

Министерство образования и науки Российской Федерации

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ И ГАЗА им. И.М.ГУБКИНА**

В.Н.ИВАНОВСКИЙ, И.А.МЕРИЦИДИ

**ДОМАШНИЕ ЗАДАНИЯ ПО МАШИНАМ И
ОБОРУДОВАНИЮ ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ**

Часть I

Москва 2012

Министерство образования и науки Российской Федерации

**РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НЕФТИ И ГАЗА им. И.М.ГУБКИНА**

Кафедра машин и оборудования нефтяной и газовой промышленности

В.Н.ИВАНОВСКИЙ, И.А.МЕРИЦИДИ

**ДОМАШНИЕ ЗАДАНИЯ ПО МАШИНАМ И
ОБОРУДОВАНИЮ ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ**

Часть I

Методические указания к самостоятельной работе студентов по курсу «Машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа»

Москва 2012

УДК 622.276

Ивановский В.Н., Мерициди И.А. Домашние задания по машинам и оборудованию для добычи нефти.

Часть I «Машины и оборудование для добычи нефти»: Методические указания к самостоятельной работе студентов. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2012. –

Даны основные соотношения при расчетах оборудования для добычи нефти. Приведены шесть видов домашних заданий, отражающих основные разделы курса машин и оборудования для добычи и подготовки нефти и газа.

Представлены материалы справочного характера.

Рекомендуется для контроля самостоятельной работы студентов вузов нефтегазового профиля по дисциплине «Машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа»

Рецензент – профессор, д.т.н. Дроздов А.Н.

Российский государственный университет
нефти и газа им. И.М.Губкина, 2012

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ	5
ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ	6
ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 1. Расчет насосно- компрессорных труб на прочность	17
ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 2. Расчет пакеров.....	20
ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 3. Расчет оборудования для освоения скважин.....	22
ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 4. Выбор фонтанной арматуры.....	24
ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 5. Расчет фланцевых соединений фонтанной арматуры	25
ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ № 6. Расчет запорных устройств фонтанной арматуры	26
ПРИЛОЖЕНИЯ	28
ЛИТЕРАТУРА	31

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания «Домашние задания по машинам и оборудованию для добычи и подготовки нефти и газа. Часть I» составлены в полном соответствии с новыми рабочими программами по специальным дисциплинам «Машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа», «Нефтегазопромысловое оборудование».

В зависимости от специальности, учебными планами предусматривается изучение дисциплины, основу которой составляет курс «Машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа». При изучении этой дисциплины определенное количество часов выделяется на самостоятельную работу студентов. В качестве контроля самостоятельной работы студентов, предложены варианты домашних заданий.

Предлагаемые домашние задания отражают связь теоретической части с ее прикладной частью в области машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов.

Количество домашних заданий определяется преподавателем в зависимости от количества часов, выделенных на самостоятельную работу студентов. Выбор варианта домашнего задания осуществляется студентами по своему номеру в студенческом журнале.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

1. Прочностной расчет насосно-компрессорных труб (НКТ):

По сдвигающей нагрузке

Под сдвиганием резьбового соединения понимают начало разъединения резьбы трубы и муфты. При осевой нагрузке напряжение в трубе достигает предела текучести материала, затем труба несколько сжимается, муфта расширяется и резьбовая часть трубы выходит из муфты со смятыми и срезанными верхушками витков резьбы, но без разрыва трубы в ее поперечном сечении и без среза резьбы в ее основании.

$$P_{cm} = \frac{\pi D_{cp} B \sigma_m}{1 + \frac{\eta D_{cp} \operatorname{ctg}(\alpha + \phi)}{2l}}$$

$$D_{cp} = D_{внр} + B$$

$$\eta = \frac{B}{(B + S)}$$

где: D_{cp} – средний диаметр тела трубы под резьбой в ее основной плоскости, м

σ_m – предел текучести для материала труб, Па;

$D_{внр}$ – внутренний диаметр трубы под резьбой, м

B – толщина тела трубы под резьбой, м

S – номинальная толщина трубы, м

α – угол профиля резьбы, для НКТ по ГОСТ 633-80 $\alpha = 60^\circ$

ϕ – угол трения, для стальных труб $= 9^\circ$

l – длина резьбы, м.

Максимальная растягивающая нагрузка при подвеске оборудования массой M на колонне НКТ составляет

$$P_{max} = g L q + M g,$$

где: q – масса погонного метра трубы с муфтами, кг/м.

если $P_{ст} < P_{max}$, то рассчитывают ступенчатую колонну

Глубину спуска для различных колонн определяют из зависимости

$$L_1 = \frac{P_{cm1}}{n_1 q_1}; L_i = \frac{P_{cm i}}{n_i q_i}$$

Для равнопрочных (высаженных наружу) труб вместо $P_{ст i}$ определяется предельная нагрузка $P_{пр}$

$$P_{пр} = \frac{\sigma_m \pi (D_n^2 - D_{вн}^2)}{4}$$

n_1 – запас прочности (для НКТ допускается $n_1 = 1,3 - 1,4$)

$D_n, D_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр трубы.

В условиях наружного в внутреннего давления дополнительно к осевым σ_o действуют радиальные σ_r и кольцевые σ_k напряжения.

$$\sigma_r = -P_v \text{ или } \sigma_r = -P_n,$$

$$\sigma_k = \frac{P_v D_{вн} - P_n D_n}{2S},$$

где: P_v , P_n соответственно внутреннее и наружное давление.

По теории наибольших касательных напряжений находят эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{э}} = \sigma_1 - \sigma_3,$$

где: σ_1 , σ_3 соответственно наибольшее и наименьшее напряжения.

Для различных условий эксплуатации формулы для определения эквивалентного расчетного напряжения приобретают следующий вид:

$$\sigma_{\text{э}} = \sigma_o + \sigma_r \text{ при } \sigma_o > \sigma_k > \sigma_r.$$

$$\sigma_{\text{э}} = \sigma_k + \sigma_r \text{ при } \sigma_k > \sigma_o > \sigma_r.$$

$$\sigma_{\text{э}} = \sigma_o + \sigma_k \text{ при } \sigma_o > \sigma_r > \sigma_k.$$

Из рассмотренных случаев следует, что при $P_n > P_v$ максимально возможная длина спускаемой колонны будет меньше и её определяют по формуле

$$L_1 = \frac{P_{cm1} - \frac{P_n D_n \pi D_{cp} B n_1}{2S}}{n_1 q_1}$$

где n_1 – запас прочности = 1,15

При действии на НКТ циклических нагрузок ведется проверка на страгивающую нагрузку и усталость. Определяют наибольшую и наименьшую нагрузки, по которым определяют наибольшее, наименьшее и среднее напряжение σ_m , а по ним – амплитуду симметричного цикла (σ_a). Зная (σ_{-1}) – предел выносливости материала труб при симметричном цикле растяжения-сжатия определяют запас прочности:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала труб при симметричном цикле растяжения–сжатия; k_{σ} – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений, масштабный фактор и состояние поверхности детали; ψ_{σ} – коэффициент, учитывающий свойства материала и характер нагружения детали.

Предел выносливости для стали группы прочности Д равен 31 МПа при испытании в атмосфере и 16 МПа – в морской воде. Коэффициент $\psi_{\sigma} = 0,07 \dots 0,09$ для материалов с пределом прочности $\sigma_b = 370 \dots 550$ МПа и $\psi_{\sigma} = 0,11 \dots 0,14$ – для материалов с $\sigma_b = 650 \dots 750$ МПа.

По сжимающей нагрузке при опоре НКТ о пакер или забой

При опоре низа колонны НКТ о забой или на пакер может возникать продольный изгиб труб. При проверке труб на продольный изгиб определяют критическую сжимающую нагрузку, возможность зависания труб в скважине и прочность изогнутого участка.

Колонна НКТ выдерживает сжимающие нагрузки, если допускаемая критическая нагрузка $P_{кр} > P_{уст} P_{ус}$,
где:

$$P_{кр} = 3,5^3 \sqrt{EJ \lambda^2 q^2 g^2}$$

3,5 – коэффициент, учитывающий защемление колонны НКТ в пакере,

$$J - \text{момент инерции поперечного сечения трубы} = \frac{\pi(D_n^4 - D_{вн}^4)}{64}$$

$D_n, D_{вн}$ – наружный и внутренний диаметр трубы, при колонне НКТ, состоящей из секций разного диаметра в расчет принимаются размеры нижней секции, в нашем случае параметры $d_{нк\tau}$.

$$\lambda - \text{коэффициент, учитывающий уменьшение веса труб в жидкости} = 1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{ст}}$$

q – масса 1 погонного метра труб с муфтами в воздухе, кг/м,

$D_{обс.вн}$ – внутренний диаметр обсадной колонны, м.

Если выполняется неравенство $P_{уст} > P_{lmax}$ – происходит зависание труб в скважине, где: P_{lmax} – предельная нагрузка действующая на забой, при любом увеличении сжимающего усилия в верхнем конце колонны труб

При изгибе труб на большой длине возможно зависание изогнутых труб НКТ за счет трения их об обсадную колонну. При этом на пакер передается не весь вес изогнутой колонны. В этом случае если на верхнем конце колонны неограниченно увеличивать сжимающее усилие, то нагрузка, передаваемая колонной НКТ на забой, не превысит величины

$$P_{1;\infty} = \lambda l q \zeta_{1;\infty}$$

$$\text{где } \zeta_{1;\infty} = \frac{1}{a \frac{e^{2a} + 1}{e^{2a} - 1}} \quad a = 0,5l \sqrt{\frac{fr\lambda q}{EJ}},$$

a – параметр зависания; f – коэффициент трения НКТ об обсадную колонну при незапарафированной колонне (для расчетов можно принимать $f = 0,2$); r – радиальный зазор между НКТ и обсадной колонной; l – длина колонны, для скважин в пределе $l = H$.

Если увеличивать длину колонны, то $a \rightarrow \infty, \zeta_{1;\infty} \rightarrow 1/a$ и получаем предельную нагрузку, передаваемую на забой колонной НКТ:

$$P_{lmax} = 2 \sqrt{\frac{\lambda q E J}{fr}}$$

При свободном верхнем конце колонны НКТ ($l = H$) нагрузка, передаваемая НКТ на забой:

$$P_{1,0} = \lambda q H \zeta_{1,0},$$

$$\text{где } \zeta_{1,0} = \frac{1}{a \frac{e^{2a} - 1}{e^{2a} + 1}}.$$

Условие прочности для изогнутого участка колонны НКТ записывается в виде:

$$P_{lсж} \left(\frac{1}{F_0} + \frac{r}{2W_0} \right) \leq \frac{\sigma_m}{n},$$

где F_0 – площадь опасного сечения труб, m^2 ; W_0 – осевой момент сопротивления опасного сечения труб, m^3 ; $P_{1сж}$ – осевое усилие, действующее на изогнутый участок труб, МН; σ_m – предел текучести материала труб, МПа; n – запас прочности, принимаемый равным 1,35.

2. Расчет пакера:

Определение наименьшей величины осевой силы Q действующей на пакер, обеспечивающей герметичное разобщение ствола скважины проводится по формуле:

$$Q > 0,111 \Delta P F + G F [(R_c^2 - r_{ш}^2)^3 - (R_{п}^2 - r_{ш}^2)^3] / [(R_c^2 - r_{ш}^2)^2 + (R_{п}^2 - r_{ш}^2)]$$

где: F – площадь поперечного сечения уплотнительного элемента в деформированном состоянии, m^2

$R_{п}$ – наружный радиус резины до деформации = $R_c / k_{оп}$

$k_{оп} = 1,13$ для пакеров под обсадные колонны 146, 168 мм, $K_{оп} = 1,09 \dots 1,07$ для пакеров под обсадные колонны 178 и 299 мм.

Определение наибольшей высоты уплотнительного элемента пакера.

$$h_{max} = (R_{п}^2 - r_{ш}^2) R_c^3 / [0,45 f (R_c^2 - r_{ш}^2)(3R_c^2 + 2R_c r_{ш} - r_{ш}^2)]$$

f = коэффициент трения (принимается 0,2)

Определение оптимальной длины хода штока пакера.

$$S = h (K_{оп}^2 - 1) R_{п}^2 / (K_{оп}^2 R_{п}^2 - r_{ш}^2),$$

где: $h = 0,9 h_{max}$ – высота свободного, не нагруженного уплотняющего элемента.

Определение предельной осевой нагрузки на плашечный захват пакера, при котором не происходит разрушения обсадной колонны

$$Q_{пред} \leq [\sigma_t n \operatorname{tg} \alpha (D^2 - D_{вн}^2) l_{пл} (L_{пл}^2 + 16/3 f_{пл}^2)^{1/2}] / (D^2 + D_{вн}^2),$$

где: $D_{вн}$ – внутренний диаметр обсадной колонны, м,

$l_{пл}$ – осевая длина плашки, м,

$L_{пл}$ – длина хорды плашки в диаметральном сечении, м,

$f_{пл}$ – стрела профиля плашки, м

При ограниченной площади контакта плашек по периметру обсадной колонны участки труб между плашками работают на изгиб и $Q_{пред}$ определяют

$$Q_{пред} \leq 2 \sigma_t n \operatorname{tg} \alpha (D - D_{вн})^2 l_{пл} / D_{вн}$$

3. Освоение скважины свабированием:

Определение нагрузки, действующей на канат в точке А (точке подвеса каната над устьем скважины).

Максимальная нагрузка в точке А определяется как

$$P_{max} = P_{ж} + P_{кан} + P'_{кан},$$

где: $P_{ж}$ – вес столба жидкости над свабом, Н

$P_{кан}$ – вес каната, находящегося над жидкостью, Н

$P'_{кан}$ – вес каната, находящегося в жидкости, Н.

Напряжения в канате в точке А определяется как сумма растягивающих и изгибных напряжений:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{раст} + \sigma_{изг}$$

$$\sigma_{раст} = 4 P_{max} / (\pi d_k^2 K_{кан})$$

$$\sigma_{изг} = E_{пр} \delta_{пр} / (D_b + d_k)$$

где: d_k - диаметр каната, м;

$K_{кан}$ - коэффициент наполнения каната проволоками;

$E_{пр}$ - модуль упругости материала проволок каната, МПа;

$\delta_{пр}$ - диаметр проволоки каната, м;

$\delta_{пр}$ - диаметр бочки барабана или блока (минимальный), м.

Условие прочности для каната: $\sigma_{\Sigma} < [\sigma_{пр}] / n_{зап}$

4. Выбор схем фонтанной арматуры

Для низких и средних давлений (7 - 35 МПа) рекомендуют применять тройниковую фонтанную арматуру, для средних и высоких давлений (35 – 105 МПа) крестовую арматуру.

Скорости движения жидкости или газа в тройниках, крестовинах и запорных устройствах, при определении диаметра проходного сечения фонтанной арматуры, должны находиться в пределах 0,5 – 5 м/с.

При наличии значительного количества механических примесей (свыше 100 мг/л) в продукции скважины необходимо предусматривать дополнительные (резервные) отводы.

При выборе запорных устройств необходимо руководствоваться тем, что для низких давлений (7 – 14 МПа) применяются пробковые краны, при более высоких давлениях - прямоточные задвижки.

Толщину стенок цилиндрических частей элементов фонтанной арматуры рассчитывают по зависимости

$$S = \frac{D_{вн}}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p}{[\sigma_p] - p}} - 1 \right) + \Delta S$$

где $D_{вн}$ – внутренний диаметр цилиндрической части арматуры; p - рабочее давление; $[\sigma_p]$ - допустимое напряжение на растяжение материала арматуры; ΔS - увеличение толщины, учитывающее коррозию металла за время эксплуатации фонтанной арматуры.

$$\Delta S = \Delta S_t t$$

где ΔS_t - уменьшение толщины стенки от коррозии в год; t - срок службы арматуры.

5. Методика расчета фланцевых соединений фонтанной арматуры

Из условия эксплуатации скважин (давление, дебит, содержание песка, температура и др.) выбирают схему арматуры, диаметр проходного отверстия, размер фланцев.

По известным размерам фланца выбирают из приложения размер прокладки.

Выполняют предварительный расчет фланца на прочность по первому варианту соединения фланцев. Если все полученные данные соответствуют требованиям, то определяют размеры шпилек и потребное количество их и расчет на этом заканчивают.

При больших давлениях надо обеспечивать работу соединения по второму варианту для уменьшения напряжений в элементах соединения фланцев.

Расчет фланцевых соединений фонтанной арматуры (первый вариант)

Расчетная нагрузка на фланцевое соединение складывается из усилия на шпильки при их предварительной затяжке и усилий, возникающих в процессе эксплуатации

арматуры. Также учитываются изгибающий момент от массы боковых отводов и влияние разности температур между проходящей жидкостью или газом и окружающей средой.

Нагрузка на шпильки от их предварительной затяжки:

$$P_{ш1} = \pi D_{срн} b_o q_n$$

где:

$D_{ср}$ - средний диаметр прокладки фланцевого соединения;

b_o - расчетная толщина прокладки;

q_n - удельное давление смятия прокладки, зависит от материала прокладки, принимается по табл. 1;

Таблица 1

Конструкция прокладки	Материал прокладки	Коэффициент m	Минимальное удельное давление прокладки q_n , МПа
Металлическая овального или восьмигранного сечения	Сталь 08кп ГОСТ 2050-60	5,5	125
	Сталь ОХ13 ГОСТ 5632-61	5,5	125
	Сталь ОХ18Н10Т ГОСТ 5632-61	6,5	180

Эксплуатационная нагрузка складывается из:

- 1) Сила давления перекачиваемой среды

$$P_o = \frac{\pi}{4} D_{срн}^2 p$$

где p - рабочее давление

- 2) Сила давления на прокладку для обеспечения герметичности соединения (остаточное усилие затяжки)

$$P_{ост} = 2mpD_{срн}b_o\pi$$

где m - эмпирический прокладочный коэффициент, учитывающий материал уплотненных элементов, физические свойства рабочей среды.

Величина коэффициента для жидкостей выбирается по табл. 1 в зависимости от материала и формы прокладки. При использовании фонтанной арматуры для работы на газовой и газожидкостной смесях его увеличивают в 2 раза.

- 3) Сила изгибающего момента от массы боковых отводов фонтанной арматуры

$$P_M = \frac{2M}{D_{срн} + D_{ш}}$$

где:

M - изгибающий момент от массы отвода и линий, идущих к манифольду;

$D_{ш}$ - диаметр окружности центров отверстий под шпильки.

- 4) Усилие от температурных деформаций возникает из-за того, что при повышенной разницы в температуре перекачиваемой (пластовый флюид и др.) и окружающей среды внутренние и наружные элементы фонтанной арматуры подвержены разным деформациям, что создает дополнительные нагрузки.

$$P_t = \frac{\Delta t_{ш} \alpha}{\frac{l_{ш}}{E_{ш} \Sigma F_{ш}} + \frac{l}{E_{нр} F_{нр}}}$$

$$l = H - \frac{D - D_1}{2} \operatorname{tg} \gamma$$

где:

Δt - превышение температуры прокладки и фланцев по сравнению с температурой шпилек. При расчетах полагают, что фланцы, приваренные встык нагреваются до температуры среды в трубопроводе, а температура шпилек составляет около 0,95 температуры фланца для неизолированных фланцев и 0,97 - для изолированных;

l_w - рабочая высота шпильки (расстояние между серединами высот гаек);

α - коэффициент линейного расширения (принимается для фланцев и шпилек одинаковым);

E_w, E_{np} - модули упругости шпилек и прокладки;

F_w, F_{np} - площади поперечного сечения шпилек (на участке без резьбы) и прокладки;

H - конструктивная высота прокладки;

D - внешний диаметр прокладки;

D_1 - диаметр фаски прокладки;

γ - угол наклона стенки канавки под прокладку ($\gamma=67^\circ$).

В итоге эксплуатационная нагрузка равна

$$P_{w2} = P_o + P_{ocm} + P_M + P_t$$

В качестве расчетной нагрузки (P) на шпильки (болты) принимается наибольшее из двух значений P_{w1}, P_{w2} . Обычно при низких давлениях $P_{w1} > P_{w2}$ и, наоборот, при значительных давлениях и мягких прокладках $P_{w2} > P_{w1}$.

По величине расчетного усилия P определяется число шпилек (болтов) фланцевого соединения.

$$Z_w = \frac{P}{q_w}$$

где q_w - допускаемая нагрузка на одну шпильку (болт) равная

$$q_w = \frac{\pi d_o^2}{4} \sigma_{дон}$$

где:

d_o - внутренний диаметр резьбы шпилек;

$\sigma_{дон}$ - допускаемое напряжение, определяется через предел текучести материала шпилек, при коэффициенте запаса $n_w=3,5$

$$\sigma_{дон} = \frac{\sigma_{Тш}}{n_w}$$

Полученное число шпилек (болтов) округляется до числа, кратного 4.

Для создания расчетного удельного контактного давления на уплотняющей поверхности прокладки необходимо, чтобы шаг между осями шпилек (болтов) был равен $t \leq 5d$, где d – наружный диаметр шпильки (болта). При больших давлениях шпильки ставят с шагом $t=(3 \div 2,5)d$.

Определение напряжения в наиболее опасном сечении фланца.

Фланец считают по наиболее опасным сечениям, таковым является сечение АС для фланцев с овальной и восьмигранной прокладкой (рис. 1).

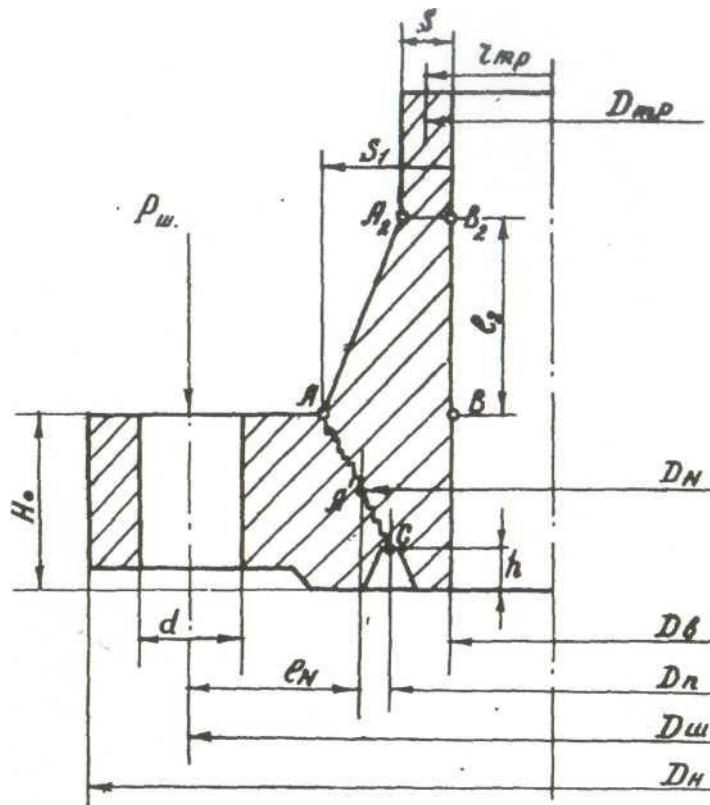


рис. 1. Фланцевое соединение

Для расчета фланец представляется в виде консольной балки с заделкой в указанных сечениях и рассматривается изгиб от силы P . Уравнение моментов

$$M_{AC} = Pl_N$$

Момент сопротивления опасного сечения

$$W_{AC} = \frac{\pi D_N (H_o - h)^2}{6}$$

Напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{AC} = \frac{M_{AC}}{W_{AC}} \leq [\sigma]$$

Допустимое напряжение $[\sigma]$ определяется по пределу текучести материала фланца при запасе прочности 2,5.

Изложенный выше метод расчета является приближенным, так как не учитывает податливость деталей фланцевых соединений при их нагружении, деформации изгиба шпилек и др. А это имеет значение при больших давлениях. Для этого в институте АЗИНМаш(г.Баку) разработан уточненный метод расчета соединения, работающего при втором варианте уплотнения.

Расчет фланцевых соединений фонтанной арматуры (второй вариант)

Определение толщины тарелки фланца.

$$H_o = \sqrt{\frac{n_{\phi} D_e p \psi F - \sigma_{T\phi} \delta_1^2 (D_e - \delta_1) \psi^n}{D_e (\sigma_{T\phi} - n_{\phi} p)}}$$

где:

F - сумма расчетных коэффициентов;

δ_1 - расчетная толщина прокладки;

n_{ϕ} - коэффициент запаса прочности фланца, принимается 2,5;

D_{ϵ} - диаметр проходного отверстия фланца;

$\sigma_{T\phi}$ - предел текучести материала фланца;

ψ', ψ'' - коэффициенты, зависящие от α_p , принимаются по графику (рис. 1).

Коэффициент α_p определяется по формуле

$$\alpha_p = \frac{D_{np}}{D_{\epsilon}}$$

где D_{np} - расчетный диаметр фланца, определяется по формуле

$$D_{np} = \frac{4D_{ин}^2 - zd^2}{4D_{ин}^2 + zd^2} D_n$$

где:

D_n - наружный диаметр фланца;

z - число шпилек;

d - диаметр отверстия под шпильки.

Сумма расчетных коэффициентов F определяется по формуле

$$F = A_0 + A_1 + A_2$$

последующие члены (A_3, A_4 и т.д.) суммы бесконечно малы и поэтому не учитываются.

$$A_0 = 0,5 \frac{\pi d^2}{h_{pn}} D_{ин} \operatorname{ctg} \gamma$$

$$l = H - 2\delta_1 \cos \alpha$$

$$h_{pn} = H - \frac{2\delta_1^2}{b} \cos^2 \alpha$$

где:

b - толщина прокладки;

$D_{ин}$ - внешний диаметр прокладки;

$$A_1 = \frac{2\pi D_{\epsilon}^2 (D_{ин} - D_{\epsilon} - \delta_1) + \pi (D_{ин}^2 - D_{\epsilon}^2) (2D_{ин} - D_{ин} - D_{\epsilon})}{8(D_{np} - D_{\epsilon})}$$

$$A_2 = \frac{D_{ин} - D_{ин}}{D_{np} - D_{\epsilon}}$$

Расчет шпилек на прочность.

Внутренний диаметр резьбы шпильки определяют с учетом изгибающих напряжений и упругопластических деформаций по формуле

$$d_0 = \sqrt{\frac{n p (A_0 + F_0)}{0,59 \sigma_{Tин} z}}$$

где:

n - коэффициент запаса прочности шпильки, принимается 3÷5;

F_0 - площадь круга диаметром $D_{ин}$.

Полученный размер округляют до ближайшего из приложения 1, без снижения коэффициента запаса прочности.

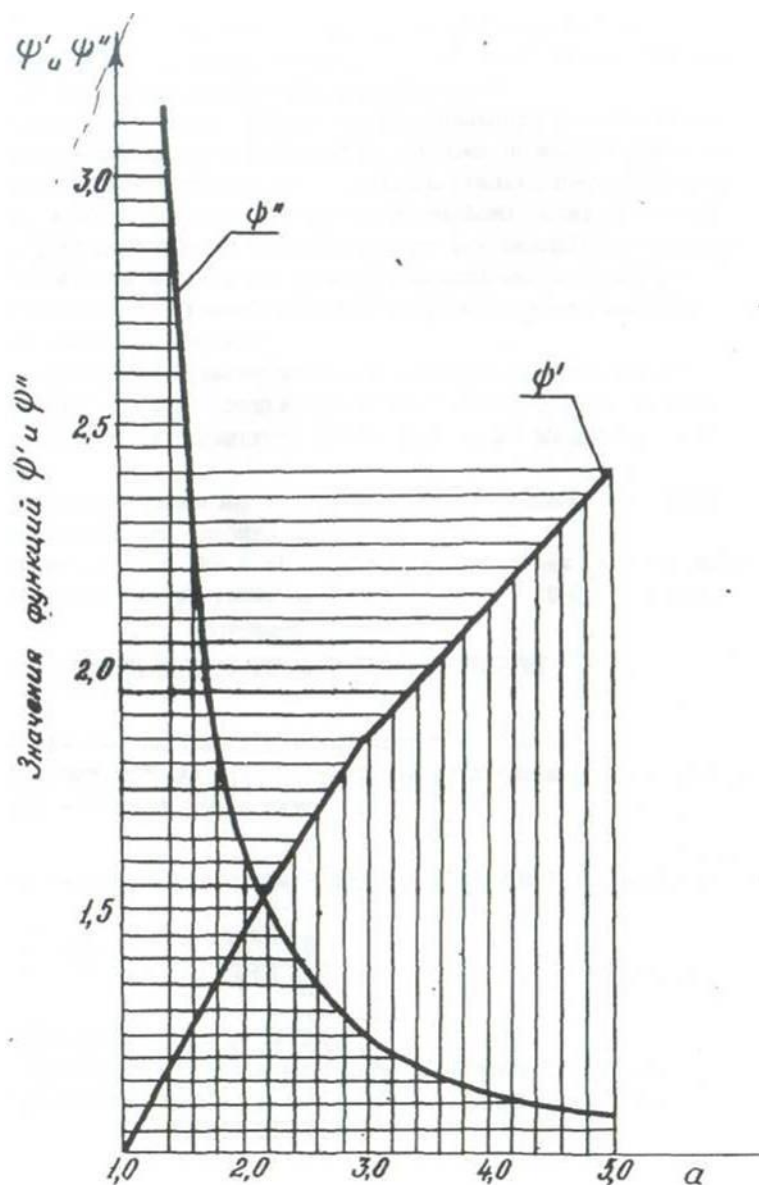


рис. 2. График функций

6. Расчет запорных устройств.

Пробковые краны

Наибольшее усилие среды, действующее на пробку крана,

$$Q_{\text{ср}} = p \cdot F_{\text{упл}} \quad \text{где } p \text{ – рабочее давление.}$$

Площадь уплотнительной поверхности $F_{\text{упл}} \approx D_{\text{к}} \cdot H$,
 где H – высота рабочей части пробки, $D_{\text{к}}$ – средний диаметр пробки крана.

Если D_1 – максимальный, а D_2 – минимальный диаметр пробки в уплотнении, то
 $D_{\text{к}} \approx 0,5 (D_1 + D_2)$.

Усилие среды прижимает пробку к корпусу и создает силу трения
 $T_{\text{к}} = f_{\text{к}} \cdot Q_{\text{ср}}$, где $f_{\text{к}}$ - коэффициент трения пробки о корпус, равный 0,1.

Момент, необходимый для поворота пробки крана,

$$M_{\text{к}} = M_{\text{п}} + M_{\text{с}}.$$

Здесь M_n – момент трения пробки в корпусе, $M_n = 0,5 T_k D_k = 0,5 f_k \cdot Q_{cp} D_k$.
 Момент трения в сальнике M_c может быть определен по формуле

$$M_c = 0,5 p \pi d_c^2 h_m \mu$$

где h_m – высота манжеты; μ - коэффициент трения манжеты о шпиндель, $\mu \approx (0,05 + 0,08)$.

Прямоточные задвижки.

Если уплотняемая среда находится слева, то левый шибер не нагружен, усилие Q_1 на шпиндель передается лишь через правый шибер. С учетом выталкивающей силы P_o усилие на штоке задвижки будет

$$Q_1 = Q_{cp} f + P_o$$

где f – коэффициент трения, равный 0,1

$$Q_{cp} = 0,25 \pi D_k^2 p$$

$$P_o = 0,25 \pi p d_c^2$$

где D_k – средний диаметр уплотнения шибера задвижки, $D_k = 0,5(D_v + D_n)$, D_v – диаметр уплотнения внутренний, D_n – диаметр уплотнения наружный, d_c – диаметр шпинделя.

Момент для открывания и закрывания задвижки определяют как сумму:

$$M_{кр} = M_1 + M_2 + M_3$$

где M_1 – момент трения в резьбе гайки;

$$M_1 = 0,5 Q_1 d_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

где d_{cp} – средний диаметр резьбы; ρ - угол трения в резьбе, равный $\operatorname{arctg} f_1$, (f_1 - коэффициент трения в резьбе, $f_1 \approx 0,15$);

α - угол подъема резьбы, $\alpha = \operatorname{arctg}(v/\pi d_{cp})$, (v – шаг резьбы)

$$M_2 \approx 0$$

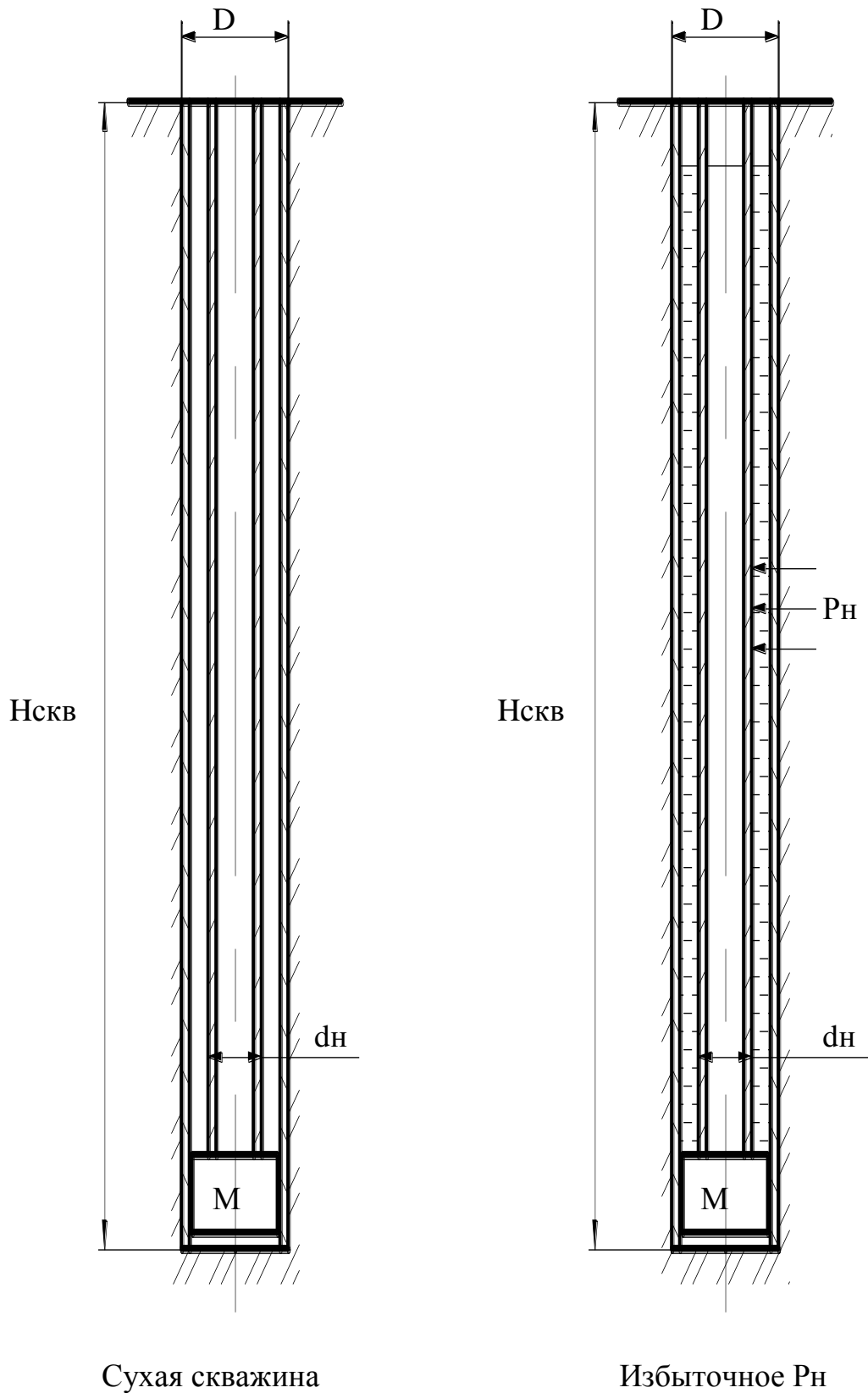
M_3 – момент трения в сальнике. Для манжетного сальника, независимо от числа манжет

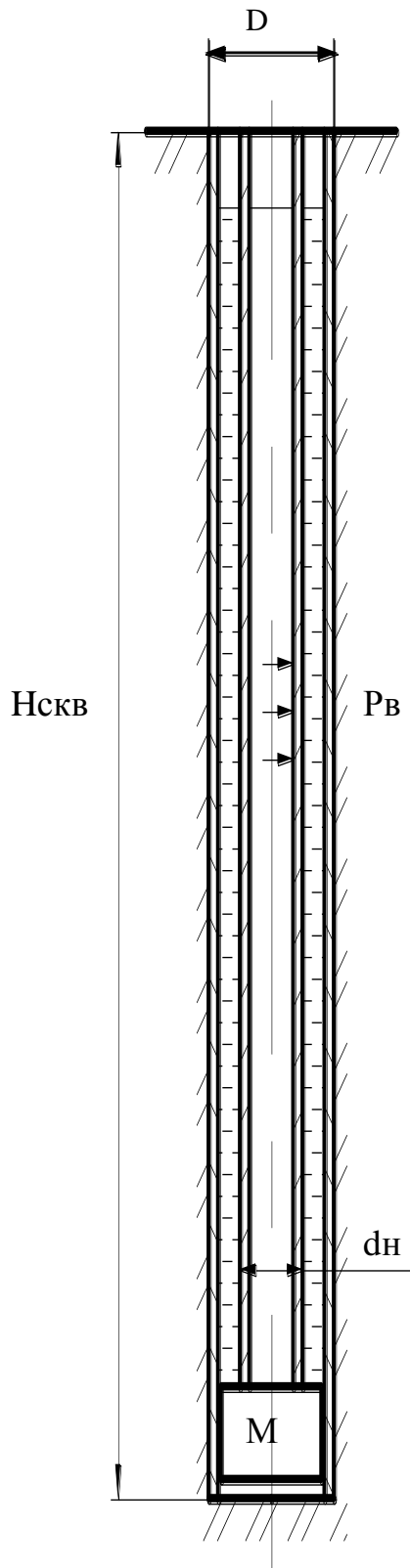
$$M_3 = 0,5 \pi p d_c^2 h_m \mu$$

где h_m – высота манжеты; μ - коэффициент трения манжеты о шпиндель, $\mu \approx (0,05 + 0,08)$.

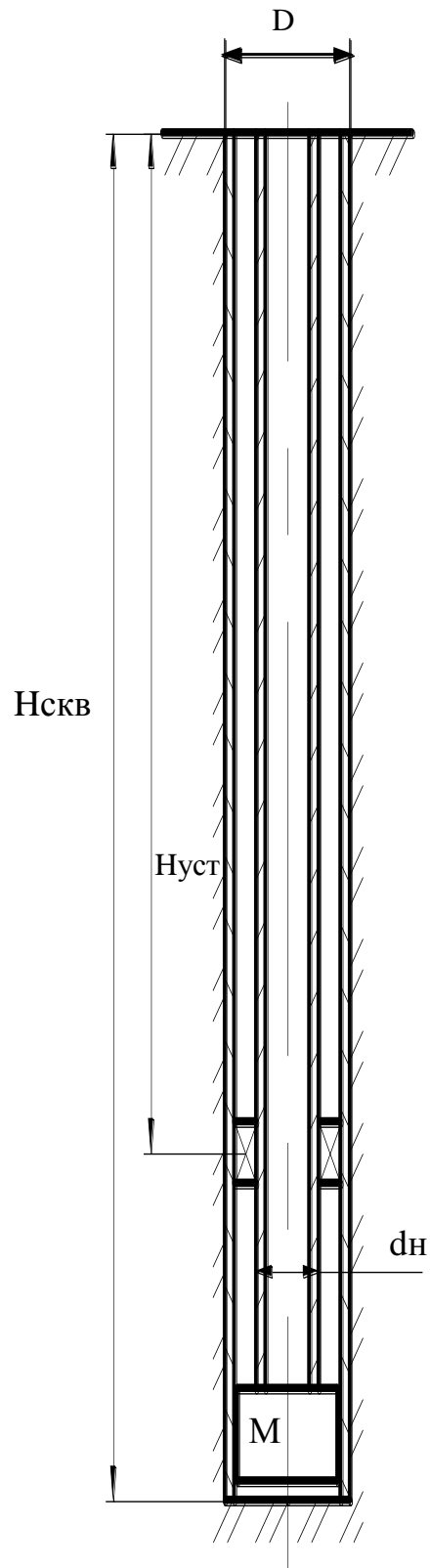
14	Избыточное внутреннее давление, P_v , МПа					
15	Амплитуда напряжений симметричного цикла, σ_a , МПа					

Расчетные схемы задания №1





Избыточное Рв



Установка пакера

Домашнее задание № 2

Расчет пакеров.

Пакеры служат для разобщения частей ствола скважины по вертикали и герметизации нарушенных участков обсадной колонны, для разобщения зон затрубного пространства, расположенных выше и ниже пакеров. Применяют в обсадной (эксплуатационной) колонне нефтяных, газовых и нагнетательных скважинах при их эксплуатации, ремонте.

Перепады давления, воспринимаемые пакерами, находятся в интервале от 7 до 70 МПа. Температура окружающей среды при эксплуатации скважин может изменяться от 40 до 100 °С, а при тепловом воздействии на пласт достигает в некоторых случаях 300...400 °С.

По восприятию перепада давления пакеры подразделяются:

ПВ – усилие направлено от перепада давления вверх;

ПН – усилие направлено от перепада давления вниз;

ПД – двустороннего действия (усилие от перепада давления направлено как вверх, так и вниз).

По способности фиксироваться на месте установки пакеры подразделяют:

Я – фиксирующиеся якорем;

без обозначения – самостоятельно фиксирующиеся.

По способу посадки пакеры подразделяют:

Г – гидравлические;

М – механические;

ГМ – гидромеханические;

без обозначения – не требующие посадки.

По способу съема пакеры подразделяют:

В – вращением;

Р – разбуриванием;

И – специальным инструментом;

без обозначения – натягом.

По исполнению:

Без обозначения – нормальное;

Коррозионностойкое:

К1 – углекислотостойкое (CO_2 не более 10% об.),

К2 – сероводородостойкое (H_2S и CO_2 не более 10% об. каждого компонента),

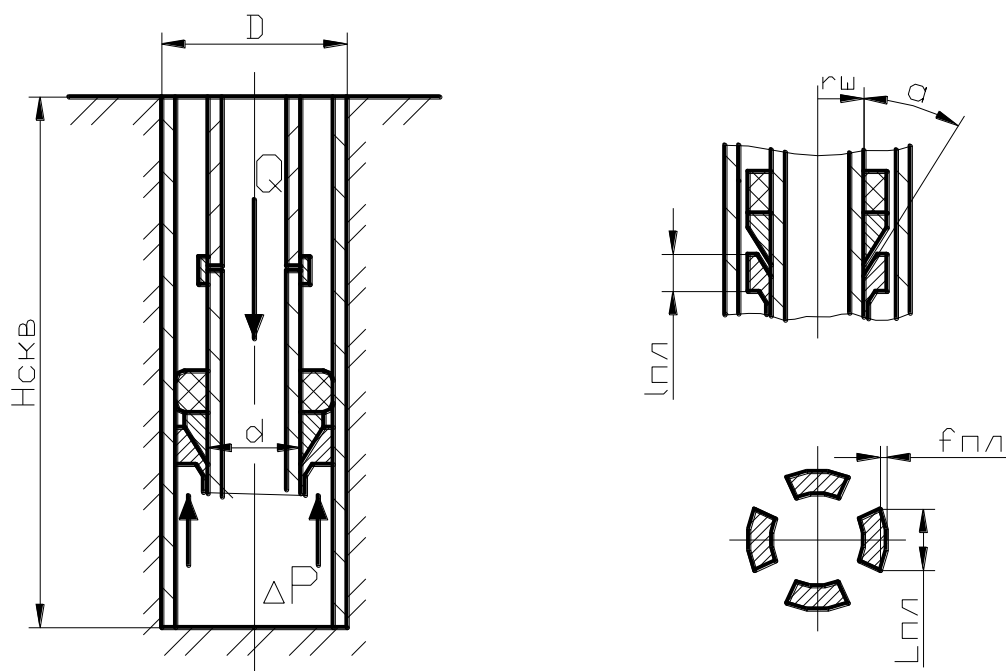
К3 – сероводородостойкое (H_2S и CO_2 свыше 10%, но не более 25% об. каждого компонента),

Т – термостойкое (для рабочих сред с температурой более 150°С).

В скважину с определенным диаметром обсадной колонны $D_{обс}$ спускается и устанавливается механический пакер, рассчитанный на перепад давления ΔP и имеющий определенные конструктивные размеры.

1. Определить наименьшую величину осевой силы Q , обеспечивающей герметичное разобщение ствола скважины.
2. Определить наибольшую высоту уплотнительного элемента пакера.
3. Определить оптимальную длину хода штока пакера.
4. Проверить влияние плашечного захвата на прочность обсадной колонны. В конструкциях пакеров, где плашки перекрывают кольцевой зазор полностью (или больше 70%), нагрузка на обсадную колонну распределена равномерно по всему периметру.

Расчетная схема задания № 2



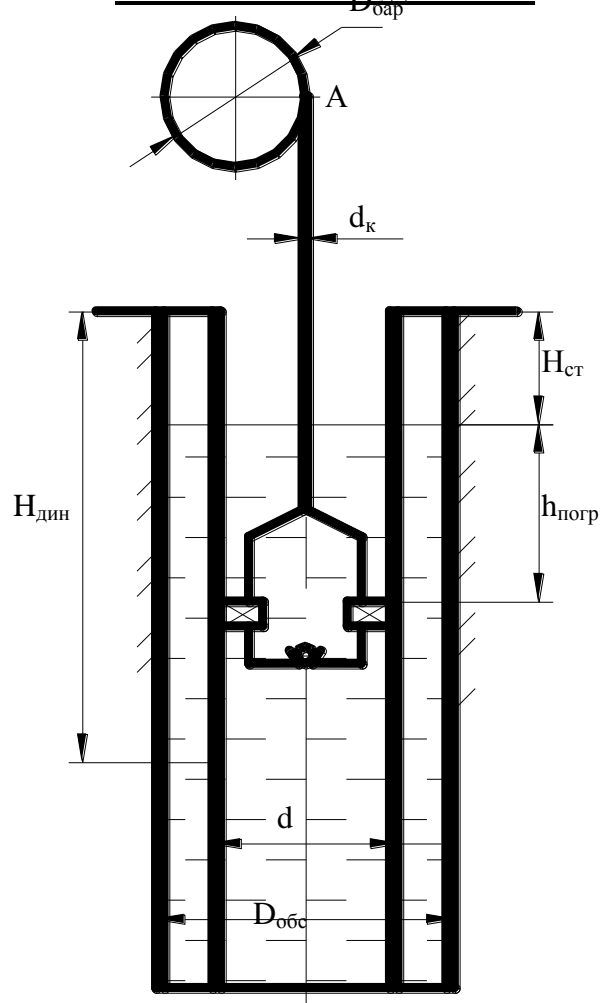
Домашнее задание №3

Расчет оборудования для освоения скважин.

Необходимо произвести освоение скважины, в которую спущена колонна НКТ диаметром $d_{\text{НКТ}}$. Скважина заполнена жидкостью плотностью $\rho_{\text{ж}}$ до статического уровня $H_{\text{ст}}$. Освоение скважины производится с помощью сваба, который посредством каната диаметром $d_{\text{к}}$, свитым из проволок диаметром $d_{\text{пр}}$ с коэффициентом наполнения $K_{\text{кан}}$, прикреплен к подъемному барабану диаметром $D_{\text{б}}$.

1. Определить за какое количество циклов свабирования уровень жидкости в скважине достигнет $H_{\text{дин}}$, если при этом $P_{\text{заб.}}=0,6 P_{\text{пл}}$ (пластовое давление), а $P_{\text{пл}}=1,1 (\rho_{\text{ж}} g H_{\text{скв}})$
2. Определить прочность каната в точке А при последнем цикле подъема сваба.
3. Если канат не выдерживает нагрузку, произвести необходимые конструктивные изменения ($D_{\text{б}}$, $d_{\text{к}}$, $d_{\text{пр}}$, $[\sigma_{\text{пр}}]$) и произвести перерасчет с целью выполнения задачи по освоению скважины.
4. Какие применяются другие способы освоения скважин, области их применения.
5. Исходные данные к домашнему заданию приведены в табл. № 4.

Расчетная схема задания №3



Дано: номера по журналу

Таблица № 4

№	Наименование параметра	1-5	6-10	11-15	16-20	21-25
1	№ скв- индивидуальный	-	-	-	-	-
2	Глубина скважины $H_{скв}$, м, индивидуально	-	-	-	-	-
3	D обсадной колонны, мм	146x8	146x9	168x8	168x9	168x10
4	d НКТ, мм	73	73	73	73	73
5	Диаметр барабана, $D_{б}$, мм	500	420	450	475	350
6	Диаметр каната, $d_к$, мм	15	15	15	15	15
7	Диаметр проволоки, $d_{пр}$, мм	1,5	1,0	1,2	1,3	0,8
8	Коэффициент наполнения каната, $K_{кан}$, мм	0,7	0,9	0,8	0,75	0,85
9	Плотность жидкости, $\rho_ж$, кг/ м ³	1200	1180	1100	1150	1130
10	Статический уровень, $H_{ст}$, м	200	170	150	250	220
11	Модуль упругости материала каната, $E_{пр}$, 10 ⁵ Мпа	2,06	2,06	2,06	2,06	2,06
12	Предел прочности	1100	1200	1600	1500	1400

6	Способ эксплуатации	ЭЦН	Галифт	Фонтан	С двух пластов	ЭЦН
7	Способ управления задвижками	вручн	дистанц	автомат	вручн	дистан
8	Содержание песка в %	1,5	1,0	2,2	2,3	0,8
9	Климатическая зона	Хол	Умер	Хол	Умер	Холл
10	Агрессивность среды	CO ₂ < 6	H ₂ S< 6	H ₂ S<25	CO ₂ <25	CO ₂ < 6
11	Уменьшение толщины стенки от действия коррозии в год, м	1x 10 ⁻⁴	2x 10 ⁻⁴	5x 10 ⁻⁵	1x 10 ⁻⁵	3x 10 ⁻⁶

Домашнее задание № 5

Расчет фланцевых соединений фонтанной арматуры.

Одним из основных элементов фонтанной арматуры являются фланцевые соединения, при помощи которых соединяются узлы оборудования.

При фланцевом соединении деталей арматуры уплотнение осуществляется в большинстве случаев металлическим кольцом овального или восьмиугольного сечения. Эластичные, неметаллические уплотнения широко применяются в поверхностных соединениях системы сбора и подготовки нефти.

Фланцевое соединение (рис. 3) состоит из двух фланцев 1, уплотнительной прокладки 2, шпилек 3 и гаек 4. Фланцы могут быть корпусными, приварными и резьбовыми. Корпусные фланцы отливаются вместе с корпусом задвижки, крестовика и другой деталью устьевого оборудования. Приварные привариваются встык к патрубку корпусной детали или трубе. Резьбовые соединяются с корпусом или трубой на резьбе. Это более трудоемкий и менее надежный путь, он используется, когда по различным причинам нельзя использовать соединения корпусные или приварные.

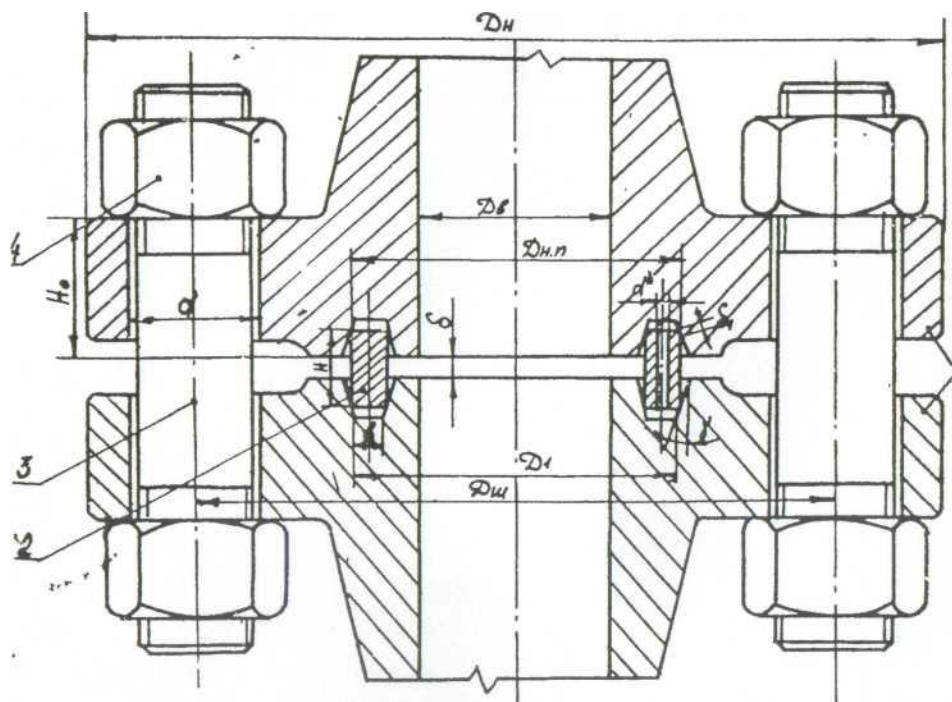


Рис.3. Схема фланцевого соединения

Фланцы изготавливают из сталей 40х35ХМ (твердость 217-235 НВ).

Фланцевые соединения группируют в зависимости от давлений (7, 14, 21, 35, 70, 105 МПа) и диаметров проходных отверстий (приложение 2).

Усилие, действующее на кольцевую прокладку, не должно приводить к ее остаточным деформациям.

В первом варианте уже при сборке кольцо соприкасается с канавками фланцев по их внутреннему и внешнему скосам. Уплотнение происходит за счет упругой деформации кольца и фланцев в месте их соприкосновения.

Во втором варианте кольцо соприкасается в начале сборки только с внешним скосом канавки у верхнего фланца и фаски у нижнего фланца. При затяжке соединения шпильками кольцо уменьшается в диаметре (в пределах упругих деформаций) и доходит до внутреннего скоса канавки, в этот момент затяжка прекращается.

Момент упора кольца во внутренний скос заметен по резкому возрастанию усилия затяжки гаек у шпилек.

При работе уплотнения, когда в арматуре повышается давление, фланцы раздвигаются под действием давления и кольцо занимает первоначальное положение

Усилия при этих двух вариантах использования кольца рассчитывают различными методами. Но в обоих случаях определяются усилия предварительной затяжки, рабочее усилие при повышении в арматуре давления, учитывается влияние разности температур откачиваемой жидкости или газа и окружающей арматуру среды и влияние веса боковых отводящих труб, подсоединенных к арматуре.

1. Произвести расчет фланцевых соединений фонтанной арматуры по первому варианту сборки.
2. Определить напряжения в наиболее опасном сечении фланца.
3. Произвести расчет фланцевых соединений фонтанной арматуры по второму варианту сборки.
 - определить толщину тарелки фланца.
 - рассчитать шпильки на прочность.

Исходные данные к домашнему заданию приведены в табл. № 6.

Дано: **номера по журналу**

Таблица № 6

№	Наименование параметра	1-5	6-10	11-15	16-20	21-25
1	№ скв-индивидуальный	-	-	-	-	-
2	Глубина скважины Нскв, м, индивидуально	-	-	-	-	-
3	Диаметр обсадной колонны, D, мм	146x8	146x9	168x8	168x9	168x10
4	Буферное давление, Рбуф, Мпа	15	10	1,8	40	0,4
5	Дебит скважины, Q, м ³ /сут	500	420	650	475	350
6	Температура продукции,	373	460	577	410	323

	t , К					
7	Содержание песка в, %	1,5	1,0	2,2	2,3	0,8
8	Масса обвязки, M , кг	1000	500	1500	2000	850
9	Плечо до центра тяжести обвязки, l , м	1200	1180	1100	1150	1130

Домашнее задание № 6

Расчет запорных устройств фонтанной арматуры.

Запорные устройства фонтанной арматуры изготавливаются трех типов:

- пробковые краны со смазкой по ТУ 26-14-24-77;
- задвижки прямоточные со смазкой типа ЗМ и ЗМС с однопластинчатым шибером по ТУ 26-16-45-77;
- задвижки прямоточные со смазкой ЗМАД с двухпластинчатым шибером по ТУ 26-02-728-76 «Оборудование устья нефтяных и газовых скважин на рабочее давление 70 МПа».

1. Выбрать тип запорного устройства фонтанной арматуры, представить его графическое изображение и объяснить принцип действия.
2. Определить момент необходимый для открывания и закрывания задвижки или крана.
3. Где в фонтанной арматуре используют вентили.
4. В каких случаях в прямоточных задвижках применяется разгрузочный шток, представьте схематическое изображение задвижки со штоком и опишите принцип действия данной задвижки.
5. Исходные данные к домашнему заданию приведены в табл. № 7.

Дано: **номера по журналу**

Таблица № 7

№	Наименование параметра	1-5	6-10	11-15	16-20	21-25
1	№ скв-индивидуальный	-	-	-	-	-
2	Глубина скважины H скв, м, индивидуально	-	-	-	-	-
3	Диаметр обсадной колонны, D , мм	146x8	146x9	168x8	168x9	168x10
4	Буферное давление, P буф, МПа	35	10	1,8	40	70
5	Дебит скважины, Q , м ³ /сут	500	420	650	475	350

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Геометрические параметры насосно-компрессорных труб по ГОСТ 633.

Условный диаметр труб	Наружный диаметр D	Толщина стенки s	Внутренний диаметр d	Трубы			Муфты				Теоретическая масса			
				высадка			наружный диаметр D_M	длина муфты L_M	расточка		ширина торцевой плоскости B	1 м гладкой трубы	двух высадок (для одной трубы)	муфты
				наружный диаметр D_1	длина по переходной части l_1	длина переходной части l_2			диаметр d_0	глубина l_0				

Трубы гладкие

48	48,3	4,0	40,3	—	—	—	56,0	96	50,0	8,0	2,5	4,39	—	0,5
60	60,3	5,0	50,3	—	—	—	73,0	110	62,0	8,0	5,0	6,84	—	1,3
73	73,0	5,5	62,0	—	—	—	89,0	132	74,7	8,0	6,5	9,16	—	2,4
		7,0	59,0	—	—	—						11,39	—	
89	88,9	6,5	76,0	—	—	—	107,0	146	90,6	8,0	6,5	13,22	—	3,6
102	101,6	6,5	88,6	—	—	—	121,0	150	103,5	9,5	6,5	15,22	—	4,5
114	114,3	7,0	100,3	—	—	—	132,5	156	116,0	9,5	6,5	18,47	—	5,1

Трубы с высаженными наружу концами

33	33,4	3,5	26,4	37,30	45	25	48,3	89	39,0	8,0	3,5	2,58	0,1	0,5
42	42,2	3,5	35,2	46,00	51		56,0	95	47,5	8,0	3,5	3,34	0,2	0,7
48	48,3	4,0	40,3	53,20	57		63,5	100	55,0	8,0	3,5	4,39	0,4	0,8
60	60,3	5,0	50,3	65,90	89		78,0	126	67,5	9,5	4,5	6,84	0,7	1,5
73	73,0	5,5	62,0	78,60	95		93,0	134	80,0	9,5	5,5	9,16	0,9	2,8
		7,0	59,0									11,39		
89	88,9	6,5	76,0	95,25			114,3	146	97,0	9,5	6,5	13,22	1,3	4,2
		8,0	73,0		102							15,98		
102	101,6	6,5	88,6	107,95	102		127,0	154	109,5	9,5	6,5	15,22	1,4	5,0
114	114,3	7,0	100,3	120,65	108		141,3	160	122,5	9,5	6,5	18,47	1,6	6,3

Размеры в мм

Условный диаметр трубы	Число ниток на длине 25,4 мм	Наружный диаметр трубы D	Наружный диаметр высаженой части D_1	Средний диаметр резьбы в основной плоскости $d_{ср}$	Диаметр резьбы у торца трубы		Внутренний диаметр резьбы в плоскости торца муфты d_4	Длина резьбы				Диаметр цилиндрической расточки у торца муфты d_0	Глубина цилиндрической расточки l_0	Расстояние от торца муфты до конца сбега резьбы на трубе при свинчивании от руки A	Расстояние от торца трубы до середины муфты при свинчивании на станке B
					наружный d_2	внутренний d_3		общая (до конца сбега) L	до основной плоскости (нитки с полным профилем) l	от основной плоскости до конца сбега l_1	сбег резьбы l_2				

Трубы гладкие

48	10	48,3	—	46,924	46,866	44,042	46,069	35	22,3		4,29	50,0	8,0	5,0	
60		60,3	—	58,989	58,494	55,670	58,134	42	29,3		4,29	62,0	8,0	5,0	
73		73,0	—	71,689	70,506	67,682	70,834	53	40,3	12,7	4,29	74,7	8,0	5,0	
89		88,9	—	87,564	85,944	83,120	86,709	60	47,3		4,29	90,6	8,0	5,0	13
102	8	101,6	—	99,866	98,519	94,899	98,519	62	49,3		5,97	103,5	9,5	6,5	
114		114,3	—	112,566	111,031	107,411	111,219	65	52,3		5,97	116,0	9,5	6,5	

Трубы с высаженными наружу концами

33	10	33,4	37,30	35,970	36,100	33,276	35,115	32	19,3		4,29	39,0	8,0	5,0	
42		42,2	46,00	44,701	44,643	41,819	43,846	35	22,3			47,5	8,0	5,0	
48		48,3	53,20	51,845	51,662	48,838	50,990	37	24,3			55,0	8,0	5,0	
60	8	60,3	65,90	64,148	63,551	59,931	62,801	50	37,3	12,7	5,97	67,5	9,5	6,5	13
73		73,0	78,60	76,848	76,001	72,381	75,501	54	41,3			80,0	9,5	6,5	
89		88,9	95,25	93,516	92,294	88,674	92,164	60	47,3			97,0	9,5	6,5	
102		101,6	107,95	106,216	104,744	101,124	104,869	64	51,3			109,6	9,5	6,5	
114		114,3	120,65	118,916	117,256	113,636	117,569	67	54,3			122,5	9,5	6,5	

Приложение 2

Геометрические параметры фланцевых соединений фонтанной арматуры

Приложение 2

Условный проход D_y	Диаметр проходного отверстия d	Наружный диаметр D	Диаметр делительной окружности центров отверстий под шпильки D_1	Диаметр проточки на привалочном торце D_2	Средний диаметр канавки под прокладку D_3	Большой диаметр шейки	Диаметр отверстий под шпильки D_4	Число отверстий под шпильки n	Полная высота тарелки h	Основная высота тарелки h_1	Ширина канавки b	Глубина канавки f	Радиус скругления канавки R	Диаметр шпильки	Типоразмер прокладки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
=70 кгс/см ²															
40	43	155	114,0	90	68,3	70	22	4	29	23	8,7	6,3	0,8	20	П20
50	52	165	127,0	108	82,5	84	18	8	34	26	12,0	8,0	0,8	16	П23
65	65	190	149,0	127	101,6	100	22	8	37	29	12,0	8,0	0,8	20	П26
80	80	210	168,0	145	123,8	118	22	8	40	32	12,0	8,0	0,8	20	П31
100	104	255	200,0	174	149,2	146	26	8	43	35	12,0	8,0	0,8	24	П37
180	180	320	270,0	241	211,1	215	26	12	50	42	12,0	8,0	0,8	24	П45
230	230	380	330,0	300	269,9	265	30	12	56	48	12,0	8,0	0,8	27	П49
280	280	445	387,0	354	323,8	321	33	16	62	54	12,0	8,0	0,8	30	П53
350	346	520	451,0	415	381,0	375	36	16	65	57	12,0	8,0	0,8	33	П57
425	425	650	571,0	510	469,9	483	39	20	72	64	12,0	8,0	0,8	36	П65
520	515	775	686,0	635	584,2	588	42	24	80	70	13,5	9,5	1,6	39	П73
=140 кгс/см ²															
40	43	155	114,0	90	68,3	70	22	4	29	23	8,7	6,3	0,8	20	П20
50	52	165	127,0	108	82,5	84	18	8	34	26	12,0	8,0	0,8	16	П23
65	65	190	149,0	127	101,6	100	22	8	37	29	12,0	8,0	0,8	20	П26
80	80	210	168,0	145	123,8	118	23	8	40	32	12,0	8,0	0,8	20	П31
100	104	275	216,0	175	149,2	153	26	8	46	38	12,0	8,0	0,8	24	П37
180	180	355	292,0	245	211,1	223	30	12	56	48	12,0	8,0	0,8	27	П45
230	230	420	349,0	305	269,9	273	33	12	64	56	12,0	8,0	0,8	30	П49
280	280	510	432,0	355	323,8	343	36	16	72	64	12,0	8,0	0,8	33	П53
350	346	560	489,0	415	381,0	400	36	20	75	67	12,0	8,0	0,8	33	П57
425	425	685	603,0	510	469,9	496	42	20	85	76	12,0	8,0	0,8	39	П65
520	515	812	724,0	635	584,2	610	45	24	99	89	13,5	9,5	1,6	42	П73
=210 кгс/см ²															
40	43	180	124,0	92	68,3	70	30	4	38	32	8,7	6,3	0,8	27	П20
50	52	215	165,0	125	92,5	105	26	8	46	38	12,0	8,0	0,8	24	П24
80	80	242	190,5	135	107,9	124	30	8	50	42	12,0	8,0	0,8	27	П27
100	104	292	235,0	155	149,8	159	26	8	33	45	12,0	8,0	0,8	39	П37
180	180	380	317,5	245	211,1	235	33	12	64	56	12,0	8,0	0,8	30	П45
230	230	170	394,0	310	269,9	299	39	12	72	64	12,0	8,0	0,8	36	П49
280	280	245	470,0	365	323,8	369	39	16	78	70	12,0	8,0	0,8	36	П53
350	346	610	533,5	420	381,0	419	39	20	88	80	12,0	8,0	0,8	36	П57
425	425	705	616,0	525	469,9	508	45	20	100	89	16,7	11,0	0,8	42	П66
520	515	858	749,5	648	584,2	623	56	20	121	108	20,0	13,0	1,6	52	П74
=350 кгс/см ²															
40	43	180	124,0	92	68,3	70	30	4	38	32	8,7	6,3	0,8	27	П20
50	52	215	165,0	125	92,5	105	26	8	46	38	12,0	8,0	0,8	24	П24
65	65	245	190,5	135	107,9	124	30	8	50	42	12,0	8,0	0,8	27	П27
80	80	265	203,0	170	136,5	134	33	8	56	45	12,0	8,0	0,8	30	П35
100	104	310	241,0	195	161,9	162	36	8	62	54	12,0	8,0	0,8	33	П39
180	180	395	317,5	250	211,1	229	39	12	92	83	13,5	9,5	0,8	36	П46
230	230	482	394,0	320	269,9	292	45	12	103	92	16,7	11,0	1,6	42	П50
280	280	585	483,0	375	323,8	369	52	12	119	108	16,7	11,0	1,6	48	П54
350	346	675	590,5	460	408,1	480	45	16	115	113	20,0	20,0	14,3	42	П160
425	425	772	676,5	535	478,3	556	52	16	76	130	17,9	17,9	8,3	48	П162
=700 кгс/см ²															
40	43	182	141,0	102	73,5	85	22	8	50	42	11,4	11,4	5,6	20	П150
50	52	200	158,5	110	86,2	100	22	8	50	44	12,6	12,6	6,0	20	П152

65	65	230	184,0	140	102,8	121	25	8	60	51	14,1	14,1	6,7	22	П153
80	78	270	216,0	155	119,0	142	28	8	65	58	15,4	15,4	7,5	24	П154
100	103	315	258,5	185	150,6	183	32	8	75	70	17,7	17,7	8,3	27	П155
180	180	480	403,0	300	241,8	300	42	12	95	103	23,4	23,4	11,1	39	П156
230	230	550	476,0	360	299,1	375	42	16	95	124	26,4	26,4	12,7	39	П157
280	280	655	565,0	430	357,2	460	48	16	105	141	29,2	29,2	14,3	45	П158
350	346	768	673,0	520	432,6	550	52	20	115	168	32,5	32,5	15,9	48	П159
425	425	872	776,5	576	478,3	656	52	24	76	168	17,9	17,9	8,3	48	П162
=1050 кгс/см ²															
40	43	195	152,5	100	73,5	85	62	22	8	50	42	11,4	5,6	20	П150
50	52	222	174,5	115	86,2	111	83	25	8	55	51	12,6	6,0	22	П152
65	65	255	200,0	135	102,8	129	100	28	8	60	57	14,1	6,7	24	П153
80	78	288	230,0	155	119,0	154	123	32	8	65	65	15,4	7,5	27	П154
100	180	505	428,5	305	241,8	325	275	42	16	90	120	23,4	11,1	39	П156
280	280	813	711,0	455	357,2	584	-	56	20	-	188	29,2	14,3	52	П158

- Рекомендуемый размер уточняется при проектировании по проходному отверстию оборудования.
- Допускалось до 1 января 1976 г. изготовление фланцев с условным проходом =63мм по размерам, указанным в приложении к настоящему стандарту.
- Допускалось до 1 января 1976 г. изготовление фланцев с условным проходом =156мм по размерам, указанным в приложении 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. В.Н.Ивановский, В.И.Дарищев, А.А.Сабилов, В.С.Каштанов, С.С.Пекин – Оборудование для добычи нефти и газа. М.: Из-во «Нефть и газ РГУ нефти и газа им.И.М.Губкина», 2002
2. Л.Г.Чичеров и др. – Расчет и проектирование нефтепромыслового оборудования. М.: Из-во «Недра». 1987
3. Трубы нефтяного сортамента: Справ./Под общей редакцией А.Е.Сарояна.- М.:Недра,1987.
4. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. Учебник для вузов.- М.:Недра,1988.
5. Дарищев В.И., Ивановский В.Н., Слыщенко В.А. Конструкция пакеров для добычи нефти.- М.: РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 1997.
6. В.П.Грабович –Газопромысловое оборудование и машины. М.: «МИНХ и ГП им.И.М.Губкина» , 1977