

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЯНОЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ИНСТИТУТ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Техника и технология добычи нефти и газа

Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям

УФА 2014

Учебно-методическое пособие содержит теоретические положения по использованию колонн насосно-компрессорных труб и по эксплуатации скважин штанговыми насосами, необходимые сведения для расчетов, варианты заданий, методические указания по их выполнению и литературные источники.

Составитель: Сидоркин Дмитрий Иванович

Практическое занятие № 1

Расчет насосно-компрессорных труб

Колонны насосно-компрессорных труб (НКТ) используют при различных работах, связанных с освоением, эксплуатацией скважин и интенсификацией добычи нефти и газа. Колонна НКТ выполняет следующие важные функции:

- 1) обеспечивает подачу извлекаемых из продуктивных пластов нефти, газа или газоконденсата на наружную поверхность;
- 2) обеспечивает закачку в пласт жидкостей для выполнения различных технологических операций (гидроразрыв, паровоздействие, гидropескоструйная перфорация, промывка скважины и т.д.);
- 3) служит для подвески скважинных, гидропоршневых и погружных электронасосов, а также токопроводов [1, 2].

Конструкция колонн НКТ, т.е. диаметр труб и длина колонны, зависит от назначения, способа и режима эксплуатации скважины, прочности труб и конструкции обсадной эксплуатационной колонны.

Многообразие факторов, влияющих на работу колонны НКТ, и различные виды работ, проводимые в скважине, обуславливают характер действующих нагрузок на насосно-компрессорные трубы.

На колонны НКТ действуют как статические, так и переменные нагрузки. Основная статическая нагрузка — это собственный вес колонны.

Колонны НКТ испытывают также сжимающие напряжения, которые зависят от гидростатического давления жидкости в скважине, передающегося на торец колонны труб. Следовательно, в подвешенном состоянии колонна будет иметь нейтральное сечение, в котором отсутствуют напряжения.

Внутреннее давление обусловлено в основном воздействием пластового давления. Наибольшее внутреннее давление в НКТ возникает в газовых скважинах при закрытом устье, при опрессовке колонн, глушении скважин. Если проводится

гидравлический разрыв пласта, то колонна подвергается значительному давлению [1].

Равенство плотностей жидкости снаружи и внутри колонны устраняет избыточное давление. Если плотность за колонной (при наличии пакера) выше плотности жидкости в колонне, то наибольшее избыточное внутреннее давление флюида будет у устья. Иногда повышением давления за колонной можно уменьшить влияние внутреннего давления. Цементирование под давлением, опрессовка обсадных колонн с помощью НКТ также приводит к увеличению внутреннего давления за колонной.

Спуск колонны НКТ в наклонную скважину сопровождается появлением дополнительных растягивающих и сжимающих нагрузок, связанных с силами трения колонны о стенки скважины.

Величина сил трения зависит от искривления скважины и коэффициента трения с обсадной колонной. В искривленных скважинах возникает изгибающее напряжение, величина которого зависит от зенитного угла и азимута скважины. Пространственное искривление скважины иногда приводит к дополнительному осевому усилию при спуске или подъеме колонны НКТ.

Искривление скважин в значительной степени влияет на износ труб, особенно в местах их соединений. Несоосность резьбовых соединений также сильно влияет на износ ниппельных концов труб, образующийся при возвратно-поступательном движении штанг в трубах. На участках искривления в резьбовом соединении образуется изгибающее напряжение, понижающее его прочность, напряжения эти зависят от интенсивности и растут с увеличением диаметра [1].

В процессе освоения скважины, когда буровой раствор заменяют на воду, давление на колонну НКТ изменяется и кроме осевых нагрузок на трубы будет передаваться гидростатическое давление в радиальном направлении.

При замене жидкости в скважине нарушается равновесие, имевшее место к моменту спуска обсадных колонн, и, следовательно, изменяются действующие на колонну нагрузки.

Фонтанный способ эксплуатации характерен наличием внутреннего давления движущегося флюида. Если колонна спускается с гидравлическим пакером, то в момент установки пакера на колонну будет действовать дополнительная осевая растягивающая сила, обусловленная внутренним устьевым давлением, необходимым для раскрытия пакера. Если колонна спускается с механическим пакером, то установка пакера связана с передачей сжимающей нагрузки на нижнюю часть колонны.

Сжимающая нагрузка может превысить критическую и тогда нижний участок колонны потеряет устойчивость, на которую влияют также внутреннее устьевое давление и скорость движения флюида в колонне.

При компрессорном способе эксплуатации колонна НКТ подвергается как наружному, так и внутреннему давлению флюида в зависимости от конструкции. В этом случае необходимо учитывать действие осевой растягивающей и радиальной сжимающей нагрузок.

Насосный способ эксплуатации характеризуется передачей колонне НКТ значительного внутреннего давления от столба жидкости в колонне. При ходе плунжера насоса вверх и вниз растягивающая нагрузка на колонну изменяется в результате изменения веса жидкости. Поэтому на колонну НКТ будет передаваться как статическая нагрузка от собственного веса, так и переменная нагрузка, обусловленная влиянием столба жидкости.

Движение насосных штанг создает трения о внутреннюю поверхность колонны. Направление сил трения изменяется при движении штанг, что также приводит к переменной нагрузке на колонну.

Применение различных методов интенсификации добычи нефти и газа связано с воздействием на колонну осевых нагрузок от собственного веса колонны и внутреннего давления, радиальных нагрузок, температурных напряжений и других.

Искривление колонны НКТ в нижней ее части, обусловленное потерей устойчивости, может наблюдаться при различных способах эксплуатации.

В зависимости от величины внутреннего давления и скорости движения флюида, являющихся основными причинами нарушения устойчивости, длина участка колонны, на котором произойдет нарушение прямолинейной формы равновесия, будет изменяться.

Насосный способ эксплуатации будет характеризоваться периодическим нарушением равновесия с частотой, равной числу качаний балансира станка-качалки.

Движение жидкости по колонне труб при определенной скорости может привести к изменению режима движения и колебаниям колонны. В этом случае нижний участок колонны будет представлять собой автоколебательную систему.

Температурные напряжения возникают в колонне как при нагреве, так и при ее охлаждении. Если нижний конец колонны закреплен (например, при установке пакера), то нагрев колонны приведет к сжимающим напряжениям и возможному искривлению ее в результате потери устойчивости. Охлаждение колонны будет наблюдаться в основном при закачке в скважину жидкости преимущественно в зимнее время.

Искривление колонн способствует нарушению герметичности резьбовых соединений, так как конструкция гладких насосно-компрессорных труб рассчитана в основном на передачу осевых нагрузок и в меньшей степени на восприятие изгибающих моментов, при высоких давлениях рекомендуется применять трубы НКМ и НКБ [1, 2].

Расчет насосно-компрессорных труб на растяжение

Сопротивление труб осевым растягивающим нагрузкам определяется по формуле Яковлева-Шумилова, по которой можно вычислить нагрузку, создающую в расчетном сечении резьбы ниппельного конца трубы напряжения, равные пределу текучести. Для неравнопрочной колонны за расчетное сечение принимается сечение по основной плоскости резьбы, т.е. место, где нарезана первая полная нитка резьбы (см. рисунок 1) [1, 2].

От осевой силы Q , действующей на колонну труб, возникают реакции в муфте R и R_n (см. рисунок 2). Радиальная составляющая R_n – это внешняя сила, которая сжимает ниппель снаружи.

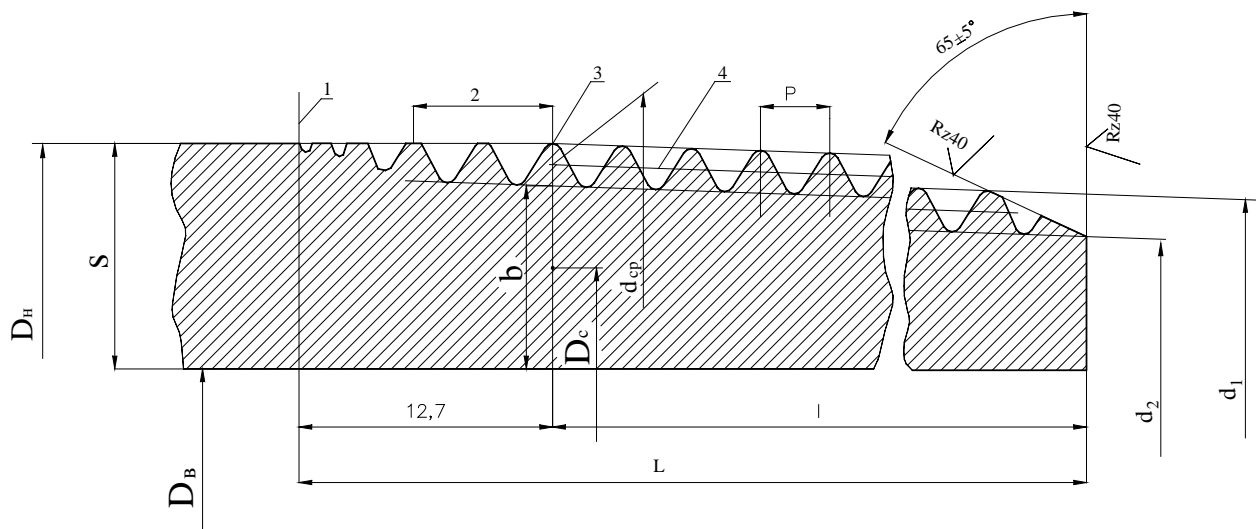
$$R_n = Q \cdot \operatorname{ctg} \alpha \quad (1)$$

Удельное давление от внешних сил

$$P_n = \frac{R_n}{\pi D_c l} = \frac{Q \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{\pi D_c l} \quad (2)$$

Тогда меридианное напряжение в теле трубы в области резьбы

$$\sigma_z = -\frac{P_n D_c}{2b} = -\frac{Q \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{2\pi \cdot b \cdot l} \quad (3)$$



1 – конец сбега резьбы; 2 – нитки со срезанными вершинами; 3 – основная плоскость;
4 – линия среднего диаметра

Рисунок 1 – Резьба неравнопрочной насосно-компрессорной трубы

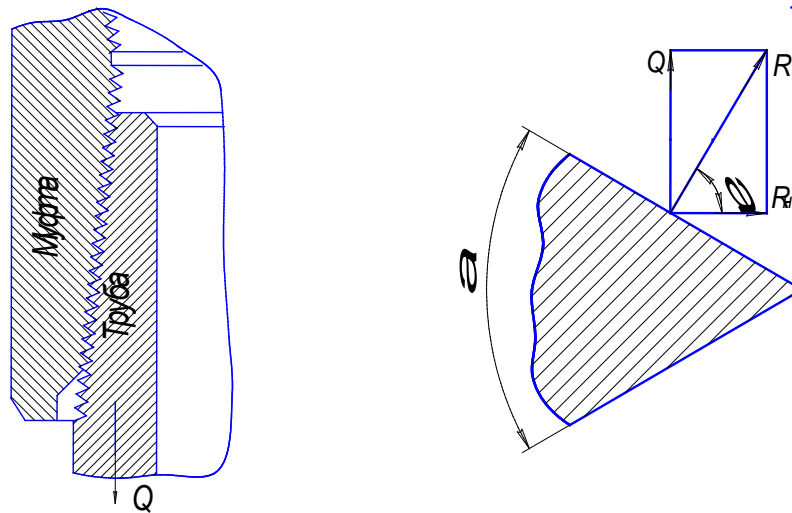


Рисунок 2 – Схемы к расчету растягивающей нагрузки

От действия осевой силы Q в поперечных сечениях трубы возникают поперечные напряжения σ_1 , которые при переходе от тела трубы к нарезанной части уменьшаются за счет распределения части осевой нагрузки на муфту. Максимальное поперечное напряжение возникает в конце резьбы, и определяется как отношение полной осевой нагрузки Q к площади сечения трубы по впадине профиля с полной нарезкой перед сбегом, т.е. по основной плоскости

$$\sigma_1 = \frac{Q}{\pi D_c b}, \quad (4)$$

где D_c – средний диаметр сечения по впадине первого полного витка резьбы (в основной плоскости);

b – толщина стенки трубы по впадине того же витка резьбы [1, 2].

Согласно третьей теории прочности тело, испытывающее два взаимно перпендикулярных напряжения, будет иметь напряжение, действующее под углом 45° к напряжениям σ_1 и σ_3 и равное полуразности этих напряжений. Разрушение тела трубы наступает тогда, когда напряжение достигнет значения, равного половине предела текучести σ_T

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_T}{2}. \quad (5)$$

Подставив значения σ_1 и σ_3 из равенств (3) и (4) в формулу (5), и решив полученные уравнения относительно Q , получим:

$$Q = \frac{\pi D_c b \sigma_T}{1 + \frac{D_c}{2l} \operatorname{ctg} \alpha}. \quad (6)$$

Нагрузка, вычисленная по формуле Яковлева-Шумилова (6), называется страгивающей. Вычисленная по этой формуле растягивающая нагрузка должна быть больше фактического осевого усилия не менее в 1,25 раза. Если это условие не соблюдается, то для насосно-компрессорных труб выбирается более прочный материал. Если выбор группы прочности не возможен, то ограничивается длина спуска колонны, вес которой обеспечивает запас прочности по страгивающей нагрузке.

Подставив вместо σ_T значение $\sigma_{дон}$ и добавив коэффициент разгрузки η , а также учитывая угол трения β , получим:

$$Q_{дон} = \frac{\pi D_c b \sigma_{дон}}{1 + \eta \frac{D_c}{2l} \operatorname{ctg}(\alpha + \beta)}, \quad (7)$$

$$\eta = b / (b + s), \quad (8)$$

где s – толщина стенки трубы в расчетной плоскости.

$$D_c = D_n - 2 \cdot h - b, \quad (9)$$

где h – глубина резьбы.

$$h = (d_1 - d_2) / 2, \quad (10)$$

где d_1 , d_2 – соответственно наружный и внутренний диаметр резьбы в плоскости торца трубы.

$$b = (d_{cp} - D_b) / 2 - h / 2. \quad (11)$$

Трубы с высаженными наружу концами (тип В) и безмуфтовые НКБ являются равнопрочными с резьбовыми соединениями и поэтому расчет на прочность ведут по телу трубы. Растягивающее усилие Q_T , при котором в теле трубы возникает напряжение, равное пределу текучести, определяется по формуле

$$Q_T = \pi \cdot D \cdot s \cdot \sigma_T, \quad (12)$$

где D – средний диаметр трубы.

Трубы типа НКМ занимают по прочности промежуточное положение между гладкими трубами и равнопрочными.

Расчет колонны НКТ на внутреннее давление

Внутреннее избыточное давление P_T , Па, при котором наибольшее напряжение в трубах достигает предела текучести, определяли согласно [1, с.95] по формуле

$$P_T = 0,875 \frac{2 S \sigma_T}{D_B}, \quad (13)$$

где D_B – внутренний диаметр трубы,

0,875 – учитывает разностенность сечения трубы.

Условие прочности труб при внутреннем избыточном давлении согласно [1, с.95] определяли по условию

$$P_{вн} \leq P_T \cdot n_2, \quad (14)$$

где $n_2 = 1,32$ – коэффициент запаса.

Расчет прочности колонны НКТ на растяжение и изгиб в искривленных скважинах

Для тела трубы условие прочности между растягивающими σ_p , МПа, и изгибающими σ_n , МПа, напряжениями определяли согласно [1, с.94]

$$\sigma_p + \sigma_n \leq \frac{\sigma_m}{n_1}, \quad (15)$$

где $n_1 = 1,32$ – запас прочности.

Растягивающие напряжения σ_p , МПа, определяли согласно [1, с.92] по формуле

$$\sigma_p = Q / (\pi \cdot D_c \cdot e), \quad (16)$$

где Q – осевая растягивающая сила, обусловленная весом колонны НКТ, Н.

Изгибающее напряжение σ_n , Па, определяли согласно [1, с.94] по формуле:

$$\sigma_n = \frac{E \cdot D}{2 \cdot R}, \quad (17)$$

где E – модуль упругости материала НКТ, Па, для стали $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па;

D – наружный диаметр трубы, м;

R – радиус искривления скважины, м.

Задача 1

Для колонны НКТ диаметром d и толщиной стенки s определить растягивающую критическую нагрузку, нарушающую работоспособность колонны, для случаев неравнопрочной колонны и равнопрочной колонны. Проверить возможность применения НКТ указанного диаметра для гидравлического разрыва пласта с давлением на устье скважины 29 МПа. Определить прочность колонны на совместное действие нагрузок в искривленной скважине глубиной L и радиусом искривления R .

Таблица 1 – Варианты заданий ко второй контрольной задаче по теме «Расчеты насосно-компрессорных труб»

№ варианта	Группа прочности стали	Колонна труб, мм		Глубина скважины L , м	Радиус искривления скважины R , м
		Диаметр d	Толщина стенки s		
1	Д	48	4,0	1250	55
2	Д	60	5,0	1300	60
3	Д	73	5,5	1450	45
4	Д	73	7,0	1500	30
5	Д	89	6,5	1800	65
6	Д	102	6,5	1670	85
7	Д	114	7,0	1800	70
8	К	48	4,0	1250	55
9	К	60	5,0	1300	60
10	К	73	5,5	1450	45
11	К	73	7,0	1500	30
12	К	89	6,5	1800	65

Окончание таблицы 1

13	К	102	6,5	1670	85
14	К	114	7,0	1800	70
15	Е	48	4,0	1250	55
16	Е	60	5,0	1300	60
17	Е	73	5,5	1450	45
18	Е	73	7,0	1500	30
19	Е	89	6,5	1800	65
20	Е	102	6,5	1670	85
21	Е	114	7,0	1800	70
22	Л	48	4,0	1500	30
23	Л	60	5,0	1800	65
24	Л	73	5,5	1670	85
25	Л	73	7,0	1800	70

Задача 2

Расчет и подбор максимальной глубины спуска НКТ при фонтанно-компрессорной эксплуатации скважин

Исходя из условий прочности насосно-компрессорных труб на разрыв в опасном сечении, на страгивающие нагрузки в резьбовом соединении и на внутреннее давление, определить максимальную глубину спуска ступенчатой колонны гладких насосно-компрессорных труб для фонтанирующей скважины. Возбуждение скважины намечается осуществить методом постепенного уменьшения удельного веса жидкости. Колонна должна состоять из $d_{\text{нкт}1}$, $d_{\text{нкт}2}$, $d_{\text{нкт}3}$ мм труб.

При расчете пренебрегаем потерей веса колонны труб в жидкости, т.к. уровень жидкости в межтрубном пространстве во время работы скважины может быть оттеснен до башмака колонны труб или находиться недалеко от него.

Растягивающие нагрузки, вызывающие напряжения в опасном сечении, равны пределу текучести материала, определяли согласно [6, с.223] по формуле:

$$G = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) \sigma_{тек}, \quad (18)$$

где d_1 – диаметр трубы по впадине нарезки в корне первого витка [2, табл.17.10, с.351];

d_2 – внутренний диаметр трубы;

$\sigma_{тек}$ – предел текучести материала труб.

Длину каждой ступени колонны НКТ по условиям прочности на разрыв определяли согласно [6, с.224] по формулам

$$l_1 = \frac{G_1}{a \cdot q_1}; \quad (19)$$

$$l_2 = \frac{G_2 - G_1}{a \cdot q_2}; \quad (20)$$

$$l_3 = \frac{G_3 - G_2}{a \cdot q_3}, \quad (21)$$

где a – коэффициент запаса прочности, равный 1,5;

q_i – вес одного погонного метра труб, Н/м.

Максимальная длина спуска НКТ составила

$$L = \sum l_i. \quad (22)$$

Осевая растягивающая нагрузка, при которой в резьбовом соединении гладких труб напряжение достигает предела текучести (срагивающая нагрузка), определяется по формуле Яковлева-Шумилова (7).

Длину первой секции свободно подвешенной колонны определяли согласно [2, с.390] по формуле:

$$l_1 = \frac{P_{ст1}/n_1}{10 q_1}, \quad (23)$$

где n_1 – коэффициент запаса прочности, равный 1,3.

Длину второй секции колонны определяли согласно [2, с.390] по формуле:

$$l_2 = \frac{P_{ст 2} / n_1 - 10 l_1 q_1}{10 q_2}, \quad (24)$$

Длину третьей секции колонны предлагаем вывести самостоятельно.

Максимальная длина спуска составит

$$L = \sum l_i.$$

Допустимое внутреннее давление определяли согласно формулы Барлоу [6, с.225]:

$$[P] = \frac{2 \lambda \sigma_{тек}}{d_n a}, \quad (25)$$

где δ – толщина стенки трубы;

d_n – наружный диаметр трубы;

a – запас прочности, $a = 2$.

При найденных по расчету предельных глубинах спуска насосно-компрессорных труб они будут испытывать следующее внутреннее давление [6, с.226]

$$P = \frac{l_i}{10}, \quad (26)$$

где l_i – глубина спуска соответствующей колонны.

Условие допустимости применения НКТ на внутреннее давление будет условие

$$P \leq [P]. \quad (27)$$

Таблица 2 – Варианты заданий ко второй контрольной задаче по теме «Расчет насосно-компрессорных труб»

№ варианта	Группа прочности стали	Колонна труб, мм		№ варианта	Группа прочности стали	Колонна труб, мм	
1	Д	89	73	20	Д	114	102
2	К	102	73	21	К	89	60
3	Е	102	89	22	Е	102	73
4	Л	114	73	23	Л	102	89
5	М	114	89	24	М	114	73

Окончание таблицы 2

6	Р	114	102	25	Р	114	89
7	Д	89	60	26	Д	114	102
8	К	73	60	27	К	60	48
9	Е	73	48	28	Е	60	42
10	Л	60	48	29	Л	48	42
11	М	60	42	30	М	114	73
12	Р	48	42	31	Р	114	89
13	Д	48	33	32	Д	114	102
14	К	114	73	33	К	60	48
15	Е	114	89	34	Е	48	33
16	Л	114	102	35	Л	89	73
17	М	73	48	36	М	60	48
18	Р	60	48	37	Р	60	42
19	Д	89	73	38	Е	89	73

Практическое занятие № 2

Эксплуатация скважин штанговыми насосами

Две трети фонда (66%) действующих скважин стран СНГ эксплуатируются штанговыми скважинными насосными установками (ШСНУ). Дебит скважин составляет от нескольких десятков килограммов в сутки до нескольких тонн. Насосы спускают на глубину от нескольких десятков метров до 3000 м. ШСНУ включает в себя следующие элементы:

- 1) наземное оборудование: станок-качалка, оборудование устья;
- 2) подземное оборудование: насосно-компрессорные трубы, насосные штанги, штанговый скважинный насос и различные защитные устройства, улучшающие работу устройства в осложненных условиях [9].

Отличительная особенность ШСНУ состоит в том, что в скважине устанавливается плунжерный насос, который приводится в действие поверхностным приводом посредством колонны штанг.

Нагрузки, действующие при работе глубинного насоса в точке подвеса насосных штанг (на полированный шток), состоят из следующих элементов:

- 1) статических нагрузок от веса насосных штанг и жидкости, а также сил трения плунжера в цилиндре насоса и трения насосных штанг о трубы;
- 2) динамических нагрузок, вызываемых силами инерции движущихся масс насосных штанг и жидкости, а также вибрацией штанг [5, 7, 9].

Нагрузки на штанги, возникающие от указанных причин, действуют одновременно, и для практических целей необходимо знать их совокупное действие. Но ввиду сложности определения динамических нагрузок расчетным путем наиболее точным и простым способом их учета является непосредственное измерение этих нагрузок при помощи динамографа.

Задача 1

По динамограмме нормальной работы штангового скважинного насоса (см. рисунок 2) определить максимальную и минимальную нагрузки на полированный шток, амплитуду колебаний нагрузки, максимальное напряжение в верхней штанге и коэффициент подачи насосной установки, если масштаб усилий динамографа составляет 80 Н на одно деление, а масштаб хода равен 1:30.

Максимальное усилие будет возникать в т. М, а минимальное – в т. А

$$P_{\max} = 67 \cdot 80 = 5360 \text{ Н} ;$$

$$P_{\min} = 21 \cdot 80 = 1680 \text{ Н} .$$

Амплитуда колебаний нагрузки за один цикл (ход вверх и вниз)

$$A = P_{\max} - P_{\min} = 5360 - 1680 = 3680 \text{ Н}$$

Максимальное напряжение в верхней штанге

$$\sigma = \frac{P_{\max}}{f_{ш}} , \quad (28)$$

где $f_{ш}$ – площадь поперечного сечения штанги.

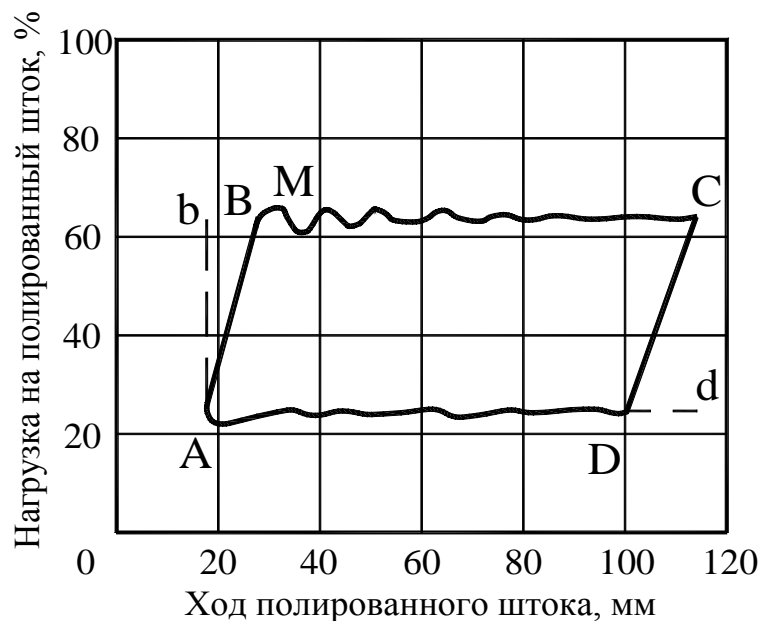


Рисунок 2 – Динамограмма работы глубинного насоса

Потеря хода плунжера bB вследствие деформации насосных штанг и труб

$$\lambda = (28 - 18) \cdot 30 = 300 \text{ мм.}$$

Коэффициент подачи насосной установки, учитывающий наполнение насоса и упругие удлинения штанг и труб, равен

$$\mu = BC / Ad = (115-28) / (115-18) = 0,90.$$

Однако, как бы ни сложны были динамические нагрузки, их необходимо учитывать при проектировании нового оборудования ШСНУ. Для расчета усилий, действующих в колонне штанг, а также в элементах привода имеют значения прежде всего максимальное и минимальное усилия, действующие в течение двойного хода штанг. Указанные усилия были определены А.С. Вирновским, который вывел формулы, позволяющие с достаточной степенью точности описывать нагружение штанг. В настоящее время их используют как эталонные при проверке результатов, получаемых с помощью других формул. Вместе с тем эти формулы достаточно сложны, и многие исследователи предлагали более простые зависимости. Например, А.Н. Адонин на основе большого количества экспериментальных данных предложил свои эмпирические зависимости, которые также нашли применение в инженерных расчетах [6, 7].

Задача 2

Определить максимальную нагрузку на головку балансира по формулам А.С. Вирновского и А.Н. Адонина и сравнить полученные результаты. Данные для расчета: глубина подвески вставного насоса L , диаметр плунжера насоса $D_{пл}$, диаметр насосных труб d_t , колонна штанг двухступенчатая – длина штанг верхней ступени $d_{ш1}$ составляет 32%, длина нижней ступени $d_{ш2}$ равна 68%. Длина хода полированного штока S , число качаний в минуту n , плотность жидкости $\rho_{ж} = 895 \text{ кг/м}^3$.

Максимальная нагрузка на головку балансира может быть определена по различным формулам в зависимости от режима откачки жидкости.

По статической теории расчета учитываются только статические усилия (вес штанг и жидкости) и максимальное значение сил инерции. По исследованиям А.Н. Адонина, граница между статическим и динамическим режимами при откачке жидкости с больших глубин находится в зоне значений параметра $\mu = (\omega \cdot L)/a = 0,35 \div 0,45$, где ω - угловая скорость вращения кривошипов в радианах; a – скорость распространения звука в металле штанг, м/с. В настоящее время применяются в основном режимы при $\mu < 0,5$.

Указанные значения μ ограничивают большую область статического режима работы штанговых насосов на глубинах до 1000 – 1200 м, а так же тихоходную работу на больших глубинах. За пределами этой области, т.е. при значительном увеличении глубины и скорости откачки, следует применять динамическую теорию расчета [6, 7].

Максимальную нагрузку по элементарной (статической) теории определяли согласно [6, с.275] по формуле

$$P_{\max} = P_{ж} + P_{ш}(v + m), \quad (29)$$

$$v = \frac{\rho_{ш} - \rho_{ж}}{\rho_{ж}}, \quad (30)$$

$$m = \frac{S n^2}{1440}, \quad (31)$$

где $P_{ж}$ – вес столба жидкости над плунжером, высотой равной глубине установки насоса L (предусматривается наиболее тяжелый случай, когда динамический уровень находится у приема насоса);

$P_{ш}$ – полный вес насосных штанг;

v – коэффициент потери веса штанг в жидкости;

m – фактор динамичности;

$\rho_{ш}, \rho_{ж}$ – соответственно плотность материала штанг и жидкости;

S – длина хода полированного штока;

N – число качаний в мин.

$$P_{ж} = F_{пл} \cdot L \cdot \rho_{ж} \cdot g, \quad (32)$$

где $F_{пл}$ – площадь плунжера;

L – глубина установки насоса.

Максимальную нагрузку на основе динамической теории по формуле А.С. Вирновского с учетом собственных колебаний колонны штанг определяли согласно [6, с.276] по формуле:

$$P_{\max} = P_{ш} + P'_{ж} + \frac{1}{3} \alpha_1 \frac{D_{пл}}{d_{ш}} \sqrt{\frac{S \omega^2}{g}} (P_{ш} + 0,3 \cdot \varepsilon \cdot P'_{ж}) \cdot \sqrt{a_1 \psi - \frac{\lambda_{ум}}{S}} + \alpha_1^2 \frac{S \omega^2}{2g} P_{ш} \left(1 - \frac{\psi}{2}\right) \left(\alpha_1 - \frac{2 \lambda_{ум}}{\psi S}\right), \quad (33)$$

где $P_{ж}$ – вес столба жидкости между плунжером и штангами:

$$P'_{ж} = \rho g (F_{пл} L - f_1 \cdot l_1 - f_2 \cdot l_2), \quad (34)$$

S – длина хода точки подвеса штанг (ТПШ);

ω – угловая скорость вращения кривошипа;

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (35)$$

ε – отношение площадей просвета,

$$\varepsilon = \frac{F_{пл} - f_{ш}}{f_{т} - f_{ш}}, \quad (36)$$

f_m – площадь проходного сечения трубы НКТ;

α_1 и a_1 – коэффициенты, зависящие от кинематики станка качалки;

α_1 – коэффициент, равный отношению угла поворота кривошипа $\frac{\pi}{2}$ к

углу его поворота, при котором скорость достигает максимума;

a_1 – кинематический коэффициент

$$a_1 = \frac{2r}{S}, \quad (37)$$

r – радиус кривошипа;

S – длина хода ТПШ;

Ψ – коэффициент

$$\Psi = \frac{f'_r}{f'_r + f'_m}, \quad (38)$$

f'_m – площадь сечения труб по металлу;

$\lambda_{шт}$ – удлинение штанг от веса столба жидкости

$$\lambda_{шт} = \frac{F_{шт} \cdot \rho_{шт} \cdot g \cdot L^2}{E \cdot f''_{шт}}, \quad (39)$$

$\rho_{шт}$ – плотность материала штанг;

E – модуль упругости материала штанг

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

$f''_{шт}$ – средняя площадь поперечного сечения штанг.

Максимальную нагрузку на основе динамической теории А.Н. Адонина определяли согласно [6, с.277] по формуле:

$$P_{\max} = P_{шт} + P_{ж} + (P_{шт} + \varepsilon P_{ж}) \frac{m r n^{2.24 - 0.33 \cdot L \cdot 10^{-3}}}{900} + 250 S; \quad (40)$$

$$m = \frac{1 + \frac{r}{l_{шт}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l_{шт}}\right)^2}}, \quad (41)$$

где ε – отношение площадей просвета;

m – кинематический коэффициент;

r – радиус кривошипа;

$l_{шт}$ – длина штанга.

Таблица 3 – Варианты заданий к четвертой контрольной задаче по теме «Определение нагрузок штанговой колонны»

№ варианта	L, м	D _п , мм	d _м ^{НКТ} , мм	d _{ш1} , мм	d _{ш2} , мм	Тип станка-качалки	S, м	n	Радиус кривошипа r, мм	Длина шатуна l, мм
1	1060	28	60	16	19	СК2-0,6-250	0,6	10	295	840
2	1270	28	60	19	22	СК2-0,6-250	1,6	5	295	840
3	950	28	60	16	19	СК2-0,6-250	0,6	12	295	840
4	1500	28	60	16	19	СК2-0,6-250	2,4	7	295	840
5	1635	28	60	19	22	СК2-0,6-250	0,6	10	295	840
6	1200	28	60	16	19	СК2-0,6-250	1,8	6	295	840
7	920	32	60	16	19	СК3-1,2-630	0,6	8	570	1430
8	1050	32	60	19	22	СК3-1,2-630	0,75	7	570	1430
9	850	32	60	16	19	СК3-1,2-630	0,9	5	570	1430
10	1200	32	60	16	19	СК3-1,2-630	1,2	5	570	1430
11	950	32	60	19	22	СК3-1,2-630	1,05	4	570	1430
12	1350	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	0,9	12	720	1800
13	1255	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,2	12	720	1800
14	1505	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,5	9	720	1800
15	1435	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,8	8	720	1800
16	1560	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	2,1	5	720	1800
17	830	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,3	7	720	1800
18	1050	43	89	19	22	СК5-3-2500	1,3	6	1000	2500
19	850	43	89	19	22	СК5-3-2500	1,8	5	1000	2500
20	1200	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,1	7	1000	2500
21	950	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,5	8	1000	2500
22	1350	43	89	19	22	СК5-3-2500	3	9	1000	2500
23	1255	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,8	6	1000	2500
24	1505	43	89	19	22	СК5-3-2500	0,9	5	1000	2500
25	1435	43	89	19	22	СК5-3-2500	1,6	7	1000	2500
26	560	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	0,9	9	1000	2500
27	850	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	1,2	8	1000	2500
28	950	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	1,5	6	1000	2500
29	1050	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	1,8	6	1000	2500
30	1445	43	89	22	25	СК6-2,1-2500	2,1	5	1000	2500
31	1700	43	89	22	25	СК6-2,1-2500	1,1	12	1000	2500
32	1750	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	1,8	6	1200	3000
33	1800	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	2,1	6	1200	3000
34	1450	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	2,5	7	1200	3000
35	1560	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	3,0	4	1200	3000
36	2305	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	3,5	5	1200	3000
37	1800	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	2,3	8	1200	3000
38	855	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,0	7	1000	2500
39	650	32	60	16	19	СК3-1,2-630	1,2	5	570	1430
40	805	28	60	19	22	СК2-0,6-250	1,6	5	295	840

Практическое занятие № 3

Расчет и подбор колонн насосных штанг

1. Расчет колонны насосных штанг по максимально допустимому напряжению

Задача 1

Подобрать стальную двухступенчатую колонну насосных штанг для работы вставного насоса с диаметром плунжера $D_{пл}$ на глубине L при факторе динамичности $m = 0,2$; плотность добываемой жидкости $\rho_{ж} = 895 \text{ кг/м}^3$. Диаметр штанг $d_{ш1}$ и $d_{ш2}$.

Длину нижней ступени штанг l_2 определяли согласно [6, с.279] по формулам (счет индексов сверху):

$$l_2 = \frac{[\sigma] \cdot f_2 - P_{жс}}{q_2 g (b + m)} ; \quad (42)$$

$$[\sigma] = \sigma_T / n ; \quad (43)$$

$$b = \frac{\rho_{ст} - \rho_{жс}}{\rho_{ст}} , \quad (44)$$

где $[\sigma]$ – максимальное допустимое напряжение штанг, Па;

f_2 – площадь поперечного сечения штанги, м^2 ;

$P_{жс}$ – вес столба жидкости над плунжером

$$P_{ж} = \rho_{ж} g \cdot L \cdot F_{пл} ; \quad (45)$$

q_2 – погонный вес 1 м штанги, кг;

b – коэффициент потери веса штанг в жидкости;

m – фактор динамичности;

σ_T – предел текучести материала штанг, Па;

n – коэффициент запаса прочности, равный 2;

$\rho_{ст}, \rho_{ж}$ – плотности соответственно материала штанг и жидкости,

$$\rho_{ст} = 7850 \text{ кг/м}^3$$

Значения предела текучести σ_T материала штанг взять согласно [3, с. 45, табл. 21]. Расчет провести, начиная со стали 40.

Длину верхней ступени штанг l_1 определяли согласно [6, с.280] по формуле

$$l_1 = \frac{[\sigma] \cdot (f_1 - f_2)}{q_1 g(b + \delta)}, \quad (46)$$

где $[\sigma]$ – максимальное допустимое напряжение штанг;

f_1, f_2 – площадь поперечного сечения штанг;

q_1 – погонный вес 1 м штанги, кг;

Находим сумму $(l_1 + l_2)$ и сравниваем с требуемой величиной глубины установки насоса L .

Максимальное напряжение в ТПШ σ_{\max} определяли согласно [6, с.280] по формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_1}; \quad (47)$$

$$P_{\max} = P_{жс} + (q_1 l_1 + q_2 l_2)g(b + m), \quad (48)$$

где $P_{жс}$ – вес столба жидкости над плунжером

$$P_{жс} = \rho_{жс} g \cdot L \cdot F_{пл}; \quad (49)$$

q_2 – погонный вес 1 м штанги, кг;

Условие прочности будет следующим

$$\sigma_{\max} < [\sigma]. \quad (50)$$

2. Определение прочности колонны насосных штанг по приведенному напряжению

Как показали исследования, разрушение насосных штанг обычно происходит не вследствие статического перенапряжения, а носит явно усталостный характер, поэтому правильнее вести расчет колонны штанг не по максимальному напряжению в опасном сечении, а по "приведенному" напряжению, зависящему как от максимального напряжения σ_{\max} , так и от

предельной амплитуды изменения напряжения σ_a . А.С. Вирновский предложил на основе элементарной теории следующее расчетное уравнение для определения приведенных напряжений в любом сечении колонны насосных штанг [6, с.282]:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{\max} \cdot \sigma_a} , \quad (51)$$

где σ_{\max} , σ_a – соответственно максимальное и амплитудное значения напряжений.

Тогда условие прочности колонны насосных штанг выглядят следующим образом:

$$\sigma_{пр} \prec [\sigma_{пр}]; \quad (52)$$

$$\sigma_{\max} \prec [\sigma], \quad (53)$$

Задача 2

Подобрать по приведенному напряжению одноступенчатую колонну насосных штанг для работы насоса $D_{пл}$ на глубине L . Плотность нефти $\rho_{ж} = 895 \text{ кг/м}^3$; длина хода полированного штока S ; число качаний в минуту n ; диаметр штанг $d_{ш2}$.

Максимальное напряжение в опасном сечении колонны σ_{\max} определяли согласно [6, с.282] по формулам:

$$\sigma_{\max} \prec \sigma_{ср} + \sigma_a ; \quad (54)$$

$$\sigma_{ср} = \rho_{ж} g \left(\frac{1}{2} \frac{D_{пл}^2}{d_{ш}^2} - 1 \right) + \rho_{ст} gL ; \quad (55)$$

$$\sigma_a = 575 \frac{D_{пл}^2}{d_{ш}^2} L + e_c \cdot \rho_{ст} \frac{\omega^2 S}{2g} L ; \quad (56)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} ,$$

где $\sigma_{ср}$ – среднее напряжение цикла, действующее на верхнее сечение штанг;

σ_a – амплитуда напряжения;

e – средний кинематический коэффициент станка-качалки, равный 1,05;

S – ход полированного штока;

ω – угловая скорость кривошипа;

n – число качаний в минуту.

Приведенное напряжение определяли по формуле (51).

Максимальную нагрузку на штанги P_{\max} определяли согласно [6, с.282] по формуле:

$$P_{\max} = F_{\text{пл}} \cdot \rho_{\text{жс}} g L + q_{\text{ш}} g L \left(b + \frac{S n^2}{1440} \right), \quad (57)$$

где $F_{\text{пл}}$ – площадь сечения плунжера, м².

Максимальное напряжение в ТПШ σ_{\max} определяли согласно [6, с.282]

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{f_{\text{ш}}}. \quad (58)$$

Условие прочности колонны штанг (52) и (53).

Таблица 4 – Допускаемое приведенное напряжение материала штанг

Сталь	[σ]
40	70
20Н2М	80
30ХМА	95
15МЗМА	110
10Х2НМФ	120

К двум следующим задачам варианты заданий взять из практического занятия № 3.

Таблица 5 – Варианты заданий к третьей контрольной задаче по теме
«Определение нагрузок штанговой колонны»

№ варианта	L, м	Дп л, мм	d_m^{HKT} , мм	dш1, мм	dш2, мм	Тип станка-качалки	S, м	n	Радиус кривошипа r, мм	Длина штанга l, мм
1	1060	28	60	16	19	СК2-0,6-250	0,6	10	295	840
2	1270	28	60	19	22	СК2-0,6-250	1,6	5	295	840
3	950	28	60	16	19	СК2-0,6-250	0,6	12	295	840
4	1500	28	60	16	19	СК2-0,6-250	2,4	7	295	840
5	1635	28	60	19	22	СК2-0,6-250	0,6	10	295	840
6	1200	28	60	16	19	СК2-0,6-250	1,8	6	295	840
7	920	32	60	16	19	СК3-1,2-630	0,6	8	570	1430
8	1050	32	60	19	22	СК3-1,2-630	0,75	7	570	1430
9	850	32	60	16	19	СК3-1,2-630	0,9	5	570	1430
10	1200	32	60	16	19	СК3-1,2-630	1,2	5	570	1430
11	950	32	60	19	22	СК3-1,2-630	1,05	4	570	1430
12	1350	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	0,9	12	720	1800
13	1255	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,2	12	720	1800
14	1505	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,5	9	720	1800
15	1435	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,8	8	720	1800
16	1560	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	2,1	5	720	1800
17	830	38	73	19	22	СК4-2,1-1600	1,3	7	720	1800
18	1050	43	89	19	22	СК5-3-2500	1,3	6	1000	2500
19	850	43	89	19	22	СК5-3-2500	1,8	5	1000	2500
20	1200	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,1	7	1000	2500
21	950	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,5	8	1000	2500
22	1350	43	89	19	22	СК5-3-2500	3	9	1000	2500
23	1255	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,8	6	1000	2500
24	1505	43	89	19	22	СК5-3-2500	0,9	5	1000	2500
25	1435	43	89	19	22	СК5-3-2500	1,6	7	1000	2500
26	560	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	0,9	9	1000	2500
27	850	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	1,2	8	1000	2500
28	950	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	1,5	6	1000	2500
29	1050	43	89	19	22	СК6-2,1-2500	1,8	6	1000	2500
30	1445	43	89	22	25	СК6-2,1-2500	2,1	5	1000	2500
31	1700	43	89	22	25	СК6-2,1-2500	1,1	12	1000	2500
32	1750	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	1,8	6	1200	3000
33	1800	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	2,1	6	1200	3000
34	1450	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	2,5	7	1200	3000
35	1560	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	3,0	4	1200	3000
36	2305	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	3,5	5	1200	3000
37	1800	55	102	22	25	СК8-3,5-4000	2,3	8	1200	3000
38	855	43	89	19	22	СК5-3-2500	2,0	7	1000	2500
39	650	32	60	16	19	СК3-1,2-630	1,2	5	570	1430
40	805	28	60	19	22	СК2-0,6-250	1,6	5	295	840

Расчет оптимального диаметра плунжера штангового глубинного насоса

Увеличение диаметра плунжера приводит к повышению производительности глубинного насоса только до определенного предела, т.к. одновременно с этим увеличиваются потери хода из-за упругих деформаций насосных штанг и труб. Увеличение диаметра плунжера сверх этого предела при неизменных параметрах работы насоса (длина хода и число качаний) ведет к уменьшению производительности. Поэтому часто при использовании насоса малого диаметра можно получить большую производительность, чем при насосе большого диаметра при прочих равных условиях. Нагрузка же на штанги, станок-качалку и двигатель при этом уменьшается.

Для любой глубины спуска насоса существует некоторый предельный диаметр плунжера, при котором можно получить максимальную производительность. Максимальная производительность глубинного насоса может быть получена при таком диаметре плунжера, при котором потери хода от упругих деформаций равны половине хода полированного штока.

Задача 1

Определить диаметр плунжера, обеспечивающего максимальную производительность насоса при следующих условиях его работы: длина хода полированного штока S , глубина установки насоса L , расстояние от устья до динамического уровня $h_d = (L - 50)$ м. Плотность откачиваемой жидкости 895 кг/м^3 . Диаметр насосных труб $d_{\text{нкт}}$. Диаметр насосных штанг $d_{\text{шт2}}$.

Если насосные трубы находятся навесу (не заякорены), то условие максимальной площади сечения плунжера F_{max1} определяли согласно [6, с. 266] по формуле:

$$F_{\max 1} = \frac{S \cdot E}{2 \rho_{ж} g h_g L \left(\frac{1}{f_{ш}} + \frac{1}{f_T} \right)}, \quad (59)$$

где S – ход полированного штока;

E – модуль упругости стали;

h_g – динамический уровень пластовой жидкости;

$f_{ш}, f_T$ – площади живого сечения штанг и труб (площадь металла).

Если насосные трубы заякорены, то они не испытывают упругих деформаций. Тогда формула для определения поперечного сечения плунжера, обеспечивающего максимальную производительность насоса, определяли согласно [6, с.266]

$$F_{\max 2} = \frac{S E f_{ш}}{2 \rho_{ж} g h_g L}, \quad (60)$$

Диаметр плунжера, обеспечивающего максимальную производительность, определяли согласно [6, с.266] по формуле:

$$D_{ш1(2)} = \sqrt{\frac{4 F_{\max 1(2)}}{\pi}}. \quad (61)$$

Варианты заданий для приведенной выше задачи взять из практического занятия № 3.

Определение мощности электродвигателя для станков-качалок

Мощность электродвигателей, необходимая для работы станков-качалок, может быть определена по различным формулам: Д.В. Ефремова, Азэлектропрома, Энергетического института Академии наук АзССР, Азинмаша, АЗИИ и по упрощенной формуле – в зависимости от веса поднимаемого столба жидкости и средней скорости движения плунжера. Кроме того, эта задача может быть решена при помощи диаграммы и по специальным таблицам, составленным Азинмашем.

Наиболее достоверные результаты, хорошо совпадающие с практическими данными, получаются по формулам Азинмаша и АзИИ. Для быстрых и приближенных расчетов можно пользоваться упрощенной формулой, диаграммой и специальными таблицами Азинмаша [5, 6, 7].

Задача 2

Определить по формулам Азинмаша и по упрощенной формуле мощность электродвигателя для станка-качалки на основании следующих данных: диаметр плунжера насоса $D_{пл}$; глубина спуска насоса L . Расстояние от устья до динамического уровня $H = (L-50)$ м. Дебит скважины Q . Плотность добываемой жидкости $\rho_{ж} = 895$ кг/м³. Длина хода полированного штока S . Число качаний в минуту n . Диаметр насосных труб $d_{нкт}$. Диаметр насосных штанг $d_{шт2}$ (см. условие к пятой задаче).

Расчет по формулам Азинмаша.

Необходимую мощность электродвигателя N определяли по среднеквадратичному значению тангенциальных сил согласно [6, с.318] по формулам:

$$N = 0,17 \cdot K_0 K_a D_{шт}^2 H S n + N_0, \text{ кВт} \quad (62)$$

или

$$N = 1,5 \cdot K_0 K_a Q_T H \cdot 10^{-4} + N_0, \text{ кВт} \quad (63)$$

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{3,4 \cdot S^2 \cdot 10^{-4}}{D_{шт}^3} \left[K_c (1 - K_\sigma) + \frac{5,6 n^2}{10^4} (1 + K_k \cdot K_\sigma) \right]^2}, \quad (64)$$

где N_0 – постоянные потери мощности в наземном оборудовании (потери холостого хода станка-качалки);

Q_m – теоретическая производительность насоса;

K_0 – относительный коэффициент формы кривой крутящего момента на валу эл. двигателя;

K_σ – отношение веса балансирных грузов к общему весу всех противовесов, равное 0,2;

K_c, K_k – постоянные коэффициенты;

K_a – поправочный коэффициент, учитывающий влияние деформации штанг и труб на величину среднеквадратичной мощности, зависящий от отношения величины хода плунжера к ходу полированного штока $S_{пл}/S$;

$D_{пл}$ – диаметр плунжера;

H – расстояние от устья до динамического уровня;

S – ход полированного штока;

n – число качаний.

Таблица 6 – Значения коэффициентов K_c, K_k, P для станков-качалок

Тип СК	K_c	K_k	$P = \frac{N_0}{n}$
СК 2-0,6-250	0,6	1,5	0,01
СК 3-1,2-630	0,26	1,3	0,02
СК 4-2,1-1600	0,17	1,1	0,04
СК 5-3-2500	0,13	1,0	0,07
СК 6-2,1-2500	0,11	1,0	0,15
СК 8-3,5-4000	0,095	1,0	0,16

Таблица 7 – Значения коэффициента K_a

$S_{пл}/S$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
K_a	0,55	0,7	0,8	0,9	0,95	0,98	1,0

Ход плунжера $S_{пл}$, м, определяли согласно [6, с.319] по формуле:

$$S_{пл} = S - \lambda = S - \frac{F_{пл} \rho_{ж} H L (f_{ш} + f_m)}{E \cdot 10^4 \cdot f_{ш} \cdot f_m}, \quad (65)$$

где E – модуль упругости стали.

Расчет по упрощенной формуле

Среднюю линейную скорость движения плунжера v определяли согласно [6, с.321] по формуле:

$$v = \frac{2Sn}{60}, \text{ м/с} \quad (66)$$

где S – ход полированного штока;

n – число качаний.

Приближенную потребляемую мощность двигателя N определяли согласно [6, с.321] по формуле:

$$N = \frac{P_{ж} v}{102 \eta_m}, \quad (67)$$

где $P_{ж}$ – вес столба жидкости в насосных трубах выше динамического уровня;

η_m – механический КПД установки, равный 0,8-0,85.

$$P_{ж} = 0,785 \cdot D_{пл}^2 \cdot \rho_{ж} \cdot g \cdot H, \quad (68)$$

Таблица 8 – Варианты заданий ко второй контрольной задаче по теме «Определение мощности электродвигателя станка-качалки»

№ варианта	Дебит скважины Q, м ³ /сут	Число качаний в минуту, n	Ход полированного штока S, мм	Диаметр плунжера D _{пл} , мм
1	4,6	10	600	28
2	1,45	5	450	28
3	11,3	12	1500	28
4	2,1	7	450	28
5	8,9	10	1350	28
6	5,6	6	1200	28
7	6,1	7	900	32
8	1,8	7	450	32
9	1,6	5	300	32
10	1,9	5	450	32
11	3,1	5	600	32
12	5,2	12	300	38
13	10,1	12	600	38
14	16,3	9	1200	38

Окончание таблицы 8

15	11,5	7	1050	38
16	3,1	5	450	38
17	13,7	7	1350	38
18	24,7	6	2100	43
19	2,8	5	300	43
20	6,1	7	450	43
21	19,6	7	1500	43
22	9,8	9	600	43
23	27,6	6	2400	43
24	4,0	5	450	43
25	8,9	7	750	43
26	4,8	9	300	43
27	9,7	7	750	43
28	20,5	6	1800	43
29	29,7	6	2700	43
30	6,2	5	600	43
31	32,5	12	1500	43
32	17,3	6	900	56
33	21,7	6	1200	56
34	12,9	7	600	56
35	5,9	5	450	56
36	9,7	5	600	56
37	30,2	7	1350	56
38	13,4	7	1050	43
39	2,2	5	450	32
40	2,2	5	600	28

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Сароян А.Е., Субботин М.А. Эксплуатация колонн насосно-компрессорных труб. - М.: Недра, 1985. - 216 с.
2. Трубы нефтяного сортамента: Справочник / Под общ. ред. А.Е.Сарояна. - М.: Недра, 1987. - 488 с.
3. Справочник по нефтепромысловому оборудованию. Под ред. Е.И. Бухаленко. – М.: Недра, 1983. – 399 с.
4. Петрухин В.В., Бочарников В.Ф. Расчет фланцевой фонтанной арматуры / Метод. указан. для выполнения контрольных работ для студентов заочного обучения. – Тюмень: Изд-во Тюм. индустр. ин-та, 1989. – 28 с.
5. Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В., Рабинович А.М. и др. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. Учебное пособие для вузов. – М.: Недра, 1987. – 422 с.
6. Оркин К.Г., Юрчук А.М. Расчеты в технологии и технике добычи нефти. – М.: Недра, 1967. – 380 с.
7. Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. Учебник для вузов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
8. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи. Учебное пособие для студентов вузов / Под общ. ред. М.Ф. Михалева. – Л.: Машиностроение, 1984. – 301 с.
9. Крец В.Г., Лене Г.В. Основы нефтегазодобычи. Учебное пособие. – Томск: Изд-во Том. политехн. ун-та, 2000. – 220 с.
10. Могучев А.И., Сидоренко А.А. Оборудование для эксплуатации и подземного ремонта скважин: Учеб. пособие. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2005. – 74 с.