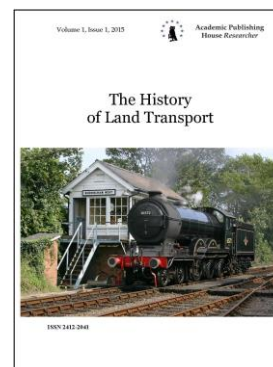


Copyright © 2019 by Academic Publishing House Researcher s.r.o.



Published in the Slovak Republic
The History of Land Transport
Has been issued since 2015.
E-ISSN: 2413-760X
2019, 5(1): 12-21

DOI: 10.13187/hlt.2019.1.12
www.ejournal38.com



Analysis of the Formulas for Calculating the Axial Load on the Head Balancer of the Rocking Machine, Created by Pump Rods Made of Fiberglass. Comparison of the Obtained Results with Steel Pump Rods

Artem A. Kozhevnikov ^{a, *}

^a Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov (Kalashnikov ISTU), Russian Federation

Abstract

The determination of the axial load on the balancer head of the pumping unit is made according to the static and dynamic theories. The boundary between them is the interval (transition zone) of the Cauchy parameter. Calculation of loads is presented according to theories:

- Definition of loads by the formulas I.M. Muraveva (static theory);
- Definition of loads by the formulas A.S. Virnovsky;
- Definition of loads using simplified formulas A.S. Virnovsky;
- Determination of the maximum load using the empirical formula Adonina A.N. (dynamic theory);
- Definition of loads by the formulas Charny I.A. (dynamic theory).

The following is a calculation of the stresses generated in steel and fiberglass sucker rods.

Based on the data obtained, an analysis was carried out, from the point of view of applicability, of fiberglass rods in comparison with steel rods.

Keywords: fiberglass sucker rods, steel sucker rods, stress state, static theory, dynamic theory, reduced voltage, amplitude voltage.

1. Введение

Снижение производственных энергетических затрат становится основным инструментом сохранения положительных показателей экономической эффективности нефтедобывающих предприятий. В свою очередь одним из методов снижения удельных затрат остается применение инновационного оборудования, позволяющего перевести ключевые производственные показатели из убыточных в прибыльные (Мокрушин, 2015).

В настоящей статье рассчитаны показатели, влияющие, главным образом, на энергетические затраты на подъем скважиной продукции. В результате внедрения стеклопластиковых насосных штанг взамен стальных, возможно значительно снизить затраты на добычу нефти, а также увеличить межремонтный период скважин за счет свойств стеклопластика.

От стандартной насосной штанги (ШН) стеклопластиковая насосная штанга (ШНС) отличает стеклопластиковое исполнение тела штанги – основного по массе и самого высоконагруженного элемента (ГОСТ Р 51161-98, 1998).

* Corresponding author
E-mail addresses: artekof.one@gmail.com (A.A. Kozhevnikov)

Применение стеклопластика в конструкции штанги несет в себе ряд преимуществ. Первое из них – снижение веса штанговой колонны за счет приблизительно в три раза меньшей плотности материала в сравнении со сталью. Благодаря высокой коррозионной стойкости стеклопластика ШНС можно эксплуатировать даже в высокоагрессивных средах. Также они характеризуются низким коэффициентом микрошероховатости поверхности и низкой теплопроводностью. Последнее обеспечивает значительно меньшее по сравнению со стальными ШН налипание асфальтеносмолопарафиновых отложений (АСПО) на поверхность тела ШНС.

Впрочем, стеклопластиковые штанги также не лишены недостатков, накладывающих определенные ограничения на их применение. В частности, максимальная рабочая температура при использовании ШНС составляет 100°C, но по требованию заказчика может быть увеличена до 130°C. В свою очередь, небольшой вес штанг обуславливает риск подвисяния колонны при ходе вниз. Как следствие, существует необходимость утяжеления низа колонны обычными стальными штангами. Также ограничено использование ШНС на эмульсионном фонде – в данном случае возможность применения стеклопластика определяется по результатам математического моделирования работы штанговой глубинной насосной установки.

Еще один недостаток – это низкий предел стойкости к нагрузкам на кручение. В связи с этим операции по искусственному навороту/отвороту колонны насосных штанг при производстве ремонтных работ должны осуществляться с особой осторожностью.

2. Материалы и методы

Определение осевой нагрузки на головку балансира станка-качалки производится по статической и динамической теориям. Согласно исследованиям А.Н. Адонина граница между статическим и динамическим режимом откачки находится в интервале (переходная зона) параметра Коши (Адонин, 1964):

$$\mu = \frac{\omega \cdot L}{a}$$

Таблица 1. Исходные данные (ГОСТ Р 51161-98, 1998)

Показатель	Значения для стальных штанг	Значения для стеклопластиковых штанг	Ед. измерения
Глубина спуска насоса, L	1000		м
Высота динамического уровня, h _д	960		м
Диаметр плунжера, D _{пл}	56		мм
Модуль упругости, E	210 000	50 000	МПа
Диаметр штанги, d _{ш1}	22		мм
Вес погонного метра, q ₁	3,14	1,2	кг/м
Глубина спуска 1ой ступени, L ₁	300		м
Диаметр штанги d _{ш2}	19		мм
Вес погонного метра, q ₂	2,35	0,9	кг/м
Глубина спуска 2ой ступени, L ₂	700		м
Плотность жидкости, ρ _ж	880		кг/м ³
Плотность штанги ρ _ш	7850	2000	кг/м ³
Циклическая частота, ω	1,26		с ⁻¹

Расчет осевой нагрузки, создаваемой на головку балансира станка-качалки стальными насосными штангами.

1. Определение параметра Коши:

$$\mu = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{1,26 \cdot 1000}{5172} = 0,243$$

Где $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{21 \cdot 10^{10}}{7850}} = 5172$ м/с – скорость звука в штангах из стали.

Определение нагрузок по формулам И.М. Муравьева (статическая теория)

2. Вес столба жидкости над плунжером:

$$P_{жс} = F_{пл} \cdot (h_{\delta} \cdot \rho_{жс} \cdot g + P_{\sigma}) = 0,785 \cdot 0,056^2 \cdot 960 \cdot 880 \cdot 9,81 = 20402H$$

3. Коэффициент облегчения колонны штанг в жидкости:

$$b = 1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}} = 1 - \frac{880}{7850} = 0,888$$

4. Фактор динамичности [6]:

$$m = \frac{S_A \cdot n^2}{1440} = \frac{3 \cdot 9^2}{1440} = 0,17$$

5. Вес колонны штанг в воздухе:

$$P_{ум} = (q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2) \cdot g = (3,14 \cdot 300 + 2,35 \cdot 700) \cdot 9,81 = 25378H$$

6. Максимальная нагрузка на штанги:

$$P_{max} = P_{жс} + P_{ш} \cdot (b + m) = 20402 + 25378 \cdot (0,888 + 0,17) = 47218H$$

7. Минимальная нагрузка на штанги:

$$P_{min} = P_{ш} \cdot (b - m) = 25378 \cdot (0,888 - 0,17) = 18251H$$

Определение нагрузок по формулам А.С. Вирновского

8. Вес колонны штанг в жидкости:

$$P'_{ум} = P_{ум} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}}\right) = 25378 \cdot 0,888 = 22534H$$

9. Вес столба жидкости в кольцевом пространстве:

$$P'_{жс} = (F_{пл} - f_{ум}) \cdot \rho_{жс} \cdot g \cdot L = 0,785 \cdot (0,056^2 - (1,98 \cdot 10^{-2})^2) \cdot 880 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 18604H$$

10. Площадь поперечного сечения штанг:

$$f_{ум.ср} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{f_{ум.1}} + \frac{\varepsilon_2}{f_{ум.2}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,785 \cdot 0,022^2} + \frac{0,7}{0,785 \cdot 0,019^2}} = 3,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

11. Средний диаметр штанг:

$$d_{ум.ср} = \sqrt{\frac{f_{ум.ср}}{0,785}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

12. Удлинение колонны штанг от веса столба жидкости:

$$\lambda_{ум} = \frac{P_{жс} \cdot L}{E \cdot f_{ум}} = \frac{20402 \cdot 1000}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10^5 \cdot 3,07 \cdot 10^{-4}} = 0,317 \text{ м}$$

13. Площадь внутреннего канала труб:

$$F_{тр} = 0,785 \cdot 0,051^2 = 20,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

14. Коэффициент изменения сечения потока жидкости при переходе от насоса в трубы:

$$\varepsilon_{ум} = \frac{F_{пл} - f_{ум.ср}}{F_{тр} - f_{ум.ср}} = \frac{(0,785 \cdot 0,056^2) - 3,07}{20,42 - 3,07} = 1,24$$

15. Коэффициент отношения площадей:

$$\varphi = \frac{f_{mp}}{f_{mp} + f_{um}} = \frac{7,84}{7,84 + 3,07} = 0,719$$

16. Максимальная нагрузка (Оркин и др., 1967):

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_1 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} (P_{um} + 0,3 \cdot \varepsilon \cdot P'_{\text{жс}}) \cdot \sqrt{a_1 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} +$$

$$+ \alpha_1^2 \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[a_1 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \cdot \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 20402 + 22534 + \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \times$$

$$\times (25378 + 0,3 \cdot 1,24 \cdot 18604) \cdot \sqrt{0,9 \cdot 0,719 - \frac{0,317}{3}} + 1,1^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[0,9 - \frac{2 \cdot 0,317}{0,719 \cdot 3} \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 25378 = 63732 \text{ H}$$

17. Минимальная нагрузка:

$$P_{\min} = P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} \cdot \sqrt{a_2 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} \cdot P_{um} - \alpha_2^2 \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[a_2 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 22534 - \frac{1}{3} \cdot 0,73 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \cdot \sqrt{1,56 \cdot 0,719 - \frac{0,317}{3}} \cdot 25378 -$$

$$- 0,73^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[1,56 - \frac{2 \cdot 0,317}{0,719 \cdot 3} \right] \cdot \left[1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 25378 = 7088 \text{ H}$$

Определение нагрузок по упрощённым формулам А.С. Вирновского

18. Максимальная нагрузка:

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P'_{um} + 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} + 1000 =$$

$$= 20402 + 22534 + 0,011 \cdot \frac{0,056}{0,0198} \cdot 9 \cdot 25378 \cdot \sqrt{0,719 \cdot 3 - 0,317} + 1000 = 53589 \text{ H}$$

19. Минимальная нагрузка:

$$P_{\min} = P'_{um} - 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} - 1000 = 7088 \text{ H}$$

Определение нагрузок по формулам И.А. Чарного (динамическая теория)

20. Коэффициент, учитывающий вибрацию колонны штанг:

$$\mu_{um} = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{\mu \cdot 180}{3,1416} = \frac{0,243 \cdot 180}{3,1416} \approx 14,73$$

$$\text{tg} 14,73 = 0,263$$

21. Максимальная нагрузка:

$$P_{\max} = P_{\text{жс}} + P_{um} \cdot \left[b + \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{\text{tg} \mu_{um}}{\mu} \right] = 20402 + 25378 \cdot \left[0,888 + \frac{3 \cdot 9^2}{1800} \cdot \frac{0,263}{0,243} \right] = 46439 \text{ H}$$

22. Минимальная нагрузка:

$$P_{\min} = P_{um} \cdot \left[b - \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{\text{tg} \mu}{\mu} \right] = 19030 \text{ H}$$

Определение максимальной нагрузки по эмпирической формуле А.Н. Адонина (динамическая теория)

23. Кинематический коэффициент:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{ум}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}} = 1,596$$

24. Максимальная нагрузка:

$$P_{\max} = P_{жс} + P_{ум} + (P_{ум} + \varepsilon \cdot P_{жс}) \cdot \frac{m \cdot r \cdot n^{2,24-0,33 \cdot 10^{-3}}}{900} + 2500 \cdot S =$$

$$= 20402 + 25378 + (25378 + 1,24 \cdot 20402) \cdot \frac{1,6 \cdot 1,2 \cdot 9^{1,6}}{900} + 2500 \cdot 3 = 56910 \text{ Н}$$

Расчет осевой нагрузки, создаваемой на головку балансира станка-качалки стеклопластиковыми насосными штангами.

1. Определение параметра Коши:

$$\mu = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{1,26 \cdot 1000}{5000} = 0,252$$

Где $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{10}}{2000}} = 5000 \text{ м/с}$ – скорость звука в штангах из стеклопластика.

Определение нагрузок по формулам И.М. Муравьева (статическая теория)

2. Вес столба жидкости над плунжером:

$$P_{жс} = F_{пл} \cdot (h_{\delta} \cdot \rho_{жс} \cdot g + P_{\delta}) = 0,785 \cdot 0,056^2 \cdot 960 \cdot 880 \cdot 9,81 = 20402 \text{ Н}$$

3. Коэффициент облегчения колонны штанг в жидкости:

$$b = 1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}} = 1 - \frac{880}{2000} = 0,56$$

4. Фактор динамичности:

$$m = \frac{S_A \cdot n^2}{1440} = \frac{3 \cdot 9^2}{1440} = 0,17$$

5. Вес колонны штанг в воздухе:

$$P_{ум} = (q_1 \cdot L_1 + q_2 \cdot L_2) \cdot g = (1,2 \cdot 300 + 0,9 \cdot 700) \cdot 9,81 = 9712 \text{ Н}$$

6. Максимальная нагрузка на штанги:

$$P_{\max} = P_{жс} + P_{ум} \cdot (b + m) = 20402 + 9712 \cdot (0,56 + 0,17) = 274918 \text{ Н}$$

7. Минимальная нагрузка на штанги:

$$P_{\min} = P_{ум} \cdot (b - m) = 9712 \cdot (0,56 - 0,17) = 3787,7 \text{ Н}$$

Определение нагрузок по формулам А.С. Вирновского

8. Вес колонны штанг в жидкости:

$$P'_{ум} = P_{ум} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}}\right) = 9712 \cdot 0,56 = 5438,7 \text{ Н}$$

9. Вес столба жидкости в кольцевом пространстве:

$$P'_{жс} = (F_{пл} - f_{ум}) \cdot \rho_{жс} \cdot g \cdot L = 0,785 \cdot (0,056^2 - (1,98 \cdot 10^{-2})^2) \cdot 880 \cdot 9,81 \cdot 1000 = 18604 \text{ Н}$$

10. Площадь поперечного сечения штанг:

$$f_{ум.ср} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_1}{f_{ум.1}} + \frac{\varepsilon_2}{f_{ум.2}}} = \frac{1}{\frac{0,3}{0,785 \cdot 0,022^2} + \frac{0,7}{0,785 \cdot 0,019^2}} = 3,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

11. Средний диаметр штанг:

$$d_{um.cp} = \sqrt{\frac{f_{um.cp}}{0,785}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

12. Удлинение колонны штанг от веса столба жидкости:

$$\lambda_{um} = \frac{P_{жс} \cdot L}{E \cdot f_{um}} = \frac{20402 \cdot 1000}{5 \cdot 10^6 \cdot 10^4 \cdot 3,07 \cdot 10^{-4}} = 1,33 \text{ м}$$

13. Площадь внутреннего канала труб:

$$F_{mp} = 0,785 \cdot 0,051^2 = 20,42 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

14. Коэффициент изменения сечения потока жидкости при переходе от насоса в трубы:

$$\varepsilon_{um} = \frac{F_{нл} - f_{um.cp}}{F_{mp} - f_{um.cp}} = \frac{(0,785 \cdot 0,056^2) - 3,07}{20,42 - 3,07} = 1,24$$

15. Коэффициент отношения площадей:

$$\varphi = \frac{f_{mp}}{f_{mp} + f_{um}} = \frac{7,84}{7,84 + 3,07} = 0,719$$

16. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_1 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} \cdot (P_{um} + 0,3 \cdot \varepsilon \cdot P'_{жс}) \cdot \sqrt{a_1 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} +$$

$$+ \alpha_1^2 \cdot \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[a_1 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \cdot \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 20402 + 5438,7 + \frac{1}{3} \cdot 1,1 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \times$$

$$\times (9712 + 0,3 \cdot 1,24 \cdot 18604) \cdot \sqrt{0,9 \cdot 0,719 - \frac{1,33}{3}} + 1,1^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[0,9 - \frac{2 \cdot 1,33}{0,719 \cdot 3} \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 9712 = 20402 + 5438,7 + 5415,94 - 603,52 = 30653,12 \text{ Н}$$

17. Минимальная нагрузка:

$$P_{min} = P'_{um} + \frac{1}{3} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S_A}{g}} \cdot \sqrt{a_2 \cdot \varphi - \frac{\lambda_{um}}{S_A}} \cdot P_{um} - \alpha_2^2 \cdot \frac{\omega^2 \cdot S_A}{2 \cdot g} \cdot \left[a_2 - \frac{2 \cdot \lambda_{um}}{\varphi \cdot S_A} \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{\varphi}{2} \right] \cdot P_{um} = 5438,7 - \frac{1}{3} \cdot 0,73 \cdot \frac{0,056}{0,019} \cdot \sqrt{\frac{1,26^2 \cdot 3}{9,81}} \cdot \sqrt{1,56 \cdot 0,719 - \frac{1,33}{3}} \cdot 9712 -$$

$$- 0,73^2 \cdot \frac{1,26^2 \cdot 3}{2 \cdot 9,81} \cdot \left[1,56 - \frac{2 \cdot 1,33}{0,719 \cdot 3} \right] \cdot \left[1 - \frac{0,719}{2} \right] \cdot 9712 = 5438,7 - 3328,5 - 266,65 = 1843,55 \text{ Н}$$

Определение нагрузок по упрощённым формулам А.С. Вирновского

18. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P'_{um} + 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} + 1000 =$$

$$= 20402 + 5438,7 + 0,011 \cdot \frac{0,056}{0,0198} \cdot 9 \cdot 9712 \cdot \sqrt{0,719 \cdot 3 - 1,33} + 1000 = 29313,7 \text{ Н}$$

19. Минимальная нагрузка:

$$P_{min} = P'_{um} - 0,011 \cdot \frac{D}{d_{um}} \cdot n \cdot P_{um} \cdot \sqrt{\varphi \cdot S_A - \lambda_{um}} - 1000 = 1965,7 \text{ Н}$$

Определение нагрузок по формулам И.А. Чарного (динамическая теория)

20. Коэффициент, учитывающий вибрацию колонны штанг:

$$\mu_{um} = \frac{\omega \cdot L}{a} = \frac{\mu \cdot 180}{3,1416} = \frac{0,252 \cdot 180}{3,1416} \approx 14,44$$

$$tg 14,44 = 0,257$$

21. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P_{um} \cdot \left[b + \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{tg \mu_{um}}{\mu} \right] = 20402 + 9712 \cdot \left[0,56 + \frac{3 \cdot 9^2}{1800} \cdot \frac{0,257}{0,252} \right] = 27177,85 \text{ Н}$$

22. Минимальная нагрузка:

$$P_{min} = P_{um} \cdot \left[b - \frac{S \cdot n^2}{1800} \cdot \frac{tg \mu}{\mu} \right] = 4101 \text{ Н}$$

Определение максимальной нагрузки по эмпирической формуле А.Н. Адонина (динамическая теория)

23. Кинематический коэффициент:

$$m = \frac{1 + \frac{r}{L_{um}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{k}\right)^2}} = 1,596$$

24. Максимальная нагрузка:

$$P_{max} = P_{жс} + P_{um} + (P_{um} + \varepsilon \cdot P_{жс}) \cdot \frac{m \cdot r \cdot n^{2,24-0,33 \cdot 10^{-3}}}{900} + 2500 \cdot S =$$

$$= 20402 + 9712 + (9712 + 1,24 \cdot 20402) \cdot \frac{1,6 \cdot 1,2 \cdot 9^{1,6}}{900} + 2500 \cdot 3 = 40126 \text{ Н}$$

Расчет создаваемого напряжения в насосных штангах из стали и стеклопластика.

Во время двойного хода (цикла) нагрузка на штанги переменна, поэтому при расчете штанг на прочность исходят не из максимальных напряжений, определяющих статическую прочность, а из «приведенного» напряжения, учитывающего циклический характер приложения нагрузки (Ишмурзин, 2014; Петраков и др., 2016).

По условиям расчетов, произведенных ранее, максимальная и минимальная нагрузки по теории Вирновского

1) Для стальных насосных штанг $P_{max} = 63732 \text{ Н}$; $P_{min} = 7088 \text{ Н}$.

Максимальное и минимальное напряжения (Аливердизадде и др., 1959):

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{ш2}} = \frac{63732}{0,785 \cdot 0,019^2} = 224,89 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{min}}{f_{ш2}} = \frac{7088}{0,785 \cdot 0,019^2} = 25,01 \text{ МПа}$$

Амплитудное напряжение:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{224,89 - 25,01}{2} = 99,94 \text{ МПа}$$

Приведенное напряжение (ГОСТ 31825-2012, 2013):

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{max}} = \sqrt{99,4 \cdot 224,89} = 149,92 \text{ МПа}$$

2) Для стеклопластиковых насосных штанг $P_{max} = 30653,12 \text{ Н}$; $P_{min} = 1843,55 \text{ Н}$.

Максимальное и минимальное напряжения:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{ш2}} = \frac{30653,12}{0,785 \cdot 0,019^2} = 108,17 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{min} = \frac{P_{min}}{f_{ш2}} = \frac{1843,55}{0,785 \cdot 0,019^2} = 6,5 \text{ МПа}$$

Амплитудное напряжение:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{108,17 - 6,5}{2} = 50,84 \text{ МПа}$$

Приведенное напряжение:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{\max}} = \sqrt{50,84 \cdot 108,17} = 74,16 \text{ МПа}$$

3. Результаты

Таблица 2. Результаты расчета осевой нагрузки по приведенным теориям

Показатели	Сталь	Стеклопластик
Вес штанг в воздухе, Н	25378	9712
Вес штанг в жидкости, Н	22534	5438
Максимальная нагрузка по статической теории (формула И.М. Муравьева)		
P_{\max} , Н	47218	27419,8
P_{\min} , Н	18251	3787,7
Нагрузки по формулам А.С. Вирновского		
P_{\max} , Н	63732	30653,12
P_{\min} , Н	7088	1843,55
Упрощённые формулы А.С. Вирновского		
P_{\max} , Н	53589	29313,7
P_{\min} , Н	7088	1965,7
Максимальная и минимальная нагрузки на основе динамической теории по формулам И.А. Чарного		
P_{\max} , Н	46439	27177,85
P_{\min} , Н	19030	4101
Максимальная нагрузка на основе динамической теории по эмпирической формуле А.Н. Адонина		
P_{\max} , Н	56910	40126

Таблица 3. Результаты расчета напряженного состояния насосных штанг

Показатели	Сталь	Стеклопластик
P_{\max} , Н	63732	30653,12
P_{\min} , Н	7088	1843,55
σ_{\max} , МПа	224,89	108,17
σ_{\min} , МПа	25,01	6,5
σ_a , МПа	99,94	50,84
$\sigma_{\text{пр}}$, МПа	149,92	74,16

4. Заключение

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод:

- 1) Вес стеклопластиковых штанг в воздухе в 3 раза меньше, чем вес стальных штанг;
- 2) Вес стеклопластиковых штанг в жидкости в 5 раз меньше, чем вес стальных штанг;
- 3) Полученное в результате расчетов приведенное напряжение удовлетворяет условию, как для стали ($[\sigma] = 160 \text{ МПа}$), так и для стеклопластика ($[\sigma] = 120 \text{ МПа}$): $\sigma_{\text{пр}} \leq [\sigma]$
- 4) Применение стеклопластиковых насосных штанг позволяет понизить энергопотребление за счет снижения нагрузок на станок-качалку. Благодаря меньшему весу штанг снижается приведенное напряжение в штанговой колонне, что позволяет отказаться

от использования специальных насосных штанг, рассчитанных на высокое приведенное напряжение.

5) Принимая за основу нагрузку, рассчитанную по формулам А.С. Вирновского, можно сказать, что наиболее близкие значения по P_{\max} дает упрощенная формула А.С. Вирновского, по P_{\min} наиболее близкие значения дают упрощенная формула А.С. Вирновского и формула И.М. Муравьева.

Оценивая трудоемкость расчетов, следует отметить, что для оценочных, приближенных расчетов следует пользоваться формулой для P_{\max} и P_{\min} И.М. Муравьева, а для конструкторских или точных технологических расчетов следует пользоваться формулами А.С. Вирновского или А.Н. Адонина (Бухаленко, 1990; Никищенко, 2008).

Литература

Адонин, 1964 – Адонин А.Н. Процессы глубинно-насосной нефтедобычи. *Недра*, 1964: 141-143.

Аливердизаде, Даниелян, 1959 – Аливердизаде К.О., Даниелян А.А. Расчет и конструирование оборудования для эксплуатации нефтяных скважин. Гостоптехиздат, 1959: 351-352.

Бухаленко, 1990 – Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование: Справочник. *Недра*, 1990: 11-12.

ГОСТ 31825-2012, 2013 – ГОСТ 31825-2012. Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним. Технические условия. Введ. 01.01.2014. Стандартинформ, 2013: 4.

ГОСТ Р 51161-98, 1998 – ГОСТ Р 51161-98. Штанги насосные стеклопластиковые. Технические условия. Введ. 01.01.1999. Издательство стандартов, 1998: 1-8.

Ишмурзин, 2014 – Ишмурзин А.А. Машины и оборудование для добычи и подготовки нефти и газа: Учебное пособие. Нефтегазовое дело, 2014: 156.

Мокрушин, 2015 – Мокрушин К.А. (2015). Применение стеклопластиковых насосных штанг как метод снижения удельных затрат на добычу нефти // *Инженерная практика*, 2015, 4: 42-44.

Никищенко, 2008 – Никищенко С.Л. Нефтегазопромысловое оборудование. Ин-Фолио, 2008: 223.

Оркин, Юрчук, 1967 – Оркин К.Г., Юрчук А.М. Расчеты в технологии и технике добычи нефти. *Недра*, 1967: 310-321.

Петраков, Купавых, 2016 – Петраков Д.Г., Купавых К.С. Нефтегазопромысловое оборудование: методические указания к практическим занятиям. Санкт-Петербургский горный университет, 2016: 33.

References

Adonin, 1964 – Adonin A.N. (1964). Protsessy glubinno-nasosnoi neftedobychi [The processes of deep-pumping oil production]. Nedra: 141-143. [in Russian]

Aliverdizade, Danielyan, 1959 – Aliverdizade K.O., Danielyan A.A. (1959). Raschet i konstruirovaniye oborudovaniya dlya ekspluatatsii neftyanykh skvazhin [Calculation and design of equipment for the operation of oil wells]. Gostoptekhizdat: 351-352. [in Russian]

Bukhalenko, 1990 – Bukhalenko E.I. (1990). Neftepromyslovoe oborudovanie: Spravochnik [Oilfield equipment: a Handbook]. Nedra: 11-12. [in Russian]

GOST 31825-2012, 2013 – GOST 31825-2012. Shtangi nasosnye, shtoki ust'evye i mufty k nim. Tekhnicheskie usloviya [Bars are pump, mouths stocks and couplings to them. Technical conditions]. Vved. 01.01.2014. Standartinform, 2013: 4. [in Russian]

GOST R 51161-98, 1998 – GOST R 51161-98. Shtangi nasosnye stekloplastikovye. Tekhnicheskie usloviya [Fiberglass pumping rods. Technical conditions]. Vved. 01.01.1999. Izdatel'stvo standartov, 1998: 1-8. [in Russian]

Ishmurzin, 2014 – Ishmurzin A.A. (2014). Mashiny i oborudovanie dlya dobychi i podgotovki nefti i gaza: Uchebnoe posobie [Machines and equipment for the extraction and treatment of oil and gas: A manual]. Neftgazovoe delo: 156. [in Russian]

Mokrushin, 2015 – *Mokrushin K.A.* (2015). Primenenie stekloplastikovykh nasosnykh shtang kak metod snizheniya udel'nykh zatrat na dobychu nefti [The use of fiberglass sucker rods as a method of reducing the unit cost of oil production]. *Inzhenernaya praktika*, 4: 42-44. [in Russian]

Nikishenko, 2008 – *Nikishenko S.L.* (2008). Neftegazopromyslovoe oborudovanie [Oil and gas field equipment]. In-Folio: 223. [in Russian]

Orkin, Yurchuk, 1967 – *Orkin K.G., Yurchuk A.M.* (1967). Raschety v tekhnologii i tekhnike dobychi nefti [Calculations in the technology and technology of oil production]. Nedra: 310-321. [in Russian]

Petrakov, Kupavykh, 2016 – *Petrakov D.G., Kupavykh K.S.* (2016). Neftegazopromyslovoe oborudovanie: metodicheskie ukazaniya k prakticheskim zanyatiyam [Oil and gas equipment: guidelines for practical exercises]. Sankt-Peterburgskii gornyi universitet: 33. [in Russian]

Анализ формул расчета осевой нагрузки на головку балансира станка-качалки, создаваемой насосными штангами из стеклопластика. Сравнение полученных результатов с насосными штангами из стали.

Артём Алексеевич Кожевников ^{а, *}

^а Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, Российская Федерация

Аннотация. Определение осевой нагрузки на головку-балансир станка качалки производится по статической и динамической теориям. Границей между которыми является интервал (переходная зона) параметра Коши. Расчет нагрузок представлен по теориям:

- Определение нагрузок по формулам И.М. Муравьева (статическая теория);
- Определение нагрузок по формулам А.С. Вирновского;
- Определение нагрузок по упрощённым формулам А.С. Вирновского;
- Определение максимальной нагрузки по эмпирической формуле А.Н. Адонина (динамическая теория);
- Определение нагрузок по формулам И.А. Чарного (динамическая теория).

Далее предоставлен расчет напряжений, создаваемых в насосных штангах из стали и стеклопластика.

Исходя из полученных данных, проведен анализ, с точки зрения применимости, насосных штанг из стеклопластика в сравнении с насосными штангами из стали.

Ключевые слова: стеклопластиковые насосные штанги, стальные насосные штанги, напряженное состояние, статическая теория, динамическая теория, приведенное напряжение, амплитудное напряжение.

* Корреспондирующий автор

Адреса электронной почты: artekof.one@gmail.com (А.А. Кожевников)