при наличии крипа произойдет приблизительно при том же общем удлинении, как и в случае разрыва при обычных кратковременных опытах на растяжение при температуре, при которой материал расширяется, общее увеличение окружности трубы в 5—6% может быть допущено надежно. Общий крип в 5% в 200 000 часов должен дать увеличение диаметра в 0,5" для 10" трубы, которое не должно иметь практического значения. Действительно, допустимый крип поэтому должен быть меньше, чем минимально необходимый с точки зрения надежности. Рабочий предел в 2—3%, вероятно, может быть допущен“.

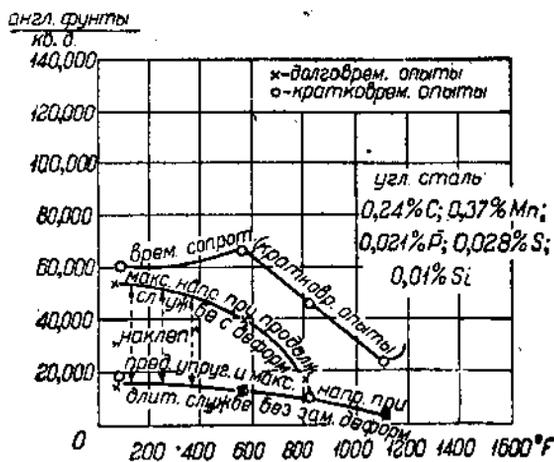
Бауман рекомендует на основании своего опыта принимать для паропроводов относительную среднюю скорость крипа 10^{-7} в час. Следовательно, по Бауману общая деформация за 200 000 часов может быть допущена в 2%.

Для болтов по Бауману допустима меньшая скорость крипа — 10^{-8} в час.

Для расчета по изложенному наиболее правильному методу необходимо иметь результаты длительных испытаний на крип применяемых материалов. Но постановка такого рода опытов связана с большими трудностями как вследствие их продолжительности, так и по причине затруднительности точного измерения малых величин деформаций; имеет значение также и высокая стоимость постановки испытаний на крип. Перечисленными причинами объясняется недостаточность вполне надежных данных, которые могли бы быть положены в основу расчетов.

¹ Выдержка из „Metallurgical Requirements for High Temperature Steam Piping by Martin“; см. Harding, „Steam Power Plant Engineering“, 1932

Большой интерес представляют попытки заменить испытания на крип более простыми и непродолжительными опытами, которые дали бы возможность судить приблизительно о поведении материалов при длительной работе при повышенных температурах. Из таких попыток надо отметить предложенные рядом выдающихся металлургов кратковременные испытания металлов, преследующие цель определения предела пропорциональности при рабочей температуре. На фиг. 142 приведены кривые подобных опытов, произведенных с листовой углеродистой сталью, с содержанием $C = 0,24\%$ при разных температурах. Как видно из фиг. 142, точки минимального допустимого напряжения без заметных деформаций, определенные путем длительных испытаний на крип, укладываются в одну кривую с точками, соответствующими пределу пропорциональности из кратковременных опытов при высоких температурах.



Фиг. 142. Сравнение результатов кратковременных опытов на растяжение при высоких температурах с данными из длительных опытов на крип.

0,24% углеродистая листовая сталь толщиной 1", горячей прокатки.

Несмотря на обширные исследования, как пров денные, так и ведущиеся в настоящее время, все же нет еще достаточных оснований для заключения, что определение

предела пропорциональности путем кратковременных опытов является достаточно удовлетворительной заменой опытов на крип.

Вышеизложенное имеет целью дать краткую характеристику того положения, в котором находится разработка вопроса о допустимых напряжениях при высоких температурах. Из изложенного следует, что вполне надежных данных можно ожидать только в будущем; в настоящее же время имеющимися материалами надо пользоваться с большей осторожностью.

Более подробные сведения по затронутым вопросам можно найти в специальной литературе.

ТАБЛИЦА 25
Рабочие напряжения для барабанов котлов и других аппаратов, конструируемых из простой углеродистой стали

Рабочая температура °C	Допустимые напряжения в кг/с.² при минимальных значениях временного сопротивления кг/см.²				
	3 180	3 520	3 860	4 220	5 270
370	630	700	770	840	1 050
400	580	640	700	790	910
425	460	515	560	630	720
450	380	425	475	520	585
480	320	340	385	395	420
510	225	250	280	280	280

В заключение приведем те немногочисленные данные, которые используются при проектировании оборудования теплосиловых установок. В табл. 25 указаны значения допустимых рабочих напряжений для углеродистых сталей, рекомендованные A. S. M. E. Boiler Code для барабанов котлов и других аппаратов, работающих при высоких температурах, и пригодные также для трубопроводов.

В Германии при определении допустимых напряжений при температурах выше 350°С исходят из предела текучести при рабочей температуре. Напряжение берется ниже предела текучести при указанных условиях, причем коэффициент запаса

$$n = \frac{\text{предел текучести при рабочей температуре}}{\text{допустимое напряжение}}$$

принимается:

для труб	≥ 2,5
„ фланцев	≥ 3
„ болтов	≥ 3,5
„ стального литья	≥ 3.

Нормы Объединения владельцев крупных паровых котлов 1930 г. предписывают в обязательном порядке указывать для поставляемого материала гарантированный предел текучести при рабочей температуре.

В табл. XVI приложений приведены значения предела текучести при разных температурах для нормальных и специальных сталей, применяемых в Германии для трубопроводов перегретого пара.

Большинство испытаний металлов при высоких температурах произведены над растягиваемыми образцами. Что же касается испытаний при сложных напряжениях, то эта область является еще менее исследованной, что заставляет подходить к вопросу о выборе напряжений в подобных случаях весьма осмотрительно.

Литература по крипу¹

(К разделу 2 главы VIII)

- Бейли, Ползучесть металлов (крип). „Тепло и сила“, № 8—9, 11 за 1930 г.
- Dickenson, The Flow of Steels at a Red Heat, Engineering, 1922 стр. 326.
- Lea, Tensile Tests of Materials at High Temperatures. „The Engineer“ (London) 1923 стр. 182.
- White and Clack, Properties of Ferrous Metals at Elevated Temperatures. „Trans. ASME“, 1927, vol. 49.
- Malcolm, What the Limiting Temperature in Central Station Operation. „Mechan. Engineering“, 1928, стр. 137.
- Bailey, Creep of Steel Under Simple and Compound Stresses. „Engineering“, январь — июнь, 1930, стр. 285 и 327.
- Everett, Strength of Materials Subjected to Shear at High Temperatures. „Trans. ASME“, A-P-M 53, 10, 1931.
- Baumann, Some Considerations Affecting the Future Development of the Steam Cycle. „Engineering“, июль — декабрь 1930, стр. 597, 661, 723.
- Hatfield, Permanence of Dimensions Under Stress at Elevated Temperatures „Engineering“, ноябрь 7, 1930.
- Barr and Bardgett, An Accelerated Test for the Determination of the Limiting Creep Stress of Metals. „Engineering“, март 4, 1932.
- Bailey and Roberts, Testing of Materials for Service in High-Temperature Steam Plants. „Engineering“, март 4, 1932.
- Nadal Plasticity, Mc Graw-Hill. Book Co, New-York, 1931.
- Lea and Parker The Effect of Temperature on Some of the Physical Properties of Metals, „Engineering“, январь 1932
- Gleason and Cullough, Applications of Creep Tests. „Trans. ASME“, APM-55-12, 1933.
- Vetty, Factors Affecting Choice of Working Stresses for High Temperature Service, „Trans. ASME“, APM-55-12, 1933.

¹ Приведенный список содержит только наиболее серьезные работы и не претендует на исчерпывающую полноту.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Вывод выражения редуцированного модуля упругости E_p по Доннелу
(К разделу 2 главы VII)

Здесь приводится вывод выражения E_p для труб с волнами, образованными из полуокружностей (фиг. 126).

Если высота полуволны мала по сравнению со средним радиусом трубы r и материал обладает одинаковыми свойствами при растяжении и сжатии, то без большой ошибки можно допустить, что точки A и A_1 при действии на трубу сил P , направленных вдоль оси, не будут смещаться в радиальном направлении; точки A и A_1 можно рассматривать в данном случае как точки перегиба, и задача может быть сведена к исследованию условий равновесия элементарной полоски, выделенной двумя плоскостями MN и M_1N_1 с малым углом α между ними (фиг. 126). Полоска находится под действием осевой силы $\frac{\alpha P}{2\pi}$ и под влиянием упругих резкий, пропорциональных смещениям отдельных элементов в вертикальном направлении (по радиусам трубы).

Если какой-нибудь элемент полоски сместится на величину v в вертикальном направлении, то относительное удлинение окружности, проходящей через центр тяжести элемента, будет, очевидно,

$$e = \frac{v}{r + \rho} \approx \frac{v}{r},$$

так как по предположению ρ мала по сравнению с r .

Соответствующее напряжение

$$\delta = \frac{v}{r} E.$$

Растягивающие силы на единицу длины полоски

$$P' = \frac{E t v}{r}.$$

Силы такой величины появляются с обеих сторон полоски.

Результирующая сила, равная геометрической сумме составляющих, будет направлена по радиусу, причем ее величина

$$P_r = 2P' \sin \frac{\alpha}{2} \approx 2P' \frac{\alpha}{2} = \frac{E t v \alpha}{r} = k v, \quad (a)$$

где обозначено

$$k = \frac{E t \alpha}{r}. \quad (6)$$

Рассмотрим теперь отдельно условия равновесия полуволны (фиг. 143). Под действием изгибающих моментов полоска деформируется так, как указано на фиг. 143.

Если элемент полоски длиной $\rho d\vartheta$ повернется на угол θ , то смещение dv в вертикальном направлении, очевидно, будет:

$$dv = \theta \rho d\vartheta \sin \theta,$$

откуда

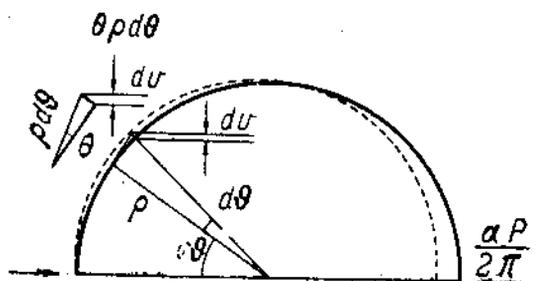
$$\theta = \frac{1}{\rho \sin \theta} \cdot \frac{dv}{d\vartheta}. \quad (в)$$

Поворот на угол θ происходит вследствие изгиба полоски, а изменение в θ , отнесенное к длине $\rho d\vartheta$ (другими словами, относительное угловое смещение двух концов элемента), так же как при изгибе прямой балки,

$$d\theta = \frac{M}{EJ} \rho d\vartheta.$$

Отсюда, принимая во внимание уравнение (в), найдем:

$$M = \frac{EJ}{\rho} \cdot \frac{d\theta}{d\vartheta} = \frac{EJ}{\rho^2} \frac{d \left(\frac{1}{\sin \theta} \cdot \frac{dv}{d\vartheta} \right)}{d\vartheta}.$$



Фиг. 143.

Изгибающий момент равен нулю на концах полоски, и мы можем положить:

$$M = \frac{EJ}{\rho^2} \sum a_n \sin n\vartheta, \quad (г)$$

где, из условия симметрии, n может иметь только нечетные значения. Из сопоставления с предыдущим выражением:

$$\sum a_n \sin n\vartheta d\vartheta = d \left(\frac{1}{\sin \theta} \cdot \frac{dv}{d\vartheta} \right).$$

Интегрируя обе половины, имеем:

$$-\sum \frac{a_n}{n} \cos n\vartheta = \frac{1}{\sin \theta} \cdot \frac{dv}{d\vartheta} + C_1.$$

При $\vartheta = \frac{\pi}{2}$ имеем:

$$\frac{dv}{d\vartheta} = 0,$$

откуда

$$C_1 = 0.$$

Далее

$$dv = -\sum \frac{a_n}{n} \sin \theta \cos n\vartheta d\vartheta.$$

Интегрируя еще раз, получаем:

$$v = -\frac{a_1}{2} \sin^2 \vartheta + \sum_{n=3}^{n=\infty} \frac{a_n}{2n} \left(\frac{\cos(n+1)\vartheta}{n+1} - \frac{\cos(n-1)\vartheta}{n-1} \right) + C_2 \quad (д)$$

При $\vartheta = 0$ или π

$$v = 0,$$

откуда

$$C_2 = - \sum_{n=3}^{n=\infty} \frac{a_n}{n(n^2-1)}.$$

Потенциальную энергию изгиба деформированной полоски можно выразить так:

$$U_1 = \int_0^\pi \frac{M^2 \rho d\vartheta}{2EJ} = \frac{EJ}{2\rho^4} \int_0^\pi \left(\sum a_n \sin n\vartheta \right)^2 d\vartheta = \frac{E \cdot r t^3 \pi}{48\rho^4} \sum a_n^2, \quad (е)$$

учитывая, что для полоски

$$J = \frac{\alpha r t^3}{12}.$$

Работа, совершенная против упругих реакций:

$$\left. \begin{aligned} U_2 &= \int_0^\pi \frac{k v^2 \rho d\vartheta}{2} = \frac{k\rho}{2} \int_0^\pi v^2 d\vartheta = \\ &= \frac{E t \alpha \rho}{8r} \int_0^\pi \left[-a_1 \sin^2 \vartheta + \sum_{n=3}^{n=\infty} \frac{a_n}{n} \left(\frac{\cos(n+1)\vartheta}{n+1} - \frac{\cos(n-1)\vartheta}{n-1} + \frac{2}{n^2-1} \right) \right]^2 d\vartheta = \\ &= \frac{E t \alpha \rho \pi}{16r} \left[2 \left(\frac{a_1}{2} - \sum_{n=3}^{n=\infty} \frac{2a_n}{n(n^2-1)} \right)^2 + \dots + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{a_n}{n(n+1)} - \frac{a_{n+2}}{(n+1)(n+2)} \right)^2 \dots \right] \end{aligned} \right\} \quad (ж)$$

Горизонтальное смещение вследствие изгиба полоски, исходя из (г):

$$\Delta = \int_0^\pi \frac{M \rho d\vartheta}{EJ} \rho \sin \vartheta = \frac{\pi}{2} a_1. \quad (з)$$

На основании начала возможных перемещений

$$\frac{\partial U_1}{\partial a_n} da_n + \frac{\partial U_2}{\partial a_n} da_n = \frac{\alpha P}{2\pi} \cdot \frac{\partial \Delta}{\partial a_n} da_n.$$

Разделив на da_n и подставив из уравнений (е), (ж) и (з) соответствующие значения, получим, положив $\gamma = \frac{\rho^4}{r t^3}$:

$$a_1 \left(\frac{1}{\gamma} + \frac{\rho}{4} \right) - \frac{a_3}{4} - 3 \sum_{n=5}^{n=\infty} \frac{2a_n}{n(n^2-1)} = \frac{6P\rho^3}{\pi E r t^3 \gamma} \quad (и)$$

$$\left[\frac{1}{3\gamma} + \frac{8}{n^2(n^2-1)^2} + \frac{2(n^2+1)}{(n-1)^2n^2(n+1)^2} \right] a_n - \frac{2a_1}{n(n^2-1)} + \frac{4}{n(n^2-1)} \sum_p \frac{2a_p}{p(p^2-1)} - \frac{a_{n+2}}{n(n+1)^2(n+2)} - \frac{a_{n-2}}{n(n-1)^2(n-2)} = 0, \quad (\kappa)$$

где p имеет все нечетные значения, кроме 1 и n .

Члены a_1, a_3, a_5 и т. д. быстро падают по величине.

Положив один из членов равным нулю, сумму остальных определим из выражения (к). Пользуясь уравнениями (з) и (и), найдем:

$$\Delta = \frac{3P\rho^3}{Er^3(1 + 2,25\gamma - 0,2\gamma^{1,3})}. \quad (\lambda)$$

Последний член в скобках, заменяющий сумму членов от $n=3$ до $n=\infty$, был найден эмпирически для значений γ от 0 до 100.

В уравнении (л) выражение в скобках в знаменателе характеризует степень влияния на прогиб упругих реакций, остальная часть формулы (л) дает Δ при их отсутствии.

Вводя значение Δ из (л) в уравнение (99), после несложных преобразований приходим к выражению (102) для k_p .

Формулы (104) и (105) для полуэллиптической и синусоидальных волн получены Доннелом без детального вывода по аналогии с уравнением (102).

Дополнения к примеру раздела 3 главы VI

Подсчет прогибов освобожденного конца в плоскости xz под действием системы P_x, M_x^{xz} (фиг. 113)

Сечение c , случ. VII, табл. 13:	$EJ_z = 450 \cdot 10^8 \cdot 158P_x = 71 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x
.. c .. X .. 20:	$EJ_z = 82 \cdot 10^8 \cdot 0,637 \cdot 158P_x = 8,25 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x
.. d .. I .. 13:	$EJ_z = 532 \cdot 10^8 \cdot 1000P_x = 532 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x
.. d .. III .. 13:	$EJ_z = 288 \cdot 10^8 \cdot 500P_x = 144 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x
.. e .. VII .. 13:	$EJ_z = 820 \cdot 10^8 \cdot 158P_x = 129,5 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x
.. e .. VI .. 13:	$EJ_z = 58,5 \cdot 10^8 \cdot 0,363 \cdot 158P_x = 3,35 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x
.. e .. IV .. 13:	$EJ_z = 45,5 \cdot 10^8 \cdot 0,5 \cdot 158P_x = 3,6 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x

$$\text{Сумма } \sum EJ_z = 802 \cdot 10^6 P_x \text{ .. обратно силе } P_x.$$

Сечение z , случ. VII, табл. 13:	$EJ_x = 820 \cdot 10^8 \cdot 158 = P_x 129,5 \cdot 10^6 P_x$.. по направлению силы P_x
.. e .. VI .. 13:	$EJ_x = 58,5 \cdot 10^8 \cdot 0,637 \cdot 158P_x = 5,9 \cdot 10^6 P_x$.. по направлению силы P_x
.. e .. IV .. 13:	$EJ_x = 45,5 \cdot 10^8 \cdot 0,785 \cdot 158P_x = 5,65 \cdot 10^6 P_x$.. по направлению силы P_x
.. f .. I .. 13:	$EJ_x = 930 \cdot 10^8 \cdot 1500P_x = 1395 \cdot 10^6 P_x$.. по направлению силы P_x
.. f .. II .. 13:	$EJ_x = 1125 \cdot 10^8 \cdot 1000P_x = 1125 \cdot 10^6 P_x$.. по направлению силы P_x
.. f .. III .. 13:	$EJ_x = 2,055 \cdot 10^6 \cdot 750 \cdot P_x = 1540 \cdot 10^6 P_x$.. обратно силе P_x

$$\text{Сумма } \sum EJ_x = 1121 \cdot 10^6 P_x \text{ .. по направлению силы } P_x$$

Прогибы в плоскости xz под действием P_z, M_z^{xz} (фиг. 114).

Сечение c , случ. VII, табл. 13:	$EJf_z = 1045 \cdot 10^8 \cdot 158P_z = 165 \cdot 10^6 P_z$.. по направлению	силы P_z
.. c .. X .. 20:	$EJf_z = 146 \cdot 10^8 \cdot 0,637 \cdot 158P_z = 14,7 \cdot 10^6 P_z$.. по направ-	лению силы P_z
.. c .. IX .. 20:	$EJf_z = 28,7 \cdot 10^8 \cdot 0,8 \cdot 158P_z = 3,63 \cdot 10^6 P_z$.. по направле-	нию силы P_z
.. d .. I .. 13:	$EJf_z = 1\ 220 \cdot 10^8 \cdot 1000P_z = 1\ 220 \cdot 10^6 P_z$.. по направле-	нию силы P_z
.. d .. II .. 13:	$EJf_z = 500 \cdot 10^8 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1000P_z = 333 \cdot 10^6 P_z$.. по направ-	лению силу P_z
.. d .. III .. 13:	$EJf_z = 487 \cdot 10^8 \cdot 500P_z = 244 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_z	
.. e .. VII .. 13:	$EJf_z = 1\ 230 \cdot 10^8 \cdot 158P_z = 194 \cdot 10^6 P_z$.. по направлению	силы P_z
.. e .. V .. 13:	$EJf_z = 25,9 \cdot 10^8 \cdot 0,624 \cdot 158P_z = 2,55 \cdot 10^6 P_z$.. по направ-	лению силы P_z
.. e .. VI .. 13:	$EJf_z = 290 \cdot 10^8 \cdot 0,363 \cdot 158P_z = 16,6 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_z	

Сумма $\sum EJf_z = 1674 \cdot 10^6 P_z$.. по направлению силы P_z

Сечение e , случ. VII, табл. 13:	$EJf_x = 1230 \cdot 10^8 \cdot 158P_z = 194 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_x
.. e .. V .. 13:	$EJf_x = 25,9 \cdot 10^8 \cdot 0,876 \cdot 158P_z = 3,6 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_x
.. e .. VI .. 13:	$EJf_x = 290 \cdot 10^8 \cdot 0,637 \cdot 158P_z = 29,2 \cdot 10^6 P_z$.. по направ-
.. f .. I .. 13:	$EJf_x = 968 \cdot 10^8 \cdot 1\ 500P_z = 1\ 450 \cdot 10^6 P_z$.. обратно
.. f .. III .. 13:	$EJf_y = 968 \cdot 10^8 \cdot 750P_z = 725 \cdot 10^6 P_z$	силе P_x
		.. по направлению
		силы P_z

Сумма $\sum EJf_x = 893 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_x

Прогибы в плоскости zy под действием P_z, M_z^{zy} (фиг. 115)

Сечение b , случ. II, табл. 13:	$EJf_z = 720 \cdot 10^8 \cdot \frac{2}{8} \cdot 1\ 200 \cdot P_z = 575 \cdot 10^6 P_z$.. по направ-	лению силы P_z
.. b .. III .. 13:	$EJf_z = 52,7 \cdot 600P_z = 31,6 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_z	
.. c .. VII .. 13:	$EJf_z = 687 \cdot 10^8 \cdot 158P_z = 105 \cdot 10^6 P_z$.. по направле-	нию силы P_z
.. c .. IX .. 20:	$EJf_z = 12,5 \cdot 10^8 \cdot 0,654 \cdot 158P_z = 1,25 \cdot 10^6 P_z$.. по направ-	лению силы P_z
.. c .. X .. 20:	$EJf_z = 57,5 \cdot 10^8 \cdot 0,28 \cdot 158P_z = 2,6 \cdot 10^6 P_z$.. обратно	силе P_z

Сумма $\sum EJf_z = 647 \cdot 10^6 P_z$.. по напр. силы P_z

Сечение e , случ. VII, табл. 13:	$EJf_y = 860,3 \cdot 10^8 \cdot 158P_z = 57 \cdot 10^6 P_z$.. обратно
.. e .. X, .. 20:	$EJf_y = 57,5 \cdot 10^8 \cdot 0,637 \cdot 158P_z = 5,8 \cdot 10^6 P_z$	силе P_y
.. f .. I .. 13:	$EJf_y = 303 \cdot 10^8 \cdot 1\ 500P_z = 455 \cdot 10^6 P_z$.. по направле-
.. f .. III .. 13:	$EJf_y = 303 \cdot 10^8 \cdot 750P_z = 227,5 \cdot 10^6 P_z$	нию силы P_y
		.. обратно
		силе P_y

Сумма $\sum EJf_y = 279 \cdot 10^6 P_z$.. обратно силе P_y

Прогибы в плоскости xy под действием P_y, M_y^{xy} (фиг. 116)

Сечение b , случ. III, табл. 13:	$EJf_z = 364 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1200P_y = 218 \cdot 10^6 P_y$. . . обрат- ратно силе P_z
.. c .. VII, .. 13:	$EJf_z = 364 \cdot 10^3 \cdot 158P_y = 57,5 \cdot 10^6 P_y$. . . обрат- но силе P_z
.. c .. XI, .. 13:	$EJf_z = 86,5 \cdot 10^3 \cdot 0,28 \cdot 158 \cdot P_y = 3,8 \cdot 10^6 P_y$. . . об- ратно силе P_z

Сумма $\sum EJf_z = 279 \cdot 10^6 P_y$. . . обратн. силе P_z .

Сечение e , случ. VII, табл. 13:	$EJf_y = 844,5 \cdot 10^3 \cdot 158P_y = 133 \cdot 10^6 P_y$. . по направ- лению силы P_y
.. e .. X .. 20:	$EJf_y = 41,3 \cdot 10^3 \cdot 0,637 \cdot 158P_y = 4,2 \cdot 10^6 P_y$. . по направлению силы P_y
.. e .. IX .. 20:	$EJf_y = 28,7 \cdot 10^3 \cdot 0,8 \cdot 158P_y = 3,6 \cdot 10^6 P_y$. . по направлению силы P_y
.. f .. I .. 13:	$EJf_y = 914,5 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 500P_y = 1 \cdot 370 \cdot 10^6 P_y$. . по направлению силы P_y
.. f .. II .. 13:	$EJf_y = 1 \cdot 125 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 000P_y = 1 \cdot 125 \cdot 10^6 P_y$. . по на- правлению силы P_y
.. f .. III .. 13:	$EJf_y = 2 \cdot 035 \cdot 10^3 \cdot 750P_y = 1 \cdot 525 \cdot 10^6 P_y$. . обр. силе P_y

Сумма $\sum EJf_y = 1111 \cdot 10^6 P_y$ по направл. силы P_y .

Прогибы в плоскости xz под действием P_x, M_x^{xz} (фиг. 117)

Сечение b , случ. II, табл. 13:	$EJf_x = 720 \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1 \cdot 200P_x = 576 \cdot 10^6 P_x$. . по направлению силы P_x
.. b .. III .. 13:	$EJf_x = 40,2 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 200 P_x = 24,1 \cdot 10^6 P_x$. . обр. силе P_x
.. c .. VII .. 13:	$EJf_x = 679,8 \cdot 10^3 \cdot 158P_x = 107,2 \cdot 10^6 P_x$. . по на- правлению силы P_x
.. c .. V .. E 13:	$Jf_x = 25,9 \cdot 10^3 \cdot 0,624 \cdot 158P_x = 2,55 \cdot 10^6 P_x$. . по на- правлению силы P_x
.. c .. VI .. 13:	$EJf_x = 86,1 \cdot 10^3 \cdot 0,363 \cdot 158P_x = 4,94 \cdot 10^6 P_x$. . обр. силе P_x

Сумма $\sum EJf_x = 656,7 \cdot 10^6 P_x$. . по направл. силы P_x .

Сечение c , случ. VII, табл. 13:	$EJf_y = 679,8 \cdot 10^3 \cdot 158P_x = 107,2 \cdot 10^6 P_x$. . обрат- но силе P_y
.. c , .. V .. 13:	$EJf_y = 25,9 \cdot 10^3 \cdot 0,876 \cdot 158P_x = 3,58 \cdot 10^6 P_x$. . об- ратно силе P_y
.. c , .. VI .. 13:	$EJf_y = 86,1 \cdot 10^3 \cdot 0,637 \cdot 158P_x = 8,66 \cdot 10^6 P_x$. . по направлению силы P_y
.. d , .. I .. 13:	$EJf_y = 619,6 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 100P_x = 619,6 \cdot 10^6 P_x$. . об- ратно силе P_y
.. d , .. III .. 13:	$EJf_y = 191,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 000P_x = 95,8 \cdot 10^6 P_x$. . по направлению силы P_y
.. e , .. VII .. 13:	$EJf_y = 423,1 \cdot 10^3 \cdot 158P_x = 67,7 \cdot 10^6 P_x$. . обрат- но силе P_y
.. e , .. XI .. 20:	$EJf_y = 54,6 \cdot 10^3 \cdot 0,28 \cdot 158P_x = 2,4 \cdot 10^6 P_x$. . по на- правлению силы P_y

Сумма $\sum EJf_y = 691 \cdot 10^6 P_x$. . обрат-но силе P_y

Прогибы в плоскости xu под действием P_y, M_y^{xy} (фиг. 118)

Сечение b , случ. III, табл. 13:	$EJf_x = 888 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1200P_y = 533 \cdot 10^6 P_y$.. обрат- но силе P_x
.. с, .. VII, табл. 13:	$EJf_x = 888 \cdot 10^8 \cdot 158P_y = 140 \cdot 10^6 P_y$.. обрат- но силе P_x
.. с, .. VI, табл. 13:	$EJf_x = 262 \cdot 10^8 \cdot 0,363 \cdot 158P_y = 15 \cdot 10^6 P_y$.. об- ратно силе P_x
.. с, .. IV, табл. 13:	$EJf_x = 45,5 \cdot 10^8 \cdot 0,5 \cdot 158P_x = 3,6 \cdot 10^6 P_y$.. обрат- но силе P_x
Сумма $\sum EJf_x = 691,6 \cdot 10^6 P_y$.. обрат-но силе P_x		

Сечение c , случ. VII, табл. 13:	$EJf_y = 888 \cdot 10^8 \cdot 158P_y = 140 \cdot 10^6 P_y$.. по направ- лению силы P_y
.. с, .. VI, табл. 13:	$EJf_y = 262 \cdot 10^8 \cdot 0,337 \cdot 158P_y = 26,3 \cdot 10^6 P_y$.. по направлению силы P_y
.. с, .. IV, табл. 13:	$EJf_y = 45,5 \cdot 10^8 \cdot 0,785 \cdot 158P_y = 5,65 \cdot 10^6 P_y$.. по направлению силы P_y
.. d , .. I, табл. 13:	$EJf_y = 1195 \cdot 10^8 \cdot 1000P_y = 1195 \cdot 10^6 P_y$.. по на- правлению силы P_y
.. d , .. II, табл. 13:	$EJf_y = 500 \cdot 10^8 \cdot \frac{2}{8} \cdot 1000P_y = 333 \cdot 10^6 P_y$.. по направлению силы P_y
.. d , .. III, табл. 13:	$EJf_y = 418 \cdot 10^8 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1000P_y = 209 \cdot 10^6 P_y$.. об- ратно силе P_y
.. e , .. I, табл. 13:	$EJf_y = 1277,5 \cdot 10^8 \cdot 158P_y = 202 \cdot 10^6 P_y$.. по на- правлению силы P_y
.. e , .. IX, табл. 20:	$EJf_y = 12,5 \cdot 10^8 \cdot 0,854 \cdot 158P_y = 1,29 \cdot 10^6 P_y$.. по направлению силы P_y
.. e , .. XI, табл. 20:	$EJf_y = 164,2 \cdot 10^8 \cdot 0,28 \cdot 158P_y = 7,27 \cdot 10^6 P_y$.. об- ратно силе P_y
Сумма $\sum EJf_y = 1687 \cdot 10^6 P_y$.. по направл. силы P_y		

Примечание. При определении сил для прогиба в плоскости xz по направ-
лению P_x под влиянием системы (P_x, M^{xz}) принято вместо $1674 \cdot 10^6 P_x$ ошибочное
значение $1825 \cdot 10^6 P_x$ (см. стр. 152 и 160).

На конечных результатах ошибка отражается не сильно: при правильном значе-
нии указанного прогиба силы получаются:

$$P_x = 110 \text{ кг, } P_y = 63 \text{ кг и } P_z = 89 \text{ кг,}$$

т. е. на 10—15% больше приведенных на стр. 160; такого же порядка разни-
ца получается в величинах моментов.

ТАБЛИЦА I.

Вязкость пара по опытам Шрёйера

Значения $10^4 \cdot \eta$ [кг сек/м^{-2}] в зависимости от давления и температуры ¹

Температура пара	Давл. пара <i>атм</i>	1	2	4	6	8	10
	$t_s =$	99,1	110,6	142,9	158,1	169,6	0917,
t_s		127,9	137,6	149,6	159,0	168,2	179,4
110		131,7	—	—	—	—	—
120		135,5	137,7	—	—	—	—
130		139,3	141,4	—	—	—	—
140		143,1	145,1	—	—	—	—
150		146,8	148,8	152,2	—	—	—
160		150,6	152,5	155,9	159,6	—	—
170		154,4	156,3	159,6	163,3	168,8	—
180		158,2	160,0	163,2	167,0	172,0	179,7
190		162,0	163,8	166,9	170,6	175,7	183,3
200		165,8	167,5	170,6	174,2	179,3	186,9
210		169,6	171,2	174,3	178,0	183,0	190,5
220		173,3	175,0	178,1	181,7	186,6	194,2
230		177,1	178,8	181,9	185,3	190,2	197,8
240		180,9	182,6	185,7	189,0	193,9	201,4
250		184,7	186,3	189,4	192,8	197,5	205,0
260		188,5	190,1	193,1	196,4	201,1	208,6
270		192,3	193,9	196,8	200,1	204,8	212,1
280		196,0	197,7	200,5	204,8	208,4	215,8
290		199,8	201,4	204,2	207,5	212,0	219,3
300		203,6	205,1	207,9	211,2	215,7	222,9
310		207,4	208,9	211,5	214,9	219,3	226,4
320		211,2	212,8	215,2	218,6	223,0	230,0
330		215,0	216,5	219,0	222,3	226,6	233,7
340		218,8	220,2	222,8	226,0	230,2	237,8
350		222,5	224,0	226,6	229,7	233,9	241,0

ТАБЛИЦА II

Вязкость воды

Значения η и $\nu = \frac{\eta}{\gamma}$

	0	5	10	15	20	40	60	80	100	
$10^4 \eta$	18,1	19,44	19,4	11,6	10,3	6,67	4,68	3,48	2,68	кг сек/м ² м ² /сек
$10^7 \nu$	17,75	19,10	13,1	11,4	10,1	6,59	4,67	3,51	2,74	

¹ Кинематическая вязкость $\nu = \frac{\eta}{\gamma}$ [$\text{м}^2/\text{сек}$].

ТАБЛИЦА III

Ступени давлений по ОСТ 739

Давления условные в кг/см^2	Давления рабочие наибольшие допустимые в кг/см^2			
	Для воды, жидкостей и легко сжимаемых газов при 100°C	Для пара, газов и трудно испаряемых жидкостей при $t > 100^\circ\text{C}$ и $< 300^\circ\text{C}$	Для газов и пара при $t > 300^\circ\text{C}$ и $< 400^\circ\text{C}$	Давления пробные — вода температурой $< 100^\circ\text{C}$
$P_{усл}$	P_e	P_n	$P_{пл}$	$P_{проб}$
1	1	1	—	2
2,5	2,5	2	2	5
6	6	5	—	10
10	10	8	—	16
16	16	13	10	24
25	25	20	16	36
(32)	32	25	20	45
40	40	32	25	55
(50)	50	40	32	65
65	65	52	40	85
(80)	80	65	50	100
100	100	80	64	125
(125)	125	—	—	160
160	160	—	—	200
(200)	200	—	—	260
250	250	—	—	320
(320)	320	—	—	400
400	400	—	—	500
(500)	500	—	—	625
650	650	—	—	800
(800)	800	—	—	1000
1000	1000	—	—	1250

1. Указанные давления являются избыточными (сверх атмосферного).

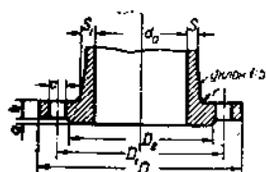
2. Условные давления, заключенные в скобки, распространяются лишь на трубы; применение этих давлений для соединений трубопроводов и арматуры не рекомендуется.

3. Трубопроводы, работающие при вакууме, испытываются пробным давлением 2 кг/см^2 .

4. Проба арматуры и паропроводов при температуре проводимой среды, соответствующей рабочим давлениям P_n и $P_{пл}$, оговаривается в стандартах изделий и проводится при давлении, превышающем данное давление на 1 кг/см^2 .

ТАБЛИЦА IV

Размеры фланцев по ОСТ 745

 $P_{\text{исл}} = 2,5 \text{ кг/см}^2 \text{ и } 6 \text{ кг/см}^2$ $P_e = 2,5 \text{ " " } 6 \text{ "}$ $P_n = 2 \text{ " " } 5 \text{ "}$ $P_{\text{пл}} = 5 \text{ " " } 10 \text{ "}$

Фиг. А.

Прогод d_0	D	D_1	D_2	s	s_1	r	a	b	c	Болты	
										коли- чество	диаметр
10	75	50	—	6	8	3	—	12	11	4	$\frac{3}{8}$ "
18	80	55	—	6	8	3	—	12	11	4	$\frac{3}{8}$ "
19	90	65	50	7	9	4	2	14	11	4	$\frac{3}{8}$ "
25	100	75	60	7	9	4	2	14	11	4	$\frac{3}{8}$ "
32	120	90	70	7	10	4	3	16	15	4	$\frac{1}{2}$ "
38	130	100	80	8	11	4	3	16	15	4	$\frac{1}{2}$ "
50	140	110	90	8	11	4	3	16	15	4	$\frac{1}{2}$ "
65	160	130	110	9	12	4	3	16	15	4	$\frac{1}{2}$ "
76	180	150	128	9	12	4	3	18	18	4	$\frac{5}{8}$ "
(90)	200	160	138	9	13	5	3	18	18	4	$\frac{5}{8}$ "
100	210	170	148	9	13	5	3	18	18	4	$\frac{5}{8}$ "
125	240	200	173	10	14	5	3	20	18	8	$\frac{5}{8}$ "
150	265	225	202	10	14	5	3	20	18	8	$\frac{5}{8}$ "
200	320	280	258	11	15	6	3	22	18	8	$\frac{5}{8}$ "
250	375	335	312	12	16	6	4	24	18	12	$\frac{5}{8}$ "
300	440	395	365	13	17	7	4	26	22	12	$\frac{3}{4}$ "
350	490	445	415	14	18	7	4	26	22	12	$\frac{3}{4}$ "
400	540	495	465	15	20	8	4	28	22	16	$\frac{3}{4}$ "
450	595	550	520	16	22	8	4	30	22	16	$\frac{3}{4}$ "
500	645	600	570	16	22	8	4	30	22	16	$\frac{3}{4}$ "

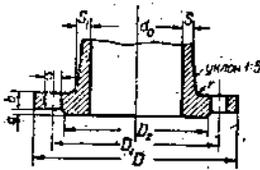
1. Размеры b , s , s_1 и r как ориентировочные для чугунового литья.

2. Давления условные по ОСТ 739.

3. Проходы условные по ОСТ 740.

ТАБЛИЦА V

Размеры фланцев по ОСТ 746



$P_{УСА} = 10 \text{ кг/см}^2$

$P_в = 10 \text{ "}$

$P_н = 8 \text{ "}$

$P_{проб} = 16 \text{ "}$

Фиг. А.

Проход a_0 условный	D	D ₁	D ₂	s	s ₁	r	a	b	c	Болты	
										коли- чество	диаметр
10	90	60	—	6	10	3	—	14	15	4	1/2
13	95	65	—	6	10	4	—	14	15	4	1/2
19	105	75	58	7	11	4	2	16	15	4	1/2
25	115	85	68	7	11	4	2	16	15	4	1/2
32	140	100	78	7	11	4	3	18	18	4	5/8
38	150	110	88	8	13	4	3	18	18	4	5/8
50	165	125	102	8	13	4	3	20	18	4	5/8
65	185	145	122	9	14	4	3	20	18	4	5/8
76	200	160	138	9	14	4	3	22	18	4	5/8
(90)	210	170	148	9	14	5	3	22	18	8	5/8
100	220	180	158	9	15	5	3	22	18	8	5/8
125	250	210	188	10	15	5	3	24	18	8	5/8
150	285	240	212	10	16	5	3	24	22	8	3/4
200	340	295	268	11	18	6	3	26	22	8	3/4
250	395	350	320	12	20	6	4	28	22	12	3/4
300	445	400	370	13	22	6	4	28	22	12	3/4
350	505	460	430	14	22	7	4	30	22	16	3/8
400	565	515	480	15	24	8	4	32	25	16	7/8
450	615	565	530	16	24	9	4	32	25	20	7/8
500	670	620	585	16	26	9	4	34	25	20	7/8

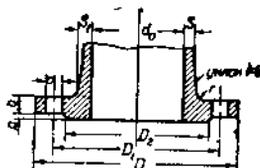
1. Чугунные фланцы применимы для паровой арматуры и паропроводов при условных проходах не свыше 300 мм.

2. Размеры b , s , s_1 и r указываются как ориентировочные для чугуна и стального литья.

3. Давления условные по ОСТ 739.

4. Проходы условные по ОСТ 740.

ТАБЛИЦА VI
Размеры фланцев по ОСТ 747



Фиг. А.

$P_{уст} = 16 \text{ кг/см}^2$
 $P_s = 16 \text{ "}$
 $P_n = 13 \text{ "}$
 $P_{пл} = 10 \text{ "}$
 $P_{кроб} = 24 \text{ "}$

Проход d_0 условный	D	D ₁	D ₂	s	s ₁	r	a	b	c	Болты	
										коли- чество	диаметр
10	90	80	—	6	10	3	—	14	15	4	1/8"
13	95	85	—	6	1	4	—	14	15	4	1/8"
19	105	75	58	7	11	4	2	16	15	4	1/8"
25	115	85	68	7	11	4	2	16	15	4	1/8"
32	140	100	78	7	11	4	3	18	18	4	5/8"
38	150	110	88	8	13	4	3	18	18	4	5/8"
50	165	125	102	8	18	4	3	20	18	4	5/8"
65	185	145	122	9	14	4	3	20	18	4	5/8"
76	200	160	138	9	15	4	3	22	18	8	5/8"
(90)	210	170	148	9	15	5	3	24	18	8	5/8"
100	220	180	158	10	16	5	3	24	18	8	5/8"
125	250	210	188	11	18	5	3	26	18	8	5/8"
150	285	240	212	11	18	5	3	28	22	8	3/4"
200	340	295	268	12	20	6	3	30	22	12	3/4"
250	405	355	320	14	22	7	4	32	25	12	7/8"
300	460	410	378	15	24	8	4	32	25	12	7/8"
350	520	470	438	16	26	8	4	36	25	16	7/8"
400	580	525	490	18	28	9	4	38	29	16	1"
450	610	585	550	19	30	9	4	40	29	20	1"
500	715	650	610	21	32	10	4	42	33	20	1 1/8"

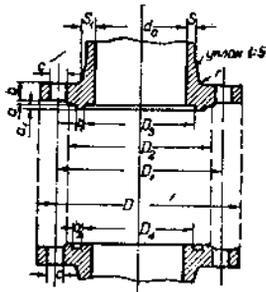
1. Чугунные фланцы применимы для паровой арматуры и паропроводов при условных проходах не свыше 200 мм.

2. Размеры b , s , s_1 и r указываются как ориентировочные для чугунного и стального литья.

3. Давления условные по ОСТ 739.

4. Проходы условные по ОСТ 740.

ТАБЛИЦА VII
Размеры фланцев по ОСТ 748¹



Фиг. В.

$$P_{усл} = 25 \text{ кг/см}^2$$

$$P_0 = 25 \text{ ,,}$$

$$P_n = 20 \text{ ,,}$$

$$P_{пл} = 16 \text{ ,,}$$

$$P_{проб} = 35 \text{ ,,}$$

Прох. условный d_0	D	D_1	D_2	D_3	D_4	s		s_1		r		a	$a_1 = a_2$	b		b_1	c	Болты		
						чуг.	сталь	чуг.	сталь	чуг.	сталь			чуг.	сталь			кол.	диаметр	
10	90	60	—	—	—	7	6	11	10	4	4	—	—	16	16	—	—	15	4	1/2"
13	95	65	—	—	—	7	6	12	10	4	4	—	—	16	16	—	—	15	4	1/2"
19	105	75	55	36	35	7	6	12	10	4	4	2	4	18	17	7	8	15	4	1/2"
25	115	85	65	43	42	8	7	13	11	4	4	2	4	18	17	7	8	15	4	1/2"
32	140	100	78	51	50	8	7	14	12	4	4	2	4	18	18	7	8	18	4	3/8"
38	150	110	88	61	60	8	8	14	13	4	4	3	4	20	20	7	8	18	4	5/8"
50	165	125	102	78	72	9	8	15	14	5	4	3	4	22	22	7	8	18	4	5/8"
65	185	145	122	95	94	10	9	16	15	5	5	3	4	24	22	7	8	16	8	5/8"
76	200	160	138	106	105	10	9	16	15	5	5	3	4	26	24	7	8	18	8	5/8"
(90)	225	180	152	117	116	11	10	18	16	5	5	3	4	28	24	7	8	22	8	3/4"
100	235	190	162	129	128	11	10	18	16	5	5	3	4,5	28	24	10	11	22	8	3/4"
125	270	220	188	155	154	12	11	20	18	6	5	3	4,5	30	26	10	11	25	8	7/8"
150	300	250	218	183	182	13	12	20	20	6	6	3	4,5	30	28	10	11	25	8	7/8"
200	360	310	278	239	238	15	13	24	22	7	7	3	4,5	34	28	10	11	25	12	7/8"
250	425	370	335	292	291	18	15	28	24	9	8	4	5	36	30	10	11	29	12	1"
300	485	430	390	343	342	20	16	32	26	9	9	4	5	40	34	10	11	29	16	1"
350	555	490	450	395	394	22	17	34	28	10	9	4	5	44	36	13	14	33	16	1 1/8"
400	620	550	500	447	446	24	20	36	30	12	10	4	5	48	38	13	14	37	16	1 1/4"

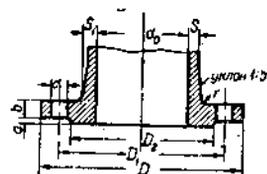
1. Для паровой арматуры и паропроводов чугунные фланцы не должны применяться.

2. Допустимо выполнение фланцев по типу фиг. А с сохранением размеров, указанных в таблице (размеры D_3 , D_4 , a_1 , a_2 , b_1 , b_2 при этом исключаются).

3. Размеры b , s , s_1 и r указываются как ориентировочные для чугунного и стального литья.

4. Давления условные по ОСТ 739.

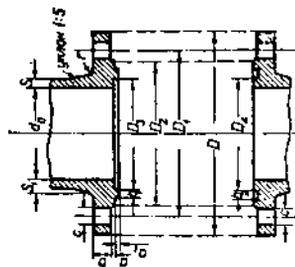
5. Проходы условные по ОСТ 740.



Фиг. А.

¹ На фиг. В пропущен размер a_2 — глубина выточки в нижней части фланцевого соединения. (См. также табл. VIII—X).

ТАБЛИЦА VIII
Размеры фланцев по ОСТ 749



Фиг. В.

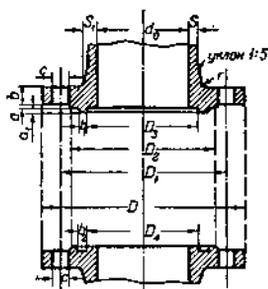
$P_{уст} = 40 \text{ кг/см}^2$
 $P_g = 40 \text{ "}$
 $P_n = 32 \text{ "}$
 $P_{пл} = 25 \text{ "}$
 $P_{проб} = 55 \text{ "}$

Прох. услов. d_0	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆	s	r	a	$\alpha_1 = \alpha_2$	b	b ₁	b ₂	c	Болты	
																Колич.	Диаметр
10	50	60	—	—	—	—	—	6	4	—	—	16	—	—	15	4	1/8"
13	95	65	—	—	—	—	—	6	4	—	—	16	—	—	15	4	1/8"
19	105	75	36	—	—	—	35	6	4	2	—	17	7	8	15	4	1/8"
25	115	85	43	55	—	—	42	7	4	2	4	17	7	8	15	4	1/8"
32	140	100	78	51	50	—	50	7	4	2	4	18	7	8	18	4	5/8"
38	150	110	88	61	60	—	60	8	4	3	4	20	7	8	18	4	5/8"
50	165	125	102	73	72	—	72	8	5	3	4	22	7	8	18	4	5/8"
65	185	145	122	95	94	—	94	9	5	3	4	22	7	8	18	8	5/8"
76	200	160	138	106	105	—	105	10	5	3	4	24	7	8	13	8	3/4"
(90)	215	180	152	117	116	—	116	10	6	3	4	24	7	8	22	8	3/4"
100	235	190	162	129	128	—	128	11	6	3	4,5	24	10	11	22	8	3/4"
125	270	220	188	155	154	—	154	11	6	3	4,5	26	10	11	25	8	7/8"
150	300	250	218	183	182	—	182	12	7	3	4,5	28	10	11	25	8	7/8"
200	375	320	285	239	238	—	238	14	8	3	4,5	32	10	11	29	12	1"
250	450	385	345	292	291	—	291	15	8	4	5	36	10	11	33	12	1 1/8"
300	515	450	410	343	342	—	342	16	10	4	5	40	10	11	33	16	1 1/8"
350	580	510	465	395	394	—	394	18	10	4	5	44	13	14	37	16	1 1/8"

1. Размеры b , s , r и α указываются как ориентировочные для стального литья.
 2. Давления условные по ОСТ 789. 3. Проходы условные по ОСТ 740.

ТАБЛИЦА IX

Размеры фланцев по ОСТ 750



Фиг. В.

$$P_{\text{усл}} = 65 \text{ кг/см}^2$$

$$P_e = 65 \text{ "}$$

$$P_n = 52 \text{ "}$$

$$P_{\text{пл}} = 40 \text{ "}$$

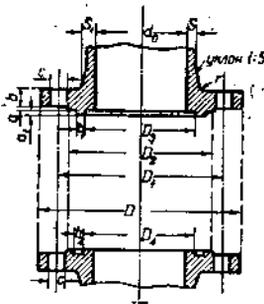
$$P_{\text{нроб}} = 85 \text{ "}$$

Прох. услов- ный d_0	D	D_1	D_2	D_3	D_4	s	s_1	r	a	$a_1 = a_2$	b	b_1	b_2	c	Болты	
															кол.	диаметр
10	100	70	—	—	—	8	15	5	—	—	20	—	—	15	4	$1/2''$
13	105	75	—	—	—	8	15	5	—	—	20	—	—	15	4	$3/8''$
19	130	90	68	36	35	9	16	5	2	4	22	7	8	18	4	$1/2''$
25	140	100	78	43	42	9	16	5	2	4	24	7	8	18	4	$5/8''$
32	155	110	85	51	50	9	17	5	2	4	24	7	8	22	4	$3/4''$
38	170	125	98	61	60	9	17	5	3	4	26	7	8	22	4	$3/4''$
50	180	135	108	73	72	10	18	5	3	4	26	7	8	22	4	$3/4''$
65	205	160	130	95	94	10	18	5	3	4	28	7	8	22	8	$3/4''$
76	215	170	142	106	105	11	19	6	3	4	28	7	8	22	8	$3/4''$
(90)	240	190	160	117	116	11	20	6	3	4	28	7	8	25	8	$7/8''$
100	250	200	170	129	128	12	20	6	3	4,5	30	7	8	25	8	$7/8''$
125	295	240	205	155	154	13	23	7	3	4,5	32	10	11	29	8	1"
150	345	280	240	183	182	14	26	7	3	4,5	36	10	11	33	8	$1 1/8''$
200	415	345	305	239	238	16	30	8	4	4,5	40	10	11	37	12	$1 1/4''$
250	470	400	365	292	291	19	33	9	4	5	44	10	11	37	12	$1 1/4''$
300	530	460	420	343	342	21	36	10	4	5	48	10	11	37	12	$1 1/4''$

1. Размеры b , s , s_1 и r указываются как ориентировочные для стального литья.
2. Давления условные по ОСТ 739.
3. Проходы условные по ОСТ 740.
4. Материал болтов должен особо оговариваться во всех случаях, когда температура среды превышает 100°C .

ТАБЛИЦА X

Размеры фланцев по ОСТ 751



Фиг. В.

$P_{усл} = 100 \text{ кг/см}$
 $P_a = 100 \text{ "}$
 $P_n = 80 \text{ "}$
 $P_{проб} = 12\% \text{ "}$

Продольный d_0	D	D_1	D_2	D_3	D_4	s	s_1	r	a	$a_1 = a_2$	b	b_1	b_2	c	Болты	
															Количество	Диаметр
10	100	70	—	—	—	10	16	4	—	—	20	—	—	15	4	1/2"
13	105	75	—	—	—	10	16	4	—	—	20	—	—	15	4	1/2"
19	130	90	68	36	35	11	16	5	2	4	22	7	8	18	4	3/8"
25	140	100	78	43	42	11	18	5	2	4	24	7	8	18	4	5/8"
32	155	100	85	51	50	11	18	5	2	4	24	7	8	22	4	3/4"
38	170	125	98	61	60	11	18	6	3	4	26	7	8	22	4	3/4"
50	195	145	112	73	72	12	21	6	3	4	28	7	8	25	4	7/8"
65	220	170	130	95	94	13	22	6	3	4	28	7	8	25	8	7/8"
76	230	180	142	106	105	14	23	7	3	4	30	7	8	25	8	7/8"
90	255	200	160	117	116	14	23	7	3	4	32	7	8	29	8	1"
100	265	210	170	129	128	15	25	7	3	4,5	34	10	11	29	8	1"
125	315	250	205	155	154	16	28	8	3	4,5	36	10	11	33	8	1 1/8"
150	355	290	240	183	182	18	32	9	3	4,5	42	10	11	33	12	1 1/4"
200	430	360	320	239	238	21	38	10	4	4,5	50	10	11	37	12	1 1/4"
250	515	430	380	292	291	25	44	12	4	5	58	10	11	44	12	1 1/2"

1. Размеры b , s , s_1 и r указываются как ориентировочные для стального литья.

2. Давления условные по ОСТ 739.

3. Проходы условные по ОСТ 740.

4. Материал болтов должен особо оговариваться во всех случаях, когда температура среды превышает 100°C.

ТАБЛИЦА XI

Рекомендуемые толщины труб стальных бесшовных¹ для трубопроводов по ОСТ 5098, приложение 1.

Сталь 36 — 45 кг/мм².

Пример условного обозначения стальной бесшовной трубы из стали 36 — 45 кг/мм², номинальный диаметр 102 мм, толщина стенки 4,5 мм:

Труба бесшовная 102 × 4,5 ОСТ 5098/1.

Условный проход		Наружный диаметр		Условное давление кг/см ²											
				До 32		40		50		65		80		100	
				Рабочее давление кг/см ²											
		$P_s = 32$ $P_n = 25$ $P_{nn} = 20$		$P_s = 40$ $P_n = 32$ $P_{nn} = 25$		$P_s = 50$ $P_n = 40$ $P_{nn} = 32$		$P_s = 65$ $P_n = 52$ $P_{nn} = 40$		$P_s = 80$ $P_n = 64$ $P_{nn} = 50$		$P_s = 100$ $P_n = 80$ $P_{nn} = 64$			
мм	мм	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м		
6	10	—	—	—	—	1,5	0,31	—	—	—	—	2,5	0,46		
8	12	—	—	—	—	1,5	0,39	—	—	—	—	2,5	0,59		
10	14	—	—	—	—	2	0,59	—	—	—	—	3	0,81		
13	17	—	—	—	—	2	0,74	—	—	—	—	3	1,04		
19	25	—	—	—	—	2	1,13	—	—	—	—	3	1,63		
25	32	—	—	—	—	2,5	1,82	—	—	—	—	3,5	2,29		
32	38	—	—	—	—	2,5	2,19	—	—	—	—	3,5	2,98		
38	44,5	—	—	—	—	2,5	2,59	—	—	—	—	3,5	3,54		
50	57	—	—	—	—	2,75	3,68	—	—	3,5	4,62	4,5	5,83		
65	76	—	—	3	5,4	4,00	7,10	—	—	5	8,76	6	10,36		
76	89	—	—	3,25	6,87	4,00	8,38	—	—	5	10,86	6	12,28		
(90)	102	—	—	3,75	9,09	4,5	10,82	—	—	5,5	13,09	6,5	15,31		
100	108	—	—	3,75	9,64	5	12,70	—	—	6	15,09	7	17,44		
(125)	133	—	—	4	12,73	5	15,78	6	18,79	7	21,75	9	27,52		
150	159	—	—	4,5	17,15	5,5	20,82	6,5	24,45	8	29,79	10	36,75		
(175)	191	—	—	5,5	25,16	6,5	29,58	8	36,11	10	44,64	12	52,97		
200	216	—	—	6,5	33,58	7,5	37,56	9	45,94	11	55,61	13	65,08		
(225)	241	—	—	6,5	37,59	8	45,97	10	56,97	12	67,77	15	83,6		
250	267	—	—	7,5	48,00	9	57,26	11	69,45	13	81,43	16	99,04		
(275)	299	—	—	8	57,41	10	71,37	12	84,93	15	105,6	—	—		
300	325	8	82,54	9	70,14	11	85,18	13	100,03	16	121,93	—	—		
(325)	351	8	87,67	10	84,10	12	100,32	14	116,35	17	140,03	—	—		
350	376	8	92,80	10	90,26	12	107,72	15	133,54	18	169,90	—	—		
400	427	9	92,78	11	112,85	14	142,60	17	171,89	21	210,26	—	—		

1. Условных проходов, помеченных скобками, по возможности не применять.
2. Давления условные, рабочие и пробные см. ОСТ 739.
3. Проходы условные см. ОСТ 740.
4. Для расчета теоретического веса принять уд. вес 7,85.

¹ ОСТ 5098 — 5100 для сварных труб не приводятся, так как в них нет указаний на физические свойства материала, рекомендуемого для изготовления труб.

ТАБЛИЦА XII

Рекомендуемые толщины труб стальных бесшовных для трубопроводов по ОСТ 5098, приложение 2.

Сталь 45 — 55 кг/мм²

Пример условного обозначения стальной бесшовной трубы из стали 45 — 55 кг/мм² наружный диаметр 102 мм при толщине стенки 4,5 мм.

Труба бесшовная 102 × 4,5 ОСТ 5098/2

Условный проход	Наружный диаметр	Условное давление (кг/см ²)									
		До 40		50		65		80		100	
		Рабочее давление (кг/см ²)									
		$P_c = 40$ $P_n = 32$ $P_{nn} = 25$		$P_c = 50$ $P_n = 40$ $P_{nn} = 32$		$P_c = 65$ $P_n = 52$ $P_{nn} = 40$		$P_c = 80$ $P_n = 64$ $P_{nn} = 50$		$P_c = 100$ $P_n = 80$ $P_{nn} = 64$	
мм	мм	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м	мм	кг/м
6	10	—	—	—	—	1,5	0,31	—	—	2,5	0,46
8	12	—	—	—	—	1,5	0,39	—	—	2,5	0,59
10	14	—	—	—	—	2	0,59	—	—	3	0,81
13	17	—	—	—	—	2	0,74	—	—	3	1,04
19	25	—	—	—	—	2	1,13	—	—	3	1,63
25	32	—	—	—	—	2,5	1,82	—	—	3,5	2,29
32	38	—	—	—	—	2,5	2,19	—	—	3,5	2,98
38	44,5	—	—	—	—	2,5	2,59	—	—	3,5	3,54
50	57	—	—	—	—	2,75	3,68	—	—	3,5	4,62
65	76	—	—	3	5,40	4	7,10	—	—	5	8,76
78	89	—	—	3,25	6,87	4	8,38	—	—	5	10,36
(90)	1 2	—	—	3,75	9,09	4,5	10,82	—	—	5,5	13,09
100	108	—	—	3,75	9,64	5	12,70	—	—	6	15,09
125	133	—	—	4	12,73	5	15,78	6	18,79	7	21,75
150	159	—	—	4,5	17,15	5,5	20,82	6,5	24,45	8	29,79
175	191	—	—	5,5	25,16	6,5	29,58	8	36,11	10	44,64
200	216	—	—	6,5	33,58	7,5	38,56	9	45,94	11	55,61
(225)	241	—	—	6,5	37,59	8	45,97	10	56,97	12	67,77
2 0	267	—	—	7,5	48,00	9	57,26	11	69,45	13	81,43
(275)	299	—	—	8	57,41	10	71,27	12	84,93	15	105,06
300	325	8	62,54	9	70,14	11	85,18	13	100,03	16	121,93
325	351	8	67,67	10	84,10	12	100,32	14	116,35	17	140,03
350	376	8	72,60	10	90,26	12	107,72	15	133,54	18	160,90
400	427	9	92,78	11	112,85	14	142,60	17	171,89	21	210,26

1. Условные проходы, помеченные скобками, по возможности не применять.
2. Давления условные, рабочие и пробные см. ОСТ 739.
3. Проходы условные см. ОСТ 740.
4. Для расчета теоретического веса принят уд. вес 7,85.

ТАБЛИЦА XIII.

Рекомендуемые толщины труб стальных бесшовных для трубопроводов по ОСТ 5098, приложение 3.

Сталь 55 — 65 кг/мм².

Пример условного обозначения стальной бесшовной трубы из стали 55 — 65 кг/мм² наружного диаметра 102 мм, при толщине стенки 4,5 мм

Труба — бесшовная 102 × 4,5 ОСТ 5098/3

Условный проход		Условное давление (кг/см ²)							
		До 50		65		80		100	
		Рабочее давление (кг/см ²)							
мм	мм	$P_s = 50$ $P_n = 40$ $P_{nn} = 32$		$P_s = 65$ $P_n = 52$ $P_{nn} = 40$		$P_s = 80$ $P_n = 64$ $P_{nn} = 50$		$P_s = 100$ $P_n = 80$ $P_{nn} = 64$	
		s мм	Вес кг/м	s мм	Вес кг/м	s мм	Вес кг/м	s мм	Вес кг/м
6	10	—	—	—	—	1,5	0,31	2,5	0,46
8	12	—	—	—	—	1,5	0,39	2,5	0,59
10	14	—	—	—	—	2	0,59	3	0,81
13	17	—	—	—	—	2	0,74	3	1,04
19	25	—	—	—	—	2	1,13	3	1,63
25	32	—	—	—	—	2,5	1,82	3,5	2,29
32	38	—	—	—	—	2,5	2,19	3,5	2,98
38	44,5	—	—	—	—	2,5	2,59	3,5	3,54
50	57	—	—	—	—	2,75	3,68	3,5	4,62
65	76	—	—	3	5,40	4	7,10	5	8,76
76	89	—	—	3,25	6,87	4	8,38	5	10,36
(90)	102	—	—	3,75	9,09	4,5	10,82	5,5	13,09
100	108	—	—	3,75	9,64	5	12,70	6	15,09
125	133	—	—	4	12,73	5	15,78	6	18,79
150	159	—	—	4,5	17,15	5,5	20,82	6,5	24,45
(175)	191	—	—	5,5	25,16	6,5	29,58	8	36,11
200	216	—	—	6,5	33,58	7,5	38,56	9	45,94
(225)	241	—	—	6,5	37,59	8	45,97	10	56,97
250	267	—	—	7,5	48,00	9	57,26	11	69,45
(275)	299	—	—	8	57,41	10	71,27	12	84,93
300	325	8	62,54	9	70,14	11	85,18	13	100,03
325	351	8	67,67	10	84,1	12	100,32	14	116,35
350	376	8	72,60	10	90,26	12	107,72	15	133,54
400	427	9	92,78	11	112,85	14	142,60	17	171,89

1. Условные проходы, помеченные скобками, по возможности не применять.
2. Давления условные, рабочие и пробные см. ОСТ 739.
3. Проходы условные см. ОСТ 740.
4. Для расчета теоретического веса принят уд. вес 7,85.

ТАБЛИЦА XIV
Бесшовные трубы литой стали по DIN 2450
(Материал: литая сталь St-3429, DIN 1629)

Условный диаметр	ND 1—32 W 32, G 25, H 20										ND 40 W 40, G 32, H 25					
	Диаметр	Толщина	Вес 1 метра	Внутренний диаметр	Площ. попереч. сеч. в свету	Наружная поверхность на 1 пог. м	Момент инерции	Момент сопротивления	Толщина	Вес 1 метра	Внутренний диаметр	Площ. попереч. сеч. в свету	Момент инерции	Момент сопротивления	Условный диаметр	
мм	ингл. дюйм	мм	кг	мм	см ²	м ²	см ⁴	см ³	мм	кг	мм	см ²	см ⁴	см ³	мм	
32	1 1/8	2,5	2,2	33	8,55	0,119	4,42	2,82							32	
40	1 3/8	2,5	2,59	39,5	12,25	0,140	7,31	3,28							40	
50	2 1/4	2,75	3,68	51,5	20,83	0,179	17,3	6,07							50	
(60)	2 3/8	3	4,96	64	32,17	0,220	35,4	10,11							(60)	
70	3	3	5,4	70	38,48	0,239	45,8	12,06							70	
80	3 1/8	3,25	6,87	82,5	53,46	0,280	80,5	18,1							80	
(90)	4	3,75	9,09	94,5	70,14	0,370	105,3	22,2							(90)	
100	4 1/4	3,75	9,64	100,5	79,88	0,339	136,9	30,9							100	
125	5 1/8	4	12,73	123	122,7	0,418	338	50,8							125	
150	5 7/8	4,5	17,15	150	176,7	0,600	652	82							150	
(175)	7 1/8	5,5	25,2	180	254,5	0,879	1377	144							(175)	
200	8 1/8	6,5	33,6	203	323,7	0,879	2358	218							200	
(225)	9 1/8	6,5	37,6	228	408,3	0,757	3299	274							(225)	
250	10 1/8	7	44,9	253	502,7	0,989	4837	362							250	
(275)	11 1/8	7,5	52,6	277	602,6	0,914	6784	465							(275)	
300	12 1/8	8	61,2	302	716,3	0,989	9390	587							300	
(325)	13 1/8	8	63	327	839,8	1,078	11818	689							(325)	
350	14 1/8	8	71	352	973,1	1,156	14645	795							350	
(375)	15 1/8	9	85,5	376	1110	1,238	20180	1024							(375)	
400	16 1/8	10	101	399	1250	1,316	24495	1166							400	

Примечание. ND — условное давление, W — рабочее давление воды с $t < 100^\circ \text{C}$, G — рабочее давление пара при $t < 300^\circ \text{C}$ и $t > 100^\circ \text{C}$, H — рабочее давление перегретого пара с t до 400°C .

Условный диаметр	ND 50 W 50, G 40, H 32						ND 64 W 64, G 50, H 40					
	Литца стенки	Вес 1 метр.	Внутр. диаметр	Площ. попереч. сеч.	Момент инерции	Момент сопротивления	Литца стенки	Вес 1 метр.	Внутр. диаметр	Площ. попереч. сеч.	Момент инерции	Момент сопротивления
мм	кг	мм	см ²	см ⁴	см ³	мм	кг	мм	см ²	см ⁴	см ³	мм
32	—	—	—	—	—	3,5	2,98	31	7,55	5,70	3,00	32
40	—	—	—	—	—	3,5	3,64	37,5	11,04	9,54	4,29	40
50	—	—	—	—	—	3,5	4,62	50	19,64	21,1	7,42	50
(60)	—	—	—	—	—	4	6,51	62	30,19	45,3	12,95	(60)
70	—	—	—	—	—	5	8,76	71	34,21	71	18,8	70
80	7,10	68	36,32	58,8	21,7	5	11,4	79	49,02	1,7	26,2	80
80	8,88	81	51,53	96,7	32,2	5,5	13,1	91	65,04	1,95	38,2	(90)
(90)	10,8	93	67,93	164	50,3	6	15,1	98	72,8	2,51	46,5	100
100	12,7	98	75,43	215	62	6	18,8	121	115,0	4,81	72,7	125
125	15,8	123	118,8	412	98	6,5	24,5	146	157,4	9,07	114	150
150	20,8	148	172,0	782	163	8	36,1	175	240,5	1,929	202	(175)
(175)	29,6	178	248,9	1,615	248	9	45,9	198	307,9	3,141	291	200
200	38,6	201	317,3	2,673	380	10	57	221	383,6	4,850	402	(225)
(225)	46	225	397,6	3,970	455	11	69,5	245	471,4	7,281	544	250
250	57,3	249	456,9	6,077	604	12	82,9	268	564,1	10,864	710	(275)
(275)	69,6	272	581,1	8,818	787	13	97,8	292	669,7	14,511	913	300
300	88,3	296	688,1	12,515	877	14	114	315	779,3	19,614	1,144	(325)
(325)	98	319	799,2	17,112	998	15	131	338	897,3	25,957	1,411	350
350	105	344	929,4	21,285	1,157	16	149	362	1,029	33,986	1,726	(375)
(375)	122	368	1,063	28,267	1,435	17	169	385	1,164	43,447	2,074	400
400	140	391	1,201	36,565	1,745							

Примечание. ND — условное давление, W — рабочее давление воды с $t < 100^{\circ}\text{C}$, G — рабочее давление пара при $t < 300^{\circ}\text{C}$, H — $> 100^{\circ}\text{C}$, H — рабочее давление перегретого пара с t до 400°C .

Условный диаметр	ND 80 W 80, G 64, H 50						ND 100 W 100, G 80, H 64						Условный диаметр
	Толщина стенки	Вес 1 пог. метра	Внутренний диаметр	Площ. попереч. сеч.	Момент инерции	Момент сопротивления	Толщина стенки	Вес 1 пог. метра	Внутренний диаметр	Площ. попереч. сеч.	Момент инерции	Момент сопротивления	
NW	мм	кг	см	см ²	см ⁴	см ³	мм	кг	см	см ²	см ⁴	см ³	NW
32	—	—	—	—	—	—	4,5	5,83	48	18,09	25,8	9,04	32
40	—	—	—	—	—	—	5	8,02	60	28,27	51,2	16,5	40
50	—	—	—	—	—	—	6	10,4	64	32,17	81,4	21,4	50
(60)	—	—	—	—	—	—	6	12,3	77	46,57	136	29,8	(60)
70	—	—	—	—	—	—	6,5	15,3	89	62,21	223	43,8	70
80	—	—	—	—	—	—	7	17,4	94	69,40	285	52,7	80
(90)	—	—	—	—	—	—	9	27,5	115	103,9	656	98,5	(90)
100	—	—	—	—	—	—	10	36,8	139	151,8	1305	164	100
125	7	21,8	119	111,2	552	83	10	36,8	189	151,8	1305	164	125
150	8	29,8	143	180,6	1085	136	12	53,0	167	219,0	2715	284	150
(175)	10	44,6	171	229,7	2336	245	13	65,1	190	283,5	4288	597	(175)
200	11	55,6	194	295,6	3732	346	15	83,6	211	349,7	6829	867	200
(225)	12	67,8	217	369,8	5175	471	16	99,0	235	433,7	9976	1147	(225)
250	13	81,4	241	456,2	8388	628	16	99,0	255	483,7	1147	1275	250
275	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	275
300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	300
(325)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(325)
350	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	350
(375)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	(375)
400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	400

Примечание ND—условное давление, W— рабочее давление воды с $t < 100^{\circ}\text{C}$, G — рабочее давление пара при $t < 300^{\circ}\text{C}$ и $t > 100^{\circ}\text{C}$, H — рабочее давление перегретого пара с t до 400°C .

ТАБЛИЦА XVI
Характеристика различных сортов стали
(Vereinigten Stahlwerke A. G. — Германия)

Марка стали	Способ изготовления	При 20 °C		Предел текучести кг/мм ² при °C								
		Временное сопротивление кг/мм ²	Удлинение %	20	100	200	300	350	400	450	500	550
St 35-29	Мартен.	35—45	20	20	20	20	14	13	11	9	8	6
St 45-29	"	45—55	17	26	26	24	17	15	13	11	9	7
St 55-29	"	55—65	14	30	30	26	20	17	15	12	10	8
St 20	"	38—45	20	27	26	26	18	16	14	13	12	9
St 30	"	38—45	20	27	27	27	20	19	18	16	15	10
St 31	"	45—55	18	28	28	28	23	22	21	19,5	18	15
St 40	"	40—50	20	27	27	27	20	19	18	16	13	11
Sicromal 8	Электросталь	45—55	20	26	26	25	23	22	21	20	18,5	16
Sicromal 8a	"	55—65	17	30	30	29	28	27	26	25	24	20
Sicromal 9	"	48—58	14	30	28	26	23	22	21	20	18,5	16,5
Sicromal 10	"	52—62	10	34	33	30	28	26,5	25	23	21	18
Sicromal 12	"	55—65	6	41	40	36	34	32	31	28	25	21
3% Ni	Мартен.	45—55	18	26	25	23	18	17	16	14	11	9

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Главнейшие обозначения	5
Введение	7
 Глава I (вводная). Общие сведения об устройстве трубопроводов.	
1. Основные требования, предъявляемые к трубопроводам	9
2. Стандарты давлений и проходов	10
3. Соединения труб	12
4. Арматура	15
5. Определение диаметра паропровода	20
6. Определение падения температуры и изоляция	25
7. Схемы главных паропроводов	28
8. Дренаживание паропроводов	30
9. Питательные и другие трубопроводы	34
10. Краткая характеристика материалов, применяемых для различных частей трубопроводов	35
 Глава II. Термические расширения и способы их компенсации.	
1. Определение величин термических расширений	38
2. Общие соображения о компенсации термических расширений	40
3. Компенсаторы	42
4. Влияние собственного веса	49
5. Наибольший допустимый прогиб при заданном уклоне	51
6. Мертвые точки и опоры	52
 Глава III. Основные положения теории сопротивления материалов, применяемые при расчете плоских трубопроводов.	
1. Изгиб прямых и дуговых консолей	57
2. Коэффициент жесткости кривых труб	63
3. Модуль упругости при растяжении	65
 Глава IV. Теория самокомпенсации плоских трубопроводов.	
1. Основные задачи при проектировании трубопроводов	68
2. О методах определения сил и напряжений при термическом расширении трубопроводов	68
3. Общий метод расчета плоских трубопроводов	72
4. Метод Крокера и Катчана	73
5. Метод графического интегрирования	81
6. Аналитическое определение коэффициентов прогиба	97
7. Метод составляющих коэффициентов прогиба	99
8. Определение прогиба промежуточных точек	113
9. Влияние промежуточных опор на величины опорных реакций	118
10. Влияние длин прямых участков на компенсирующую способность трубопровода	123
11. Силы и моменты в геометрически подобных трубопроводах	127

Глава V. Определение напряжений в плоских трубопроводах	
1. О максимальных напряжениях	128
2. Продольные напряжения в кривых трубах	129
3. Поперечные напряжения в кривых трубах	133
4. Эквивалентное напряжение на растяжение	134
Глава VI. Трубопроводы в пространстве.	
1. Деформации прямых и кривых брусьев под влиянием сил и моментов, не лежащих в плоскости брусьев	138
2. Общий метод расчета трубопроводов в пространстве	143
3. Метод Крокера и Катчана для трубопроводов в пространстве	147
4. Определение эквивалентных напряжений в пространственных трубопроводах	162
5. Определение положения промежуточных точек	165
6. Приближенный метод расчета пространственных трубопроводов	165
Глава VII. Гибкость трубопроводов по опытным данным.	
1. Сравнение теоретических деформаций трубопроводов с опытными величинами	165
2. Гибкость волнистых труб	170
Глава VIII. Руководящие указания для проектирования трубопроводов	
1. Основные принципы проектирования	176
2. О допустимых напряжениях при повышенных температурах	180
Приложения.	189

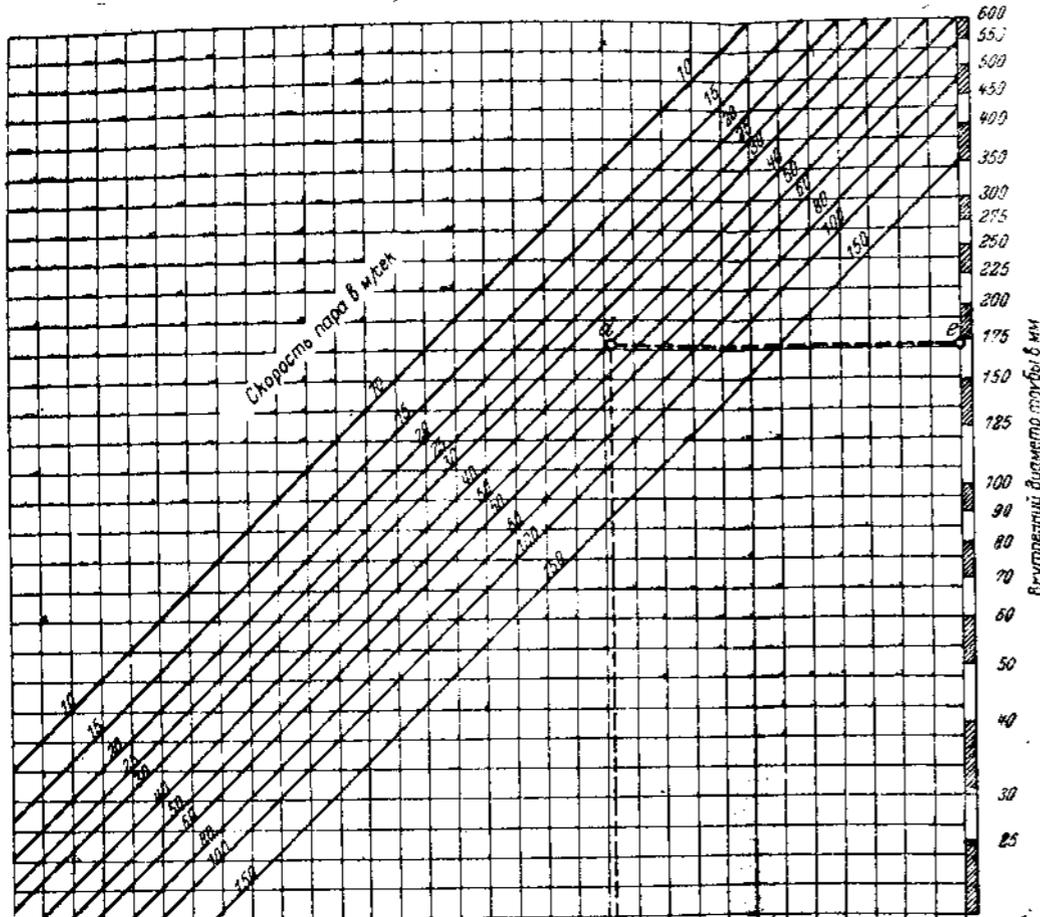
Сдано в набор 19 Января 1936 г.
 Поступило к печати 20/IV—35 г.
 Формат бумаги 62×94³/₁₆.

Количество печатных листов 131¹/₂ бум. л. 63³/₄
 Количество печатных знаков в 1 бум. листе 117024 17 авт. л.

Ответственный редактор Д. Д. Скоорцов.

Технический редактор Н. С. Кузьменко.

Энергоиздательство 177/Л1.



Пример

Дано:
 Давление пара . . . 15 атм
 Температура пара . . 325°C
 Количество пара . . 20 т/час

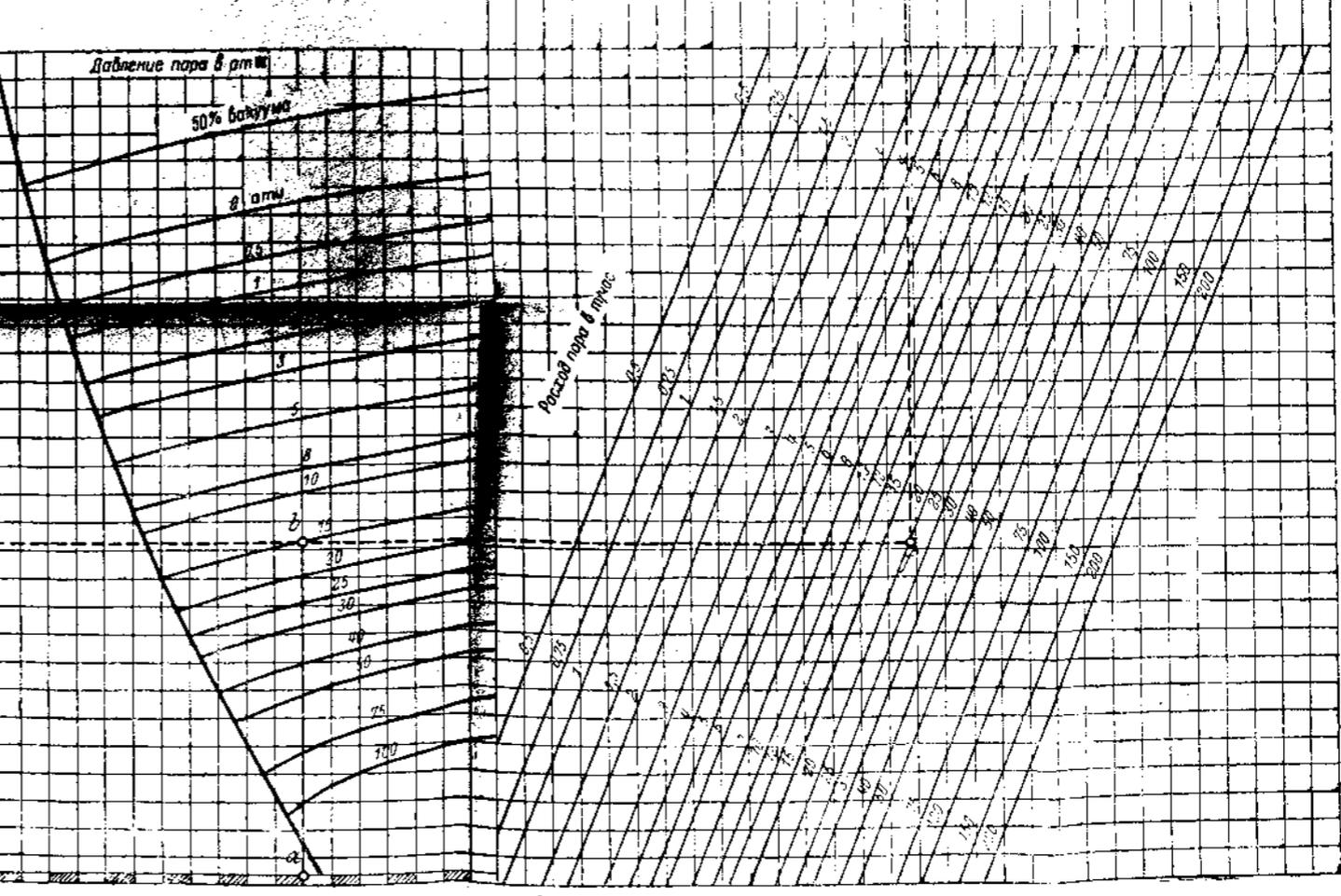
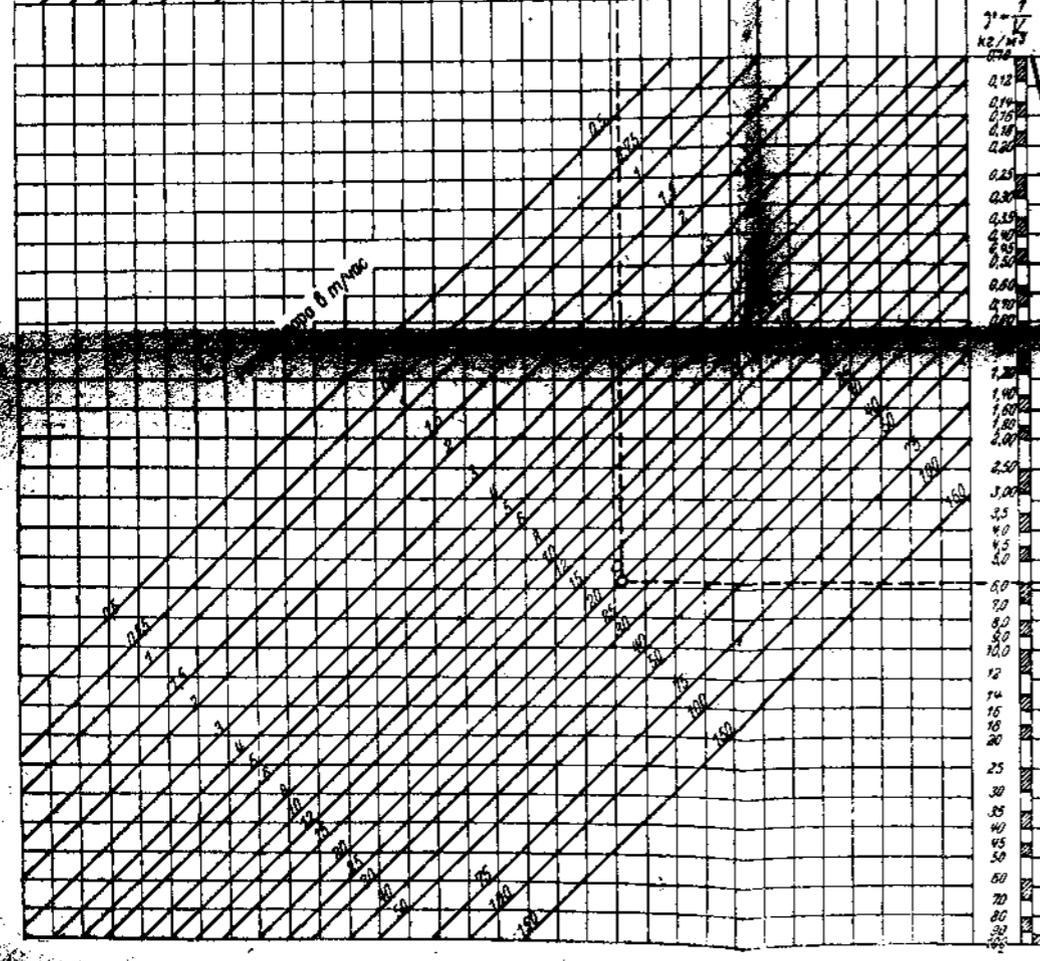
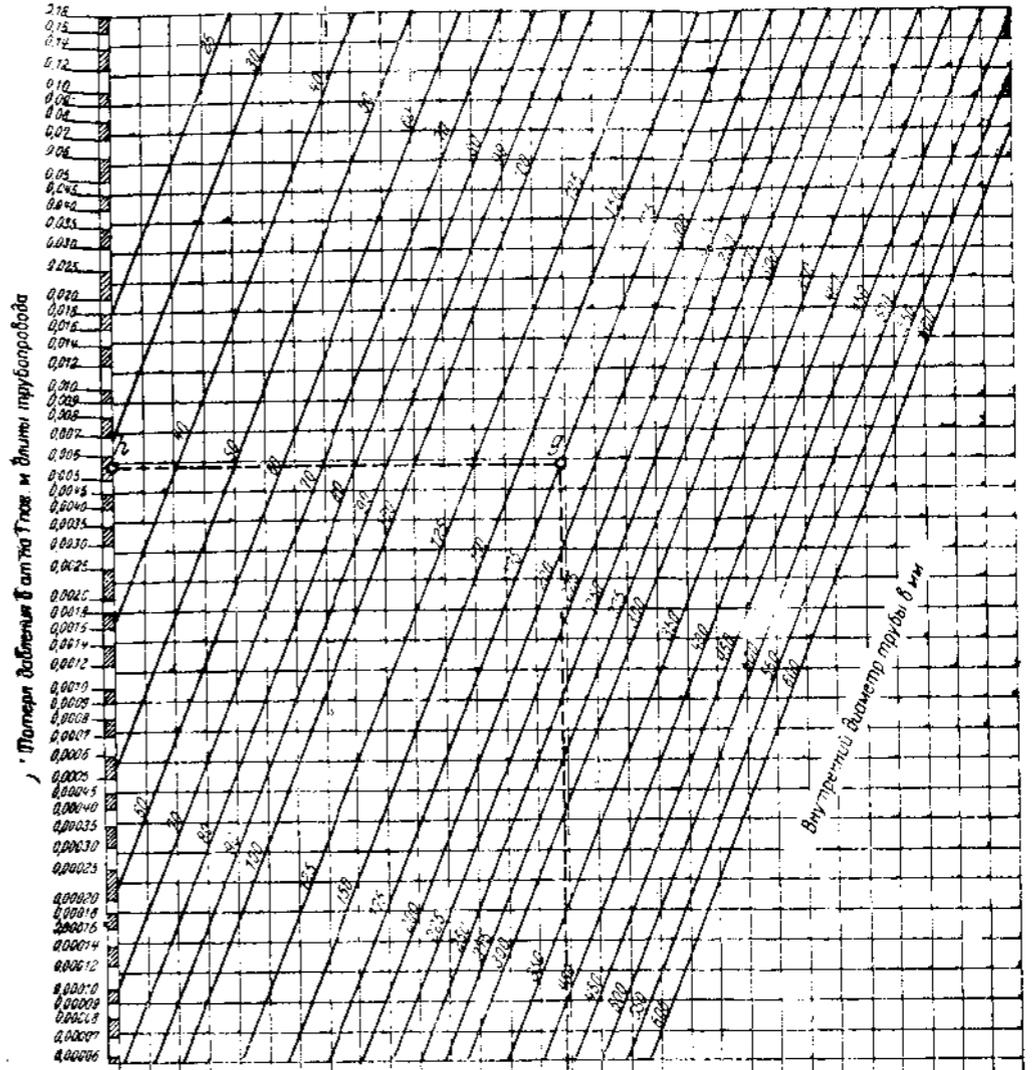
Принято:
 Скорость пара . . . 40 м/сек

Требуется определить:

- 1) внутренний диаметр в миллиметрах;
- 2) потерю давления в атм на 1 пог м прямой длины трубопровода.

Решение:

- 1) линия *abcde* дает искомый внутренний диаметр трубы $d \approx 175$ мм;
- 2) линия *abfgh* дает искомую потерю давления $\Delta p = 0,0055$ атм/м.



Цена 3 р. 6

ЭТ-20-5-3

-282096-



RLST



0000000345126

✓



1935