

## Література

1. Александров А.В., Яковлев Е.И. Проектирование и эксплуатация систем дальнего транспорта газа. – М.: Недра, 1974. – 443 с.
2. Бобровский С.А., Щербаков С.Г., Яковлев Е.И., Гарляускас А.И., Грачев В.В. Трубопроводный транспорт газа. – М.: Наука, 1976. – 495 с.
3. Черникин А.В., Галиуллин З.Т. Формула для расчета коэффициента гидравлического сопротивления газопроводов // Газовая промышленность. – 1998. – № 1. – С. 32-33.

4. Вольский Э.Л., Константинова И.М. Режим работы магистрального газопровода. – Л: Недра, 1970. – 168 с.

5. П'янило Я.Д., Притула М.Г., Блаут Ю.Є., П'янило Г.М. Вплив рельєфу та місцевих опорів на параметри руху газу в трубопроводах з відборами // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – № 2. – С. 42-44.

6. Михалевич О., Грудз В., П'янило Я., Притула М. Вплив зміни параметрів газу на розподіл тиску в горизонтальних трубопроводах.

УДК 622.276

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПЛУНЖЕРА ЗАНУРЮВАЛЬНОГО НАСОСА

<sup>1</sup>Б.Д.Малько, <sup>2</sup>О.В.Прозур

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342  
e-mail: public@ifdtung.if.ua

<sup>2</sup>НГВУ "Чернігівнафтогаз", 17500, м. Прилуки, вул. Свердлова, 1,  
тел. (04637) 31590

*Выполнено поэтапное исследование движения плунжера погружного насоса станка-качалки. В соответствии с динамограммой выделены четыре этапа движения. Определены условия при которых перемещение плунжера будет превышать перемещение точки подвеса штанг, что может привести к разрушению погружного насоса.*

*It has been done a stepwise investigation of the buried pump piston of the conventional pumping unit. According to the dynamometer card there have been picked out four types of movement. The conditions have been determined under which the piston movement exceeds the movement of suspension point of the stem that, in its turn, can lead to the buried pump breakdown.*

Ефективність роботи верстата-качалки найбільшою мірою визначається роботою занурювального плунжерного насоса. Відомо [1, 2], що довжина ходу плунжера не відповідає довжині ходу полірованого штока, а є дещо меншою. Крім того, рух плунжера занурювального насоса зміщений у фазі відносно руху полірованого штока. Це ускладнює діагностування роботи насоса і відповідно впливає на продуктивність роботи верстата-качалки. Дослідженню руху плунжера присвячено чимало робіт [4-8]. Але в них в основу покладено перерахунок наземних динамограм через швидкість руху хвилі деформації по колоні штанг до плунжера. Ці дослідження не дають відповіді, який вплив на рух плунжера занурювального насоса і на характер наземної динамограми мають можливі відхилення від номінальних режимів роботи насоса. Метою цієї роботи є встановити взаємозв'язок між рухами полірованого штока і плунжера з врахуванням характеру його навантаження при номінальній роботі насоса.

Для проведення досліджень розглянемо колону штанг як пружний елемент з масою на нижньому кінці. Зведена жорсткість  $C_{12}$  з врахуванням розподіленої маси колони штанг дорівнює [3]

$$C_{12} = \frac{2EA}{l}, \quad (1)$$

де:  $E$  – модуль пружності матеріалу штанг;  
 $A$  – площа поперечного перерізу;  
 $l$  – довжина колони.

Зведена маса  $m$  колони штанг без важкого низу має значення [1]

$$m = 0,533 m_k,$$

де  $m_k$  – маса всієї колони штанг.

Закон руху  $S_1$  точки підвісу колони штанг вважаємо відомим. В першому наближенні для аналітичних досліджень приймемо закон руху  $S_1$  у формі [1]

$$S_1 = \frac{h}{2}(1 - \cos \omega t), \quad (2)$$

де:  $h$  – довжина ходу полірованого штока;  
 $\omega$  – частота обертання кривошипа.

Схема зміни сили навантаження  $F$ , яка діє в пружному елементі в процесі руху полірованого штока, зображена на рис. 1. Тут:  $F_1$  – вага колони штанг,  $F_p$  – вага рідини, яку підіймає плунжер насоса,  $F_2 = F_1 + F_p$  – сумарна сила.

Процес дії сили  $F$  можна поділити на чотири етапи. На першому етапі 1-2 здійснюється розтяг пружного елемента і в точці 2, коли сила  $F$  досягає значення  $F_2$ , починається рух плун-

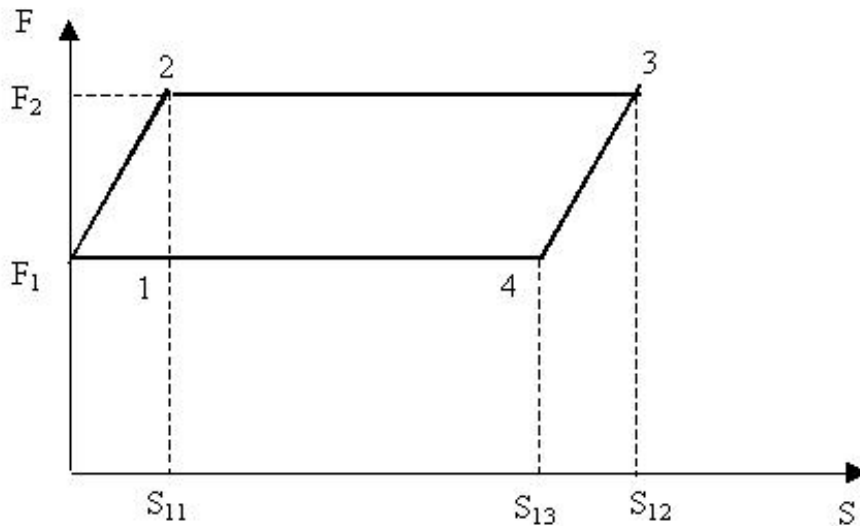


Рисунок 1 — Графік зміни сили навантаження F на колону штанг

жера. На другому етапі 2-3 сила опору F є постійною. На плунжер діє сила ваги рідини  $F_p$ , а в кінці підвісу штанг діє сумарна сила  $F_2$  ваги штанг  $F_1$  і ваги рідини  $F_p$ . З того часу, коли починається рух точки підвісу штанг в зворотному напрямі, зменшується навантаження на колону штанг. Це відповідає третьому етапові 3-4. В точці 4 закривається напірний клапан занурювального насоса, і дія ваги рідини на плунжер припиняється. На четвертому етапі 4-1 плунжер рухається вниз. Відтак цикл повторюється. Розглянемо рух плунжера по етапах.

**Перший етап.** На цьому етапі плунжер нерухомий, тобто  $S_2=0$ . Здійснюється розтяг колони штанг від початкової деформації, викликані дією сили ваги колони штанг до тих пір, поки сила пружності зростає на величину ваги  $F_p$  стовпа рідини над плунжером (рис. 2)

$$C_{зв} S_1 = F_p \text{ або } C_{зв} \frac{h}{2} (1 - \cos \omega t_1) = F_p,$$

де:  $C_{зв} = C_{12} + \frac{C_p \cdot C_{мп}}{C_p + C_{мп}};$

$C_p$  – жорсткість рідини під плунжером;  
 $C_{мп}$  – жорсткість насосно-компресорних труб.

Звідси знаходимо час завершення першого етапу

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \arccos \left( 1 - \frac{2F_p}{C_{зв} h} \right). \quad (3)$$

Швидкість точки підвісу штанг в кінці першого і на початку другого етапу становить

$$V_1 = \frac{\omega h}{2} \sin \omega t_1. \quad (4)$$

**Другий етап.** Зусилля розтягу колони штанг досягає значення сили ваги рідини над плунжером, і починається його рух. Рівняння руху плунжера на цьому етапі має вигляд

$$m \ddot{S}_2 = C_{12} (S_1 - S_2) - F_p. \quad (5)$$

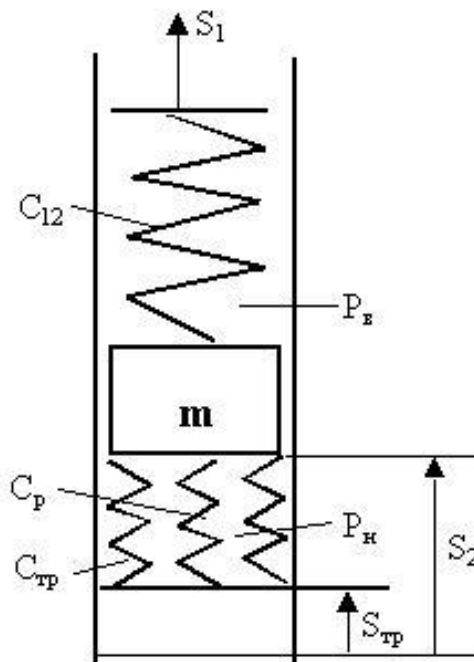


Рисунок 2 — Розрахункова схема третього етапу руху плунжера

Переміщення  $S_1$  точки підвісу штанг описується рівнянням (2) з врахуванням шляху, пройденого на першому етапі

$$S_1 = \frac{h}{2} [1 - \cos \omega (t_1 + t)]. \quad (6)$$

Тут  $t$  – відлік часу другого етапу.

Підставляємо (6) в (5) і після простих перетворень одержимо рівняння

$$\ddot{S}_2 + \kappa^2 S_2 = \kappa^2 \frac{h}{2} [1 - \cos \omega (t_1 + t)] - \frac{F_p}{m}. \quad (7)$$

Тут  $\kappa^2 = \frac{C_{12}}{m}.$

Загальний розв'язок рівняння (7)

$$S_2 = A \sin kt + B \cos kt + \frac{h}{2} \left[ 1 - \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \cos \omega(t_1 + t) \right] - \frac{F_p}{C}. \quad (8)$$

Швидкість руху плунжера

$$V_2 = A\kappa \cos kt - B\kappa \sin kt + \frac{h\omega\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \sin \omega(t_1 + t). \quad (9)$$

Постійні інтегрування  $A, B$  знаходимо з початкових умов при  $t=0$

$$S_2 = \dot{S}_2 = 0$$

$$B = \frac{F_p}{C} - \frac{h}{2} \left( 1 - \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \cos \omega t_1 \right),$$

$$A = -\frac{h\kappa\omega}{2(\kappa^2 - \omega^2)} \sin \omega t_1.$$

Зведемо рівняння (8), (9) до простішого вигляду

$$S_2 = \alpha_1 \sin(\kappa t + \beta_1) + \frac{h}{2} \left[ 1 - \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \cos \omega(t_1 + t) \right] - \frac{F_p}{C}; \quad (10)$$

$$V_2 = \alpha_1 \kappa \cos(\kappa t + \beta_1) + \frac{h\omega\kappa^2}{2(\kappa^2 - \omega^2)} \sin \omega(t_1 + t). \quad (11)$$

Тут  $\alpha_1 = \sqrt{A^2 + B^2}$ ,  $\beta_1 = \arctg \frac{B}{A}$ .

Рух точки підвісу штанг вгору припиняється при

$$S_1 = h = \frac{h}{2} [1 - \cos \omega(t_1 + t_2)].$$

Цій умові відповідає час

$$t_1 + t_2 = \frac{\pi}{\omega}, \quad (12)$$

або

$$t_2 = \frac{\pi}{\omega} - t_1.$$

В цей момент часу плунжер занурювально-го насоса має переміщення

$$S_{22} = \alpha_1 \sin \left( \kappa \frac{\pi}{\omega} - \kappa t_1 + \beta_1 \right) + \frac{h}{2} \left( 1 + \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \right) - \frac{F_p}{C}. \quad (13)$$

Швидкість плунжера в кінці другого етапу з врахуванням (12) дорівнює

$$V_{22} = \alpha_1 \kappa \cos \left( \kappa \frac{\pi}{\omega} + \beta_1 - \kappa t_1 \right). \quad (14)$$

Рух плунжера вгору припиняється при  $V_2 = V_{2\kappa} = 0$ . Значення часу  $t_{2\kappa}$ , який відповідає зупинці плунжера, можна визначити з рівняння

$$V_{2\kappa} = \alpha_1 \kappa \cos(\kappa t_{2\kappa} + \beta_1) + \frac{h\omega\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \sin \omega(t_1 + t_{2\kappa}) = 0.$$

Розв'язок його здійснюється тільки числовим методом. Враховуючи, що в рівняннях (10), (11) другий член визначається вимушеним рухом точки підвісу штанг біля крайнього верхнього положення, з врахуванням (12) запишемо наближений вираз для швидкості  $V_{2\kappa}$

$$V_{2\kappa} = \alpha_1 \kappa \cos(\kappa t_{2\kappa} + \beta_1) = 0.$$

Звідси знаходимо час до зупинки плунжера

$$t_{2\kappa} = \frac{1}{\kappa} \left( \frac{\pi}{2} - \beta_1 + n\pi \right), \quad (15)$$

де  $n=1,2 \dots$  – ціле число.

Підставляємо одержане значення в (10) і з врахуванням (12) одержимо переміщення плунжера

$$S_{2\kappa} = \pm \alpha_1 - \frac{F_p}{C_{12}} + \frac{h}{2} \left( 1 + \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \right). \quad (16)$$

Отже, в кінці руху плунжера, при співпаданні по фазі власних і вимушених коливань, його переміщення може бути більшим від переміщення точки підвісу штанг. Це спричинює появу ударів в занурювальному насосі.

Цей результат збігається з висновком, одержаним А.К.Адоніним експериментальним методом. [2].

**Третій етап.** Точка підвісу штанг починає рух вниз за законом

$$S_1 = \frac{h}{2} (1 + \cos \omega t), \quad (17)$$

де  $t$  – відлік часу третього етапу.

На цьому етапі відбувається зменшення натягу колони штанг, яке здійснюється до тих пір, поки не відкриється клапан насоса. Це станеться при вирівнюванні тисків над плунжером  $P_B$  і в циліндрі насоса  $P_H$ . Розглянемо цей процес на основі розрахункової схеми (рис. 1). В процесі руху плунжера  $m$  вниз здійснюється стискування рідини  $C_P$  в циліндрі насоса. Одночасно дія тиску рідини передається на насосно-компресорні труби  $C_{тр}$ , які розтягуються, і, таким чином, занурювальний насос разом з ними опускається на величину їх деформації  $S_{тр}$ . Тиск в порожнині насоса має значення

$$P_H = (S_2 - S_{mp}) \frac{C_P}{A_{\Pi}} + P_0,$$

де  $A_n$  – площа плунжера.

Деформація труб становить

$$S_{mp} = \frac{P_H - P_0}{C_{mp}} \cdot A_n.$$

Підставляємо в (18) і визначаємо переміщення плунжера до вирівнювання тиску, коли  $P_H = P_B$ ,

$$S_{23} = (P_B - P_0)A_n \left( \frac{1}{C_p} + \frac{1}{C_{mp}} \right).$$

В момент завершення третього етапу руху зусилля розтягу в колоні штанг зменшується на величину

$$\Delta F = P_H A_n,$$

або

$$(S_1 - S_2)C_{12} = P_H A_n.$$

Звідси знаходимо переміщення точки підвісу штанг

$$S_1 = \frac{P_H A_n}{C_{12}} + S_{23}.$$

Підставляємо в (14) і знаходимо тривалість часу третього етапу

$$t_3 = \frac{1}{\omega} \arccos \left[ \frac{2}{h} \left( \frac{P_H A_n}{C_{12}} + S_2 \right) - 1 \right].$$

Швидкість плунжера в кінці третього етапу можна визначити спрощеною формулою

$$V_{23} = -\frac{2S_2}{t_3}. \quad (18)$$

Швидкість точки підвісу штанг:

$$V_{13} = -\frac{h\omega}{2} \sin \omega t_3. \quad (19)$$

Знак “мінус” вказує на те, що рух здійснюється вниз.

**Четвертий етап.** Рух плунжера на цьому етапі описується рівнянням

$$m\ddot{S}_2 = C_{12}(S_1 - S_2) + F_d - G. \quad (20)$$

Тут:  $F_d$  – сила гідравлічного опору і тертя;  $G$  – зведена сила ваги колони штанг.

Рівняння (20) з врахуванням (14) зведемо до вигляду

$$\begin{aligned} \ddot{S}_2 + \kappa^2 S_2 &= \\ &= \kappa^2 \frac{h}{2} [1 + \cos \omega(t_1 + t_3)] - \frac{G - F_d}{m}. \end{aligned} \quad (21)$$

Запишемо загальний розв’язок цього рівняння

$$\begin{aligned} S_2 &= C \sin \kappa t + D \cos \kappa t + \\ &+ \frac{h}{2} \left[ 1 + \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \cos \omega(t_1 + t_3) \right] - \frac{G - F_d}{C_{12}}. \end{aligned} \quad (22)$$

Постійні інтегрування знаходимо з початкових умов при  $t=0, S_2=S_{23}, V_2=V_{23}$

$$C = \frac{V_{23}}{\kappa} + \frac{h\kappa\omega}{2(\kappa^2 - \omega^2)} \sin \omega t_3;$$

$$D = S_{23} - \frac{h}{2} \left[ 1 + \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \cos \omega t_3 \right] + \frac{G - F_d}{C_{12}}.$$

Зведемо рівняння (22) до вигляду

$$\begin{aligned} S_2 &= \alpha_2 \sin(\kappa t + \beta_2) + \\ &+ \frac{h}{2} \left[ 1 + \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \cos \omega(t + t_3) \right] - \frac{G - F_d}{C_{12}}, \end{aligned} \quad (23)$$

де  $\alpha_2 = \sqrt{C^2 + D^2}, \beta_2 = \text{arctg} \frac{D}{C}.$

Швидкість плунжера

$$\begin{aligned} V_2 &= \alpha_2 \kappa \cos(\kappa t + \beta_2) - \\ &- \frac{h\kappa^2\omega}{2(\kappa^2 - \omega^2)} \sin \omega(t + t_3). \end{aligned} \quad (24)$$

Рух точки підвісу штанг вниз припиняється при

$$S_1 = \frac{h}{2} [1 + \cos \omega(t_4 + t_3)] = 0.$$

Звідси знаходимо тривалість часу четвертого періоду

$$t_4 = \frac{\pi}{\omega} - t_3. \quad (25)$$

Підставляємо це значення в (23) і знаходимо переміщення плунжера

$$\begin{aligned} S_{24} &= \alpha_2 \sin \left( \kappa \frac{\pi}{\omega} - \kappa t_3 + \beta_2 \right) + \\ &+ \frac{h}{2} \left( 1 - \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \right) - \frac{G - F_{2d}}{C_{12}}. \end{aligned} \quad (26)$$

Швидкість плунжера в кінці четвертого етапу має значення

$$V_{24} = \alpha_2 \kappa \cos \left( \kappa \frac{\pi}{\omega} - \kappa t_3 + \beta_2 \right). \quad (27)$$

Таким чином, при завершенні вимушеної складової руху плунжера залишається рух, викликаний власними коливаннями.

З рівняння (24) запишемо умову зупинки плунжера при власних коливаннях

$$\kappa t_{4\kappa} + \beta_2 = \frac{\pi}{2} + n\pi.$$

Звідси знаходимо

$$t_{4\kappa} = \frac{1}{\kappa} \left( \frac{\pi}{2} - \beta_2 + n\pi \right).$$

Підставляємо в (23) і з врахуванням (25) одержимо кінцеве переміщення плунжера

$$S_{2\kappa} = \pm \alpha_2 + \frac{h}{2} \left( 1 - \frac{\kappa^2}{\kappa^2 - \omega^2} \right) - \frac{G - F_{2d}}{C_{12}}. \quad (28)$$

Аналіз рівняння (10), (13), (23), (28) засвідчує, що співпадання фаз вимушених і власних коливань колони штанг в кінці ходу вгору і вниз може призвести до збільшення ходу плунжера. Це може стати причиною руйнування занурювального насоса. Якщо в рівняннях (13) і (28) знехтувати переміщеннями, викликаними деформаціями, то знаходимо, що хід плунжера буде дорівнювати переміщенню точки підвісу штанг при  $\kappa \gg \omega$ , тобто штанги повинні бути абсолютно жорсткими. На рис. 3 зображено залежність складової переміщення плунжера,

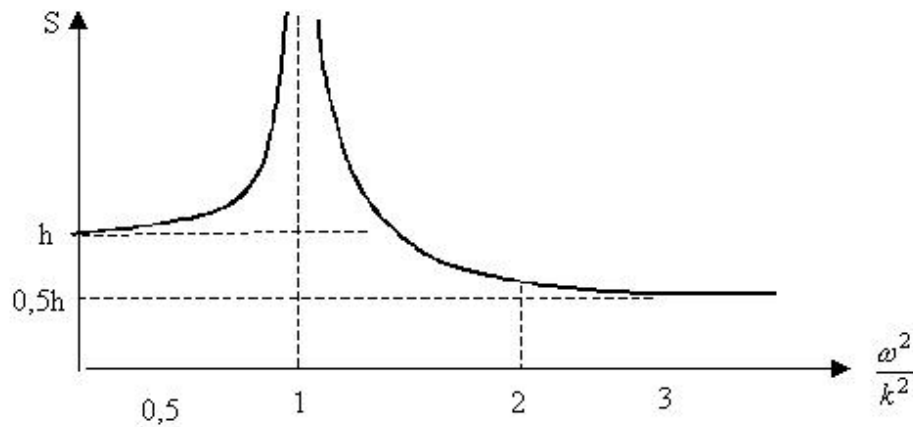


Рисунок 3 — Залежність амплітуди переміщення плунжера від відношення частот коливання

викликані рухом точки підвісу штанг, від співвідношення частот вимушених і власних коливань

$$S_{\beta} = \frac{h}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\left( 1 - \frac{\omega^2}{\kappa^2} \right)} \right]$$

Звідси знаходимо, що переміщення плунжера буде меншим від переміщення точки підвісу штанг за умови  $\omega \geq 1,41 \kappa$ . Ця умова справедлива для верстатів-качалок з гармонійним рухом точки підвісу штанг. До таких установок належать безбалансирні верстати-качалки. Для балансирних установок ця умова буде іншою.

#### Література

1. Вирновський А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. – М.: Недра, 1971. – 190 с.
2. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.

3. Малько Б.Д., Козак Я.І. Спрощення розрахункової схеми бурильної колони // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2002. – №2(3).

4. Кадилов Н.Б. К вопросу исследования вынужденного колебательного движения колони штанг станка-качалки глубинного насоса // Изв. вузов: Нефть и газ. – 1983. – №8. – С. 25-31.

5. Багиров Ф.Ш. Распознавание состояния станка – качалки на основе экспертной диагностики. // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1987. – №2. – С. 53-55.

6. Дреготеску Н.Д. Глубиннонасосная добыча нефти. – М.: Недра, 1966. – 418 с.

7. Костапян В.Р., Тер-Хачатуров А.А. Автоматическая обработка динамограмм в диалоговой системе контроля глубинных насосов // Изв. вузов: Нефть и газ. – 1986. – №2. – С. 70-75.

8. Чицеров Л.Г. Нефтепромысловые Машины и механизмы. – М.: Недра, 1983. – 312 с.