

ГІДРОШТАНГОВА НАСОСНА УСТАНОВКА З ПРУЖНИМ ПІДВІСОМ ПОЛІРОВАНОГО ШТОКА

Ю.М.Бурда, Ле Куок Куїнь, А.С.Величкович

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15; тел. (03422) 507626;

e-mail: art@nuing.edu.ua

Представлено опис будови і принципу дії гідроштангової насосної установки з пружним підвісом полірованого штока. Реалізована ідея використання ваги стовпа важкої рідини для зниження навантажень на колону насосних штанг. Для створення сприятливих умов навантаження штанг запропоновано використання пластинчастої пружини для пружного підвісу полірованого штока. Проаналізовано поведінку такого пружного підвісу під дією експлуатаційних навантажень.

Представлено описание строения и принципа действия гидроштанговой насосной установки с упругим подвесом полированного штока. Реализована идея использования веса столба тяжелой жидкости для снижения нагрузок на колонну насосных штанг. Для создания благоприятных условий нагружения штанг предложено использование пластинчатой пружины для упругого подвеса полированного штока. Проанализировано поведение такого упругого подвеса под действием эксплуатационных нагрузок.

The description of construction and operating principle of hydro-rod oil pump with flexible sucker-rod hanger is presented. An idea to use the weight of column of heavy liquid to reduce the load of string of rods is realised. Special spring for flexible sucker-rod hanger is offered to create favourable conditions of loading the string of rods. Behavior of the flexible sucker-rod hanger under operating load is analysed.

На нафтових промислах України та у нафтопромислових районах світу широкого використання під час видобування нафти глибинними штанговими насосами набули верстатигойдалки з роторним і комбінованим зрівноваженням, які приводяться в дію асинхронними електродвигунами [1]. Їх переваги полягають у відносній простоті конструкції і надійності у роботі. Але щодо створення сприятливих умов навантаження штанг ці установки не є найкращими, оскільки під час їх роботи закон руху колони штанг визначається лише кінематичними параметрами привода і не залежить від навантаження у верхній частині колони штанг.

Найвідповідальнішим елементом, який передає рух плунжеру глибинного насоса, є колона насосних штанг. В її верхній частині виникають напруження, що змінюються за асиметричним циклом із середнім напруженням розтягу та додатнім коефіцієнтом асиметрії, а нижня частина зазнає знакозмінного навантаження з від'ємним коефіцієнтом асиметрії. Вплив змінних навантажень на міцність та довговічність підсилюється корозійною активністю робочого середовища, що містить мінералізовану пластову рідину (часто в її складі присутні агресивні гази CO₂, H₂S, кисень тощо). Водночас робота штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) супроводжується появою широкого спектра коливальних процесів, інерційних і ударних навантажень, які згубно впливають на втомну міцність матеріалу насосних штанг (НШ) та насосно-компресорних труб (НКТ), а також часто призводять до виникнення аварійних ситуацій [2–6]. Тож створення додаткової можливості знизити навантаження на колону НШ є вельми доречною щодо підвищення працездатності та ефективності роботи ШСНУ.

Одним із перспективних способів видобування нафти є спосіб, пов'язаний із використанням гідроприводних насосних установок [1,2]. Тут рух плунжера свердловинного насоса в обох напрямках відбувається за рахунок періодичної дії тиску (до 8 МПа), що створюється поверхневим силовим насосом. Характерною особливістю таких установок, що породжує труднощі у їх надійній експлуатації, є відсутність кінематичного зв'язку плунжера насоса з поверхнею.

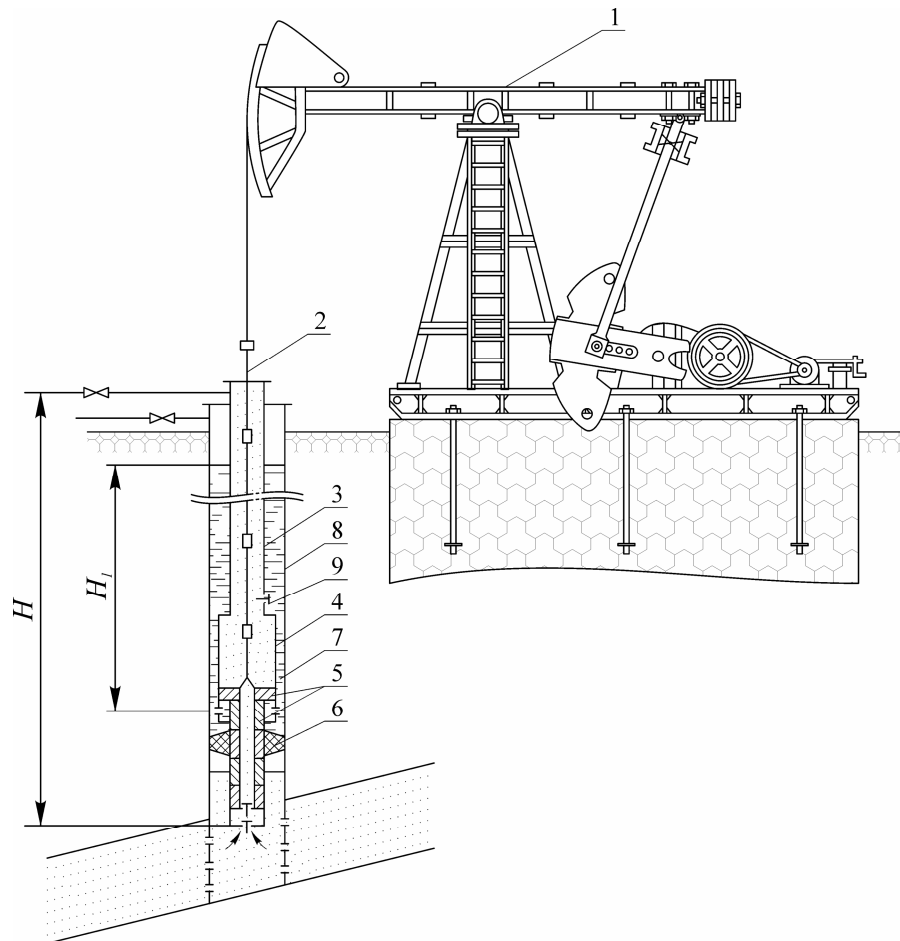
Гідроштангова насосна установка (рис. 1) є комбінацією ШСНУ і гідроприводної насосної установки. Вона працює так. Важка робоча рідина 7 подається до надпакерної зони затрубного простору колоною НКТ 3 крізь її зворотний клапан 9 і проштовхується нафтою за допомогою пересувного насосного агрегату. При ході плунжера 5 вниз із циліндра більшого діаметра важка робоча рідина під дією ваги НШ – $G_{шт}$, плунжера – $G_{пл}$ та частини відкачуваної рідини – $G_{рід}$, що знаходиться над плунжером, виштовхується в затрубний простір над пакером 6. При цьому умова нормальної роботи установки має вигляд

$$F_{сп} < G_{шт} + G_{пл} + G_{рід}, \text{ або}$$

$$H_1 \rho_1 (f_1 - f_2) < G_{шт} + G_{пл} + H_2 \rho_2 (f_1 - f_2),$$

де $F_{сп}$ – сила тиску важкої рідини на великий поршень плунжера; ρ_1, ρ_2 – відповідно об'ємна вага важкої рідини та рідини, яка відкачується; f_1, f_2 – велика та мала робочі площі поршня плунжера.

У процесі нагнітання, тобто під час руху плунжера вгору важка рідина крізь вікна в нижній частині циліндра великого діаметра по-



1 – верстат-гойдалка; 2 – колона штанг; 3 – колона насосно-компресорних труб;
4 – глибокий насос; 5 – плунжер, що обладнаний додатковим поршнем; 6 – пакер;
7 – важка рідина; 8 – обсадна колона; 9 – зворотний клапан НКТ

Рисунок 1 – Схема гідроштангової насосної установки

трапляє під поршень плунжера і створює додаткову “підйомну” силу, що природно зменшує навантаження на колона насосних штанг і головку балансира верстата-гойдалки. Навантаження на головку балансира

$$Q = G_{ум} + G_{пл} + G_{рід} - F_{сп} - F_n,$$

де F_n – сила тиску на прийомі глибокого насоса.

Чим більша висота стовпа важкої рідини і чим більша її об’ємна вага, тим більша сила $F_{сп}$, що знижує навантаження на колона НШ.

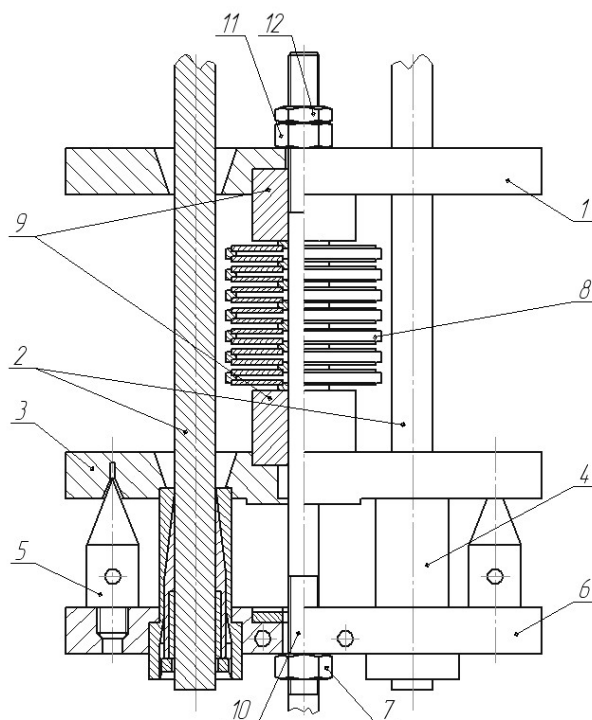
Таким чином, запропонована схема гідроштангової насосної установки дає змогу зменшити максимальне напруження в штангах та варіювати амплітуду і коефіцієнт асиметрії циклу навантажень, що є корисним для забезпечення надійної та ефективної роботи установки загалом.

Запропонований спосіб зменшення навантажень на колона НШ можна вважати радикальним, оскільки для його застосування необхідно вносити зміни до класичної конструкції ШСНУ. У цьому напрямку можливий і більш консервативний підхід, що базується на застосуванні допоміжного обладнання.

Серед різноманіття способів, засобів і пристроїв, призначених для покращення умов роботи НШ та ШСНУ загалом, особливої уваги заслуговують амортизатори, які встановлюють у точці підвищування колони насосних штанг чи в кількох місцях уздовж колони.

Результати теоретичних досліджень, що мають добру збіжність з експериментальними даними, свідчать, що використання у приводі ШСНУ амортизаторів динамічних сил з вірно підібраними характеристиками не тільки значно знижує динамічні навантаження, а й певною мірою зменшує інтенсивність їх прикладання [2,3,5,6]. Остання обставина має пріоритетне значення для експлуатаційної міцності і довговічності роботи штанг.

На рис. 2 зображено пружний підвіс полірованого штока, обладнаний амортизатором колони НШ. Він складається з нижньої 6, верхньої 3 і додаткової 1 траверси, затискачів кінців каната 4, канатів 2, гвинтів підйому верхньої траверси 5, гайки 11 і контргайки 12 для закріплення полірованого штока 10 (гайку 11 і контргайку 12 можна замінити клиновим пристроєм), гайки 7 для регулювання осадки амортизатора, а також амортизатора 8, виконаного у вигляді пластинчастої пружини. Пластини у



1 – додаткова траверса; 2 – канати; 3 – верхня траверса; 4 – затискачі кінців каната;
5 – гвинт підймання верхньої траверси; 6 – нижня траверса; 7 – гайка;
8 – пластинчаста пружина; 9 – поршині; 10 – полірований шток; 11 – гайка; 12 – контргайка

Рисунок 2 – Пружний підвіс полірованого штока:

пружини можуть мати як однакову, так і змінну товщину. Вони змонтовані з можливістю виключення з роботи окремих пластин при перевантаженнях. Ця обставина розширює діапазон експлуатаційних навантажень за яких пружний підвіс здатний ефективно виконувати свої функції.

ШСНУ, обладнана пружним підвісом працює так. При ході головки балансира вгору нижня 6 і верхня 3 траверси навантажують пластинчасту пружину, наближаючись до додаткової траверси 1. При цьому додаткова траверса 1 і колона НШ, що висить на ній, певний час залишаються нерухомими. Коли сила спротиву пружини, за її певної осадки, стане рівною вазі колони НШ, плунжера і рідини, що знаходиться над плунжером, починається плавний рух вгору колони НШ. Слід зауважити, що корисна довжина ходу плунжера зменшується на величину осадки амортизатора, і цю обставину необхідно враховувати на стадії проектування.

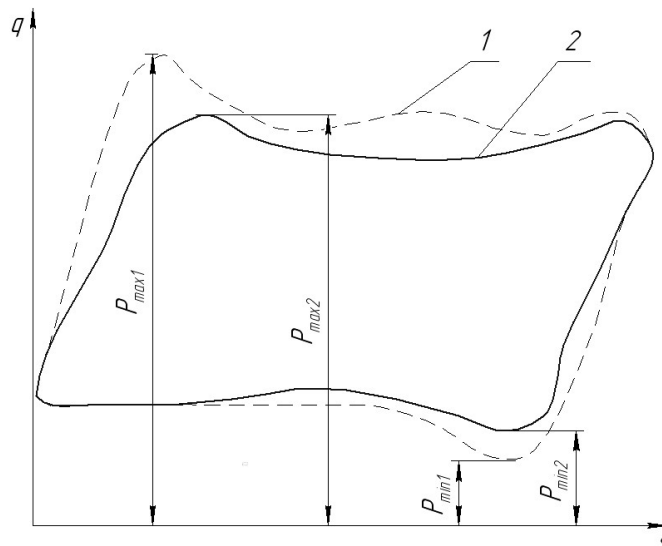
При ході головки балансира вниз, у момент відкриття нагнітального клапана і розвантаження колони НШ від ваги рідини рухомі частини пружини поступово повертаються до початкового положення. При цьому головка балансира, верхня і нижня траверси рухаються вниз, а колона НШ ще деякий час залишається нерухомою, поки не вичерпається осадка пружини, що виникла під час її стиснення.

Отже у ході експлуатації несучі ланки пружного підвісу – пластини, змінюючи свою форму, накопичують потенціальну енергію

пружної деформації. Зазори між пластинами розраховані так, що при перевантаженні пластини виключається з роботи. При зменшенні осьового навантаження рухомі частини пружного підвісу повертаються у вихідне положення за рахунок енергії, яку накопичили пластини. Таким чином, при певній характеристиці пластинчастої пружини змінюється характер прикладання і величина максимальної і мінімальної сили, що діють на колону НШ, зменшується вплив вібраційних, інерційних і ударних навантажень.

Щодо зменшення корисного ходу плунжера, то його можна зберегти на необхідному рівні відомими способами, якщо дозволяє технічна характеристика станка-гойдалки, або застосувати подовжувачі ходу. Принагідно зазначимо, що за допомогою гайки 7 можна здійснювати плавне регулювання осадки запропонованого пружного підвісу від якнайменшої до номінальної. Ця властивість, попри розширення функціональних можливостей пружного підвісу при виконанні його основних функцій, може бути використана за необхідності плавного регулювання продуктивності ШСНУ.

На рис.3 показано узагальнений вигляд віртуальної динамограми (суцільна лінія) у точці підвішування полірованого штока. За приклад (штрихова лінія) вибрали діаграму зняту на свердловині з параметрами: довжина ходу $s=2,4$ м; число гойдань за хвилину – 9; тиск у свердловині 3,4 МПа; відношення довжини ходу плунжера до довжини ходу полірованого



1 – звичайний підвіс; 2 – підвіс, обладнаний пластинчастою пружиною
Рисунок 3 – Динамограма в точці підвішування полірованого штока

штока – 0,8. Порівняння динамограм вказує на те, що використання пружного підвісу значно зменшує максимальне навантаження на штанги та амплітуду зміни навантаження.

Вдале проектування та експлуатація пружного підвісу суттєво залежить від якості розрахунку його несучого елемента. Він зводиться до визначення напружень і переміщень у пластинчастій пружині, розрахункова схема якої зображена на рис. 4. Якщо фізико-геометричні характеристики пластин однакові, то осадка пружини визначатиметься прогином однієї ланки пружного підвісу, збільшеним в n разів, де n – кількість ланок у пружині.

Вважатимемо, що очікуваний прогин однієї ланки підвісу значно менший за її товщину, тому за модель ланки візьмемо тонку плиту [7-9], згин якої можемо розглядати незалежно від розтягу.

З умови рівноваги центральної частини пластини (рис. 5) визначаємо інтенсивність поперечної сили Q_z :

$$Q_z \cdot 2\pi r = q \Rightarrow Q_z = \frac{q}{2\pi r}. \quad (1)$$

Рівняння С. Жермен-Лагранжа для випадку осесиметричного згину круглої пластини запишемо у вигляді

$$r \frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{du}{dr} - \frac{u}{r} = -\frac{Q_z r}{D}, \quad (2)$$

а радіальний і тангенціальний згинаючі моменти –

$$M_r = D \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right), \quad M_t = D \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right), \quad (3)$$

де $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість.

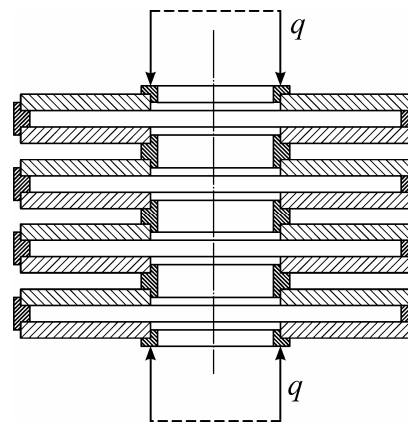


Рисунок 4 – Несучий елемент пружного підвісу

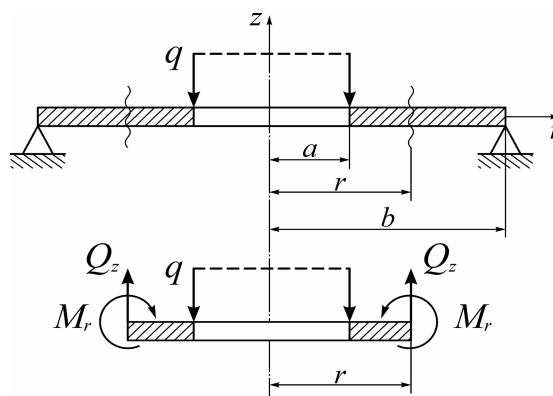


Рисунок 5 – Розрахункова схема несучої ланки пружного підвісу

Після дворазового інтегрування (2) із врахуванням (1) отримаємо:

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{q}{4\pi D} r \ln \frac{r}{a}. \quad (4)$$

Сталі інтегрування C_1 і C_2 визначаємо з таких крайових умов. Радіальний згинаючий момент M_r на кромках пластини, тобто при $r = a$ і $r = b$ повинен дорівнювати нулеві:

$$(M_r)_{r=a} = 0, \quad (M_r)_{r=b} = 0. \quad (5)$$

Використовуючи умови (5) та рівняння (3) і (4) отримаємо вирази для знаходження C_1 і C_2

$$C_1 = \frac{q}{4\pi D(1+\mu)} \left[\frac{b^2}{b^2-a^2} (1+\mu) \ln \frac{b}{a} + 1 \right], \quad (6)$$

$$C_2 = \frac{q}{4\pi D(1-\mu)} \frac{a^2 b^2}{b^2-a^2} (1+\mu) \ln \frac{b}{a}.$$

Підставляючи (4) і (6) у вирази (3) одержимо

$$M_r = \frac{q(1+\mu)}{4\pi} \left[\frac{b^2}{b^2-a^2} \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \ln \frac{b}{a} - \ln \frac{r}{a} \right], \quad (7)$$

$$M_t = \frac{q(1+\mu)}{4\pi} \left[\frac{b^2}{b^2-a^2} \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \ln \frac{b}{a} - \ln \frac{r}{a} + \frac{1-\mu}{1+\mu} \right].$$

Максимальне еквівалентне напруження виникає біля внутрішньої кромки пластини

$$\sigma_{екв} = \frac{3q}{2\pi h^2} \left[\frac{2b^2}{b^2-a^2} (1+\mu) \ln \frac{b}{a} + 1 - \mu \right]. \quad (8)$$

Проінтегруємо (4) і знайдемо функцію прогинів пластини

$$w = C_3 - C_1 \frac{r^2}{2} - C_2 \ln \frac{r}{a} + \frac{qr^2}{8\pi D} \left(\ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} \right). \quad (9)$$

Для визначення сталої інтегрування C_3 використаємо крайову умову $(w)_{r=b} = 0$. Тоді

$$w = \frac{C_1}{2} (b^2 - r^2) + C_2 \ln \frac{b}{r} + \frac{q}{8\pi D} \left[r^2 \ln \frac{r}{a} - b^2 \ln \frac{b}{a} + \frac{b^2 - r^2}{2} \right]. \quad (10)$$

Для знаходження осадки пластинчастої пружини прийемо у (10) $r = a$ та врахуємо (6), у результаті отримаємо

$$w^* = \frac{q \cdot n}{8\pi D} \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{3+\mu}{1+\mu} (b^2 - a^2) + \frac{1+\mu}{1-\mu} \times \frac{2a^2 b^2}{b^2 - a^2} \ln^2 \frac{b}{a} \right]. \quad (11)$$

У більш загальному випадку, коли у пружині встановлено несучі ланки різної товщини і, можливо, вони виготовлені з різного матеріалу, формула для осадки набуде такого вигляду

$$w^* = \sum_{i=1}^n \frac{3}{2} \frac{q}{\pi} \frac{(1-\mu_i^2)}{E_i h_i^3} \left[\frac{1}{2} \cdot \frac{3+\mu_i}{1+\mu_i} (b^2 - a^2) + \frac{1+\mu_i}{1-\mu_i} \cdot \frac{2a^2 b^2}{b^2 - a^2} \ln^2 \frac{b}{a} \right], \quad (12)$$

де h_i , E_i , μ_i – товщина та пружні константи i -ої пластини несучого елемента пружного підвісу.

Слід зазначити, що при згині несучих ланок підвісу в їх перерізах виникатимуть і дотичні напруження, спричинені деформаціями зсуву. Однак для тонких пластин вплив зсувів досить малий, і з метою отримання простих інженерних формул ним можна знехтувати, при цьому точність розрахунків є досить високою. У випадках використання пластин значної товщини, або застосування особливих матеріалів для яких модуль зсуву у багато разів менший модуля Юнга впливом зсувів нехтувати не можна.

Для оцінки впливу динамічних ефектів на міцність несучих елементів пружного підвісу ми вважали, що крім постійної сили q на них діє збурююча сила

$$q(t) = q_1 \cdot \cos \zeta t. \quad (13)$$

Частота власних коливань пружного підвісу

$$\eta = \sqrt{\frac{8\pi D}{nq \left[\frac{(3+\mu)(b^2-a^2)}{2(1-\mu)} + \frac{1+\mu}{1-\mu} \frac{2a^2 b^2}{b^2-a^2} \ln^2 \frac{b}{a} \right]}}, \quad (14)$$

а динамічний коефіцієнт

$$\beta = \frac{1}{1 - \zeta^2 / \eta^2}. \quad (15)$$

Проаналізувавши формулу (15), враховуючи (13) і (14), отримаємо такий висновок. Частота зміни збурюючої сили, що залежить від режиму роботи ШСНУ, значно менша ніж частота власних коливань пружного підвісу $\zeta \ll \eta$. Тому у першому наближенні можна вважати, що процес навантаження пружного підвісу має квазістатичний перебіг і статичний розрахунок на міцність та оцінка пружних характеристик пристрою корегування не потребує.

Для ілюстрування отриманих результатів виберемо за приклад пластинчасту пружину пружного підвісу із параметрами $a = 0,03\text{м}$; $b = 0,075\text{м}$; $n = 25$; $E = 2,11 \cdot 10^5 \text{МПа}$; $\mu = 0,3$; що відповідають реальному пристрою.

Напружений стан несучих ланок підвісу характеризує графік, наведений на рис. 6. Тут подано залежність максимальних еквівалентних напружень від товщини пластини при різних значеннях зовнішнього навантаження. Користуючись наведеними залежностями та знаючи механічні властивості матеріалу несучих ланок пластинчастої пружини легко оцінити їх міцність. Для виготовлення пластин, зазвичай, використовують конструкційні ресорно-пружинні сталі, зокрема вольфрамо-кремнієву 65С2ВА, або хромокремнієву 60С2ХА для яких: границя текучості $\sigma_T = 1700 \text{МПа}$, границя міцності $\sigma_M = 1900 \text{МПа}$, відносне видовження при розриві $\delta = 6\%$; відносне звуження $\psi = 20\%$. Якщо очікуваний діапазон наванта-

жень, за яких буде працювати пружний підвіс дозволяє, можна використати дешевшу – кремністу сталь 60С2А, або 70С3А, границі текучості яких становлять відповідно 1400 та 1600 МПа.

на, виходячи з конкретних умов проектування, допустимої вартості пристрою, можливості застосування необхідних матеріалів у заданих умовах експлуатації.

Література

- 1 Технология и техника добычи нефти и газа / [Муравьев И. М., Базлов М.Н., Жуков А.И., Чернов Б.С.]. – М. : Недра, 1971. – 496 с.
- 2 Рабинович А. М. Гидропневматические устройства в приводе глубиннонасосной установки / Рабинович А. М. – М. : Недра, 1982. – 101 с.
- 3 Круман Б. Б. Глубиннонасосные штанги / Круман Б. Б. – М. : Недра, 1977. – 181 с.
- 4 Ефимченко С.И. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Ч.1 / С. Ефимченко, А. Прыгаев. – М. : Нефть и газ, 2006.– 736 с.
- 4 Величкович А. С. Оболонковый амортизатор штанговой свердловинной насосной установки // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №2. – С.30 – 32.
- 5 Величкович А. С. Амортизатор для штанговой скважинной насосной установки // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2005. – №10. – С.21 – 23.
- 6 Величкович А. С. Розрахунок бурового амортизатора, сконструйованого на базі пластинчастої пружини // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – №2. – С.61 – 65.
- 7 Подгорный А. Н. Основы и методы прикладной теории упругости / А. Подгорный, Г. Марченко, В. Пустынников. – Киев: Выща школа, 1981. — 328 с.
- 8 Григоренко Я. М. Основні теорії пластин та оболонок / Я. Григоренко, Л. Мольченко – Київ: Либідь, 1993. – 256 с.

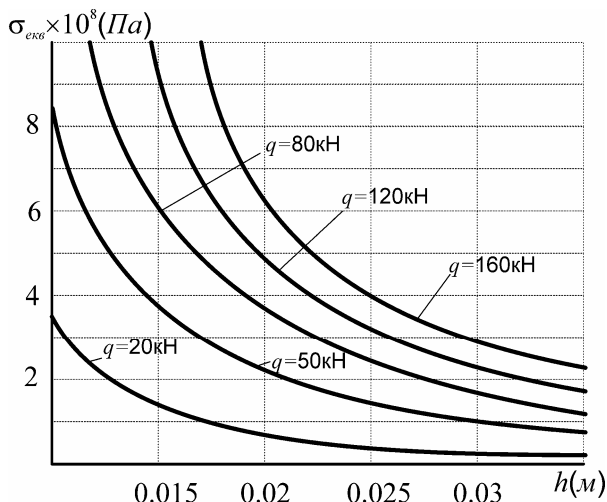


Рисунок 6 – Залежність еквівалентного напруження від товщини несучої ланки

На рис. 7 зображено пружні характеристики пластинчастої пружини підвісу. Тут подано залежність осадки від зовнішнього навантаження при різних товщинах несучих ланок. Слід зазначити, що податливість пружного підвісу можна легко регулювати, змінюючи кількість несучих ланок у пружному елементі. Для розширення діапазону навантажень, при яких ефективно працюватиме пристрій, застосовують несучі ланки різної товщини, а за необхідності підвищити несучу здатність пружного підвісу є конструктивна можливість включити несучі елементи до паралельної роботи.

Результати теоретичного аналізу, що викладені в даній роботі, дозволяють проектувати розглянуту конструкцію пружного підвісу такою, що ефективно працюватиме у будь-яких експлуатаційних умовах. Перевага тій чи іншій схемі пластинчастої пружини може бути нада-

Стаття постуила в редакційну колегію
19.05.09
Рекомендована до друку професором
Дрогомирецьким Я.М.

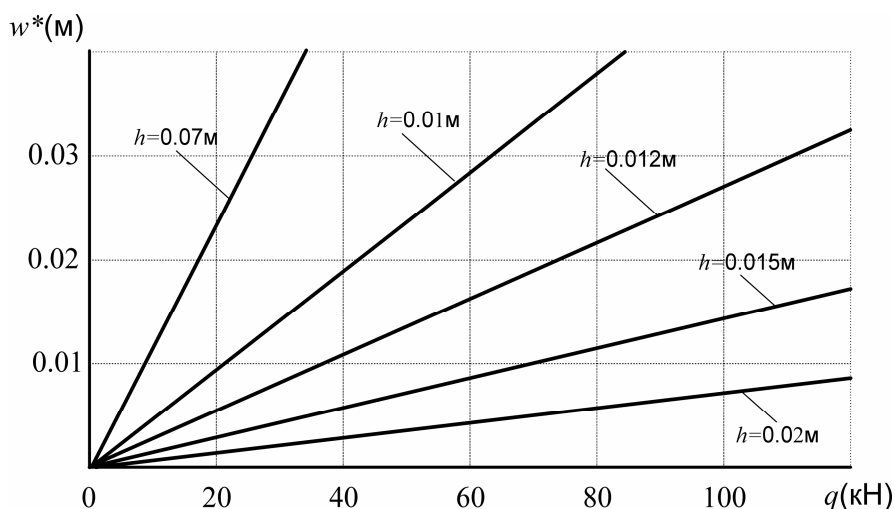


Рисунок 7 – Залежність осадки пружного підвісу від зовнішнього навантаження