

МАШИНИ, ОБЛАДНАННЯ ТА МАТЕРІАЛИ

УДК 622.276.054

ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ МОДЕЛІ СВЕРДЛОВИННОЇ ШТАНГОВОЇ НАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ СЕРЕДОВИЩА MAPLESOFT MAPLESIM 7

В. Б. Коней¹, Б. В. Коней¹, О. О. Кузьмін²

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15; тел. (0342) 727126,
e-mail: vkorey@gmail.com

²НГВУ «Долинанафтогаз», 77503, м. Долина, Івано-Франківської обл., вул. Промислова 7,
тел: (03477) 22-552; 22-535, e-mail: kuzmin_a.a@rambler.ru

Побудова адекватної математичної моделі СШНУ є складним завданням, оскільки на роботу СШНУ впливає велика кількість різноманітних чинників. Існуючі моделі неточні або складні для використання і модифікації. Метою даної праці є розроблення принципів побудови моделей СШНУ з високим рівнем адекватності та можливістю простої їх модифікації і удосконалення.

Розроблено математичну модель СШНУ в середовищі компонентно-орієнтованого моделювання складних динамічних систем Maplesoft MapleSim 7. Модель побудована за допомогою таких компонентів MapleSim, як кругла труба, інерція рідини, зворотний клапан, гідравлічний циліндр, поступальна постійна сила, маса, поступальна пружина з демпфером, поступальне тертя. Застосування компонентно-орієнтованого підходу дозволяє спростити модифікацію моделі СШНУ під час надання моделі нових можливостей чи зміни її складових. Виконано оцінку адекватності моделей шляхом порівняння теоретичних та практичних динамограм. Розроблена модель може бути використана для різностороннього аналізу і оптимізації СШНУ.

Ключові слова: динамічна модель, колона насосних штанг, верстат-качалка, компонентно-орієнтоване моделювання, динамограма, оптимізація

Построение адекватной математической модели СШНУ является сложной задачей, так как на работу СШНУ влияет большое количество различных факторов. Существующие модели неточные или сложные в использовании и модификации. Целью данной работы является разработка принципов построения моделей СШНУ с высоким уровнем адекватности и возможностью простой их модификации и усовершенствования.

Разработана математическая модель СШНУ в среде компонентно-ориентированного моделирования сложных динамических систем Maplesoft MapleSim 7. Модель построена с помощью таких компонентов MapleSim, как круглая труба, инерция жидкости, обратный клапан, гидравлический цилиндр, поступательная постоянная сила, масса, поступательная пружина с демпфером, поступательное трение. Применение компонентно-ориентированного подхода позволяет упростить модификацию модели СШНУ при добавлении в модель новых возможностей или изменения ее частей. Выполнена оценка адекватности моделей путем сравнения теоретических и практических динамограмм. Разработанная модель может быть использована для разностороннего анализа и оптимизации СШНУ.

Ключевые слова: динамическая модель, колонна насосных штанг, станок-качалка, компонентно-ориентированное моделирование, динамограмма, оптимизация

Development of adequate mathematical model of the sucker rod pumping unit is a difficult task because a large number of different factors affect its operation. Existing models are inaccurate or difficult to use and modify. The aim of this paper is to develop the principles of sucker-rod pumping unit models with a high level of adequacy and the possibility of easy modifications and improvements.

The mathematical model of the sucker rod pumping unit was developed in the component-oriented modeling software for complex dynamic systems Maplesoft MapleSim 7. The model was developed using such MapleSim components as circular pipe, fluid inertia, check valve, hydraulic cylinder, translational constant force, mass, translational spring damper, translational friction. The component-oriented approach helps to simplify the model modification if new features appear in the model or its parts are changed. Also we evaluated the adequacy of the model by comparing theoretical and practical dynamometer cards. The developed model can be used for comprehensive analysis and optimization of sucker rod pumping unit.

Keywords: dynamic model, sucker rod string, pumping unit, component-oriented modeling, dynamometer card, optimization.

Постановка проблеми. Математичні моделі свердловинних штангових насосних установок (СШНУ) дозволяють підвищити ефективність їх проектування та експлуатації. Побудова адекватної моделі СШНУ є складним завданням, оскільки на її роботу впливає велика кількість різноманітних чинників, які іноді важко описати математично. Зі складністю математичних моделей СШНУ зростає складність їх реалізації на комп'ютері, а також складність їх модифікації і удосконалення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найпростішими математичними моделями СШНУ можна вважати формули для розрахунку екстремальних навантажень на колону. Найчастіше використовуються формули К. Мілса [1], Д. Слоннеджера, А. С. Вірновського [2, 3], стандарту АНІ PR11L [4]. Ці формули не дають уявлення про рух компонентів СШНУ, але їх можна використовувати для попередньої перевірки правильності побудови більш складних моделей.

Адекватність динамічних моделей СШНУ залежить, насамперед, від механічної моделі руху колони штанг та гідродинамічної моделі насоса. У більшості випадків менш важливими є модель привода СШНУ, гідродинамічна модель руху рідини в НКТ, модель руху пружної НКТ.

Найбільш адекватні динамічні моделі колони насосних штанг як пружного стрижня з розподіленою масою будують на основі хвильового рівняння – лінійного гіперболічного рівняння з частинними похідними другого порядку [5-13]. Але застосовують також системи рівнянь першого порядку [14]. Разом з повздовжніми коливаннями колони можна моделювати і її крутильні коливання [15]. Моделювати колону штанг можна також як пружний стрижень із зосередженою масою за допомогою звичайних диференціальних рівнянь другого порядку [16-19]. Моделювання гідродинаміки насоса можливе за допомогою звичайних диференціальних рівнянь першого порядку [20].

Усі ці рівняння розв'язуються чисельними методами, і навіть були запропоновані їх аналітичні розв'язки. Але основною проблемою застосування таких моделей є складність їх зміни і перебудови під час додання в модель нових можливостей чи модифікації її частин. Не кожен спеціаліст в галузі нафтовидобування володіє необхідними для модифікації моделі математичними знаннями. Це суттєво ускладнює застосування і розвиток таких моделей. Одним з шляхів вирішення цієї проблеми є застосу-

вання компонентно-орієнтованого підходу до побудови моделей, зокрема за допомогою системи Maplesoft MapleSim.

MapleSim 7 – середовище імітаційного моделювання складних фізичних систем різної природи [21]. Основою MapleSim є Modelica – декларативна мова компонентно-орієнтованого моделювання складних динамічних мультидисциплінарних систем [22]. Стандартна бібліотека Modelica Standard Library містить велику кількість різноманітних компонентів для створення моделей механічних, гідравлічних, електричних, магнітних, термічних систем і їх поєднань. Є можливість розробки власних компонентів. Так, MapleSim 7 ефективно взаємодіє з системою комп'ютерної алгебри Maple 18, що дозволяє поєднувати переваги чисельних та символічних обчислень.

Формулювання цілей статті. Метою даної праці є розробка принципів побудови моделей СШНУ з високим рівнем адекватності та можливістю простої їх модифікації і удосконалення.

Виклад основного матеріалу дослідження. Секцією колони насосних штанг будемо називати частину колони, яка володіє такими атрибутами, як довжина секції, діаметр штанг, матеріал штанг, кут відхилення свердловини внизу секції від вертикалі. Посекційне моделювання дає змогу отримати колону з різними властивостями по довжині. Вузлом будемо називати точку з'єднання секцій колони насосних штанг. В основному для розрахунку компонентів загального навантаження, які діють на колону штанг та плунжер насоса, будемо використовувати працю [3].

Розробимо модель СШНУ для MapleSim, яка має наступні параметри. Колона довжиною 1500 м складається зі сталевих суцільних штанг діаметром 0,019 м. Довжина ходу точки підвіски – 3 м, кількість подвійних ходів за хвилину – 6,5, внутрішній діаметр НКТ – 0,1 м, діаметр плунжера – 0,038 м, діаметр отвору сідла клапана – 0,025 м, густина рідини – 1000 кг/м³, кінематична в'язкість – $2 \cdot 10^{-6}$ м²/с, глибина занурення насоса під динамічний рівень – 100 м. Тиск на гирлі в НКТ та тиск в затрубному просторі не враховуємо. Спочатку розробимо спрощену модель цієї СШНУ (рис. 1).

Перелічимо компоненти цієї моделі та їх параметри.

S1 - генератор синусоїдального сигналу. Для спрощення моделі СШНУ допустимо замінити модель механізму верстата-качалки про-

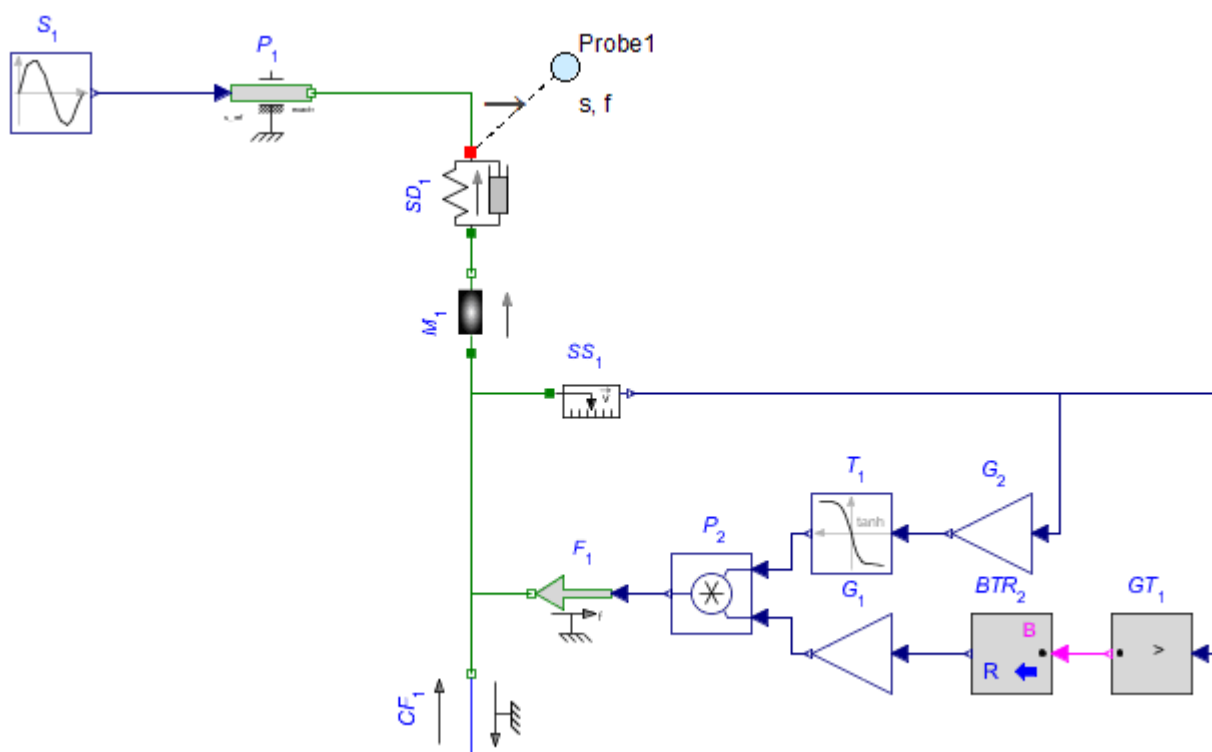


Рисунок 1 – Спрощена модель СШНУ

стим генератором синусоїдального переміщення. Повна модель механізму верстака-качалки наведена в праці [23].

Перелічимо параметри SI :

$SI_amplitude$ - амплітуда. Рівна половині ходу полірованого штока (м);

SI_freqHz - частота (Гц). Рівна кількості подвійних ходів полірованого штока за секунду;

SI_phase - фаза (рад).

PI - 1-D поступальне переміщення за заданим входним сигналом. Використовується для моделювання переміщення полірованого штока. В даному випадку значення його параметра $exact=true$.

SDI - лінійні 1-D пружина і демпфер. Змінна $SDI_s_rel(t)$ - відносна відстань між фланцями компонента, $SDI_v_rel(t)$ - відносна швидкість між фланцями компонента. Використовується для моделювання пружно-демпферних властивостей колони штанг. Параметри:

SDI_c - коефіцієнт пружності (Н/м),

SDI_d - коефіцієнт демпфування (опору) (Н·с/м). Якщо враховувати тільки демпфування матеріалу колони штанг, то еквівалентний коефіцієнт опору матеріалу штанг [24, 25] (Н·с/м):

$$c_{екв} = \frac{\psi \cdot j}{2\pi \cdot \omega}$$

де j - жорсткість секції штанг (Н/м),
 ω - кутова частота зовнішньої сили (рад/с);
 ψ - коефіцієнт поглинання матеріалу, який визначається експериментально.

MI - маса з поступальним переміщенням. Використовується для моделювання інерції колони штанг. Параметри:

MI_m - значення маси (кг).

$CF1$ - поступальна постійна сила. Використовується для моделювання ваги колони штанг. Параметри:

$CF1_f_constant$ - значення сили (Н).

$SS1$ - сенсор абсолютної швидкості v . Змінна $SS_flange_s(t)$ - переміщення в точці вимірювання. В даному випадку потрібен для моделювання ваги рідини під час ходу угору (коли $v > 0$).

$GT1$ - генерує сигнал $GT1_y(t)$, рівний логічному $True$, якщо вхідний сигнал $GT1_u(t)$ більший значення порогу (в даному випадку 0).

$BTR2$ - конвертує логічний сигнал в дійсний.

$G1$ - добуток вхідного сигналу і константи. Параметри:

$G1_k$ - значення константи. Рівне вазі рідини (Н).

$G2$ - добуток вхідного сигналу і константи. Використовується разом з компонентом $T1$ для згладжування сигналу біля точки $v=0$. Без компонентів $G2$ та $T1$ розв'язок задачі не можливо отримати. Параметри:

$G2_k$ - значення константи. Прийемо $G2_k=100$.

$T1$ - гіперболічний тангенс вхідного сигналу. Вхідний сигнал $T1_y(t)$ буде рівний $v \cdot G2_k$.

$P2$ - добуток двох вхідних сигналів - $P2_u(t)$ та $P2_u2(t)$.

$F1$ - поступальна сила за вхідним сигналом.

Детальніший опис цих компонентів наведено в керівництві користувача MapleSim [21]. Цій моделі відповідає наступна система диференціально-алгебраїчних рівнянь, яка автоматично згенерована MapleSim:

$$\frac{P2_u2(t)}{G1_k} = \begin{cases} 1 & GT1_y(t) = true \\ 0 & otherwise \end{cases}$$

$$SD1_s_rel(t) + SS_flange_s(t) - \left(\begin{cases} 0 & t < 0 \\ S1_amplitude \sin(2 \pi t S1_freqHz + S1_phase) & otherwise \end{cases} \right) = 0$$

$$GT1_y(t) = (0 < GT1_u(t))$$

$$P2_y(t) = T1_y(t) P2_u2(t)$$

$$T1_y(t) = \tanh(G2_k GT1_u(t))$$

$$\frac{d}{dt} GT1_u(t) = \frac{SD1_c SD1_s_rel(t) + SD1_d SD1_v_rel(t) + P2_y(t) + CF1_f_constant}{M1_m}$$

$$\frac{d}{dt} SD1_s_rel(t) = SD1_v_rel(t)$$

$$\frac{d}{dt} SS_flange_s(t) = GT1_u(t)$$

де t - час (с),
індекси $_u(t)$, та $_u2(t)$ означають вхідні сигнали компонента, а індекс $_y(t)$ - вихідний сигнал.

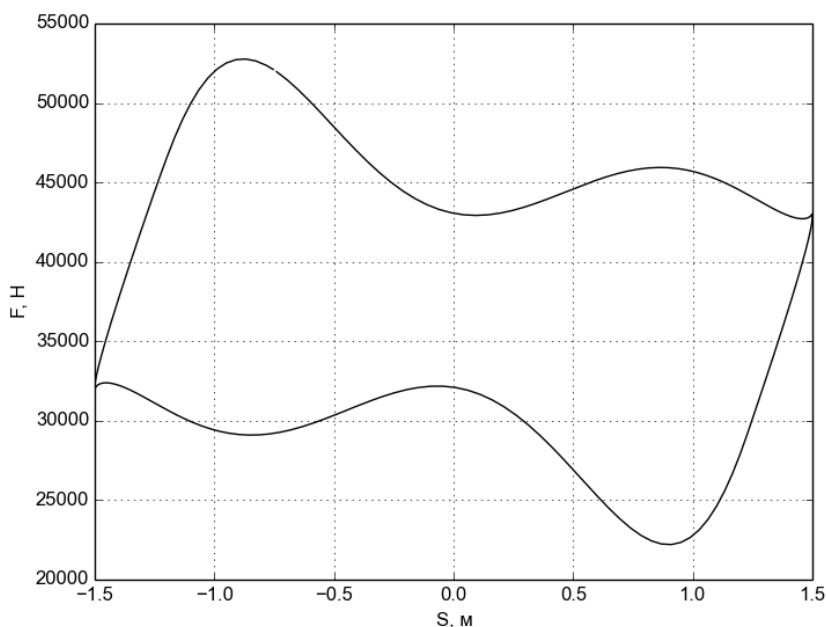


Рисунок 2 – Динамограма у верхній точці колони спрощеної моделі

В цьому випадку $CF1_f_constant = -29205$ Н, $G1_k = -16688$ Н, $M1_m = 3402$ кг, $S1_amplitude = 1,5$ м, $S1_freqHz = 0,108$ Гц, $SD1_c = 39694$ Н/м, $SD1_d = 1856$ Н·с/м. Оскільки тут $SD1$ є єдиним компонентом, який використовується для моделювання демпфування колони, то приймаємо $\psi = 0,5$. Результати моделювання показані на рис. 2.

В спрощеній моделі не враховано окремо: сили зовнішнього тертя (штанг та плунжера насоса), сили гідродинамічного опору (штанг, клапанів та рідини), силу від тиску на гирлі, вагу рідини в затрубному просторі, силу від тиску в затрубному просторі, силу інерції рідини під час ходу угору. В даному випадку модель колони штанг не відповідає моделі пружного стрижня з рівномірною розподіленою ма-

сою. Неможливо також моделювати ступінчасті колони і нерівномірно розподілені сили опору.

Розробимо гідравлічну частину моделі. Спочатку дослідимо її роботу на спрощеній моделі СШНУ з гідравлічною частиною (рис. 3). Колону штанг тут будемо вважати абсолютно жорстким стрижнем без маси і ваги.

Перелічимо компоненти цієї моделі та їх параметри.

HCI - конвертує поступальну механічну енергію в гідравлічну енергію і навпаки. Використовується для моделювання штангового насоса. Параметри:

HCI_A - площа поперечного перерізу плунжера (m^2);

$F1$ - зафіксований фланець з відсутнім поступальним переміщенням;

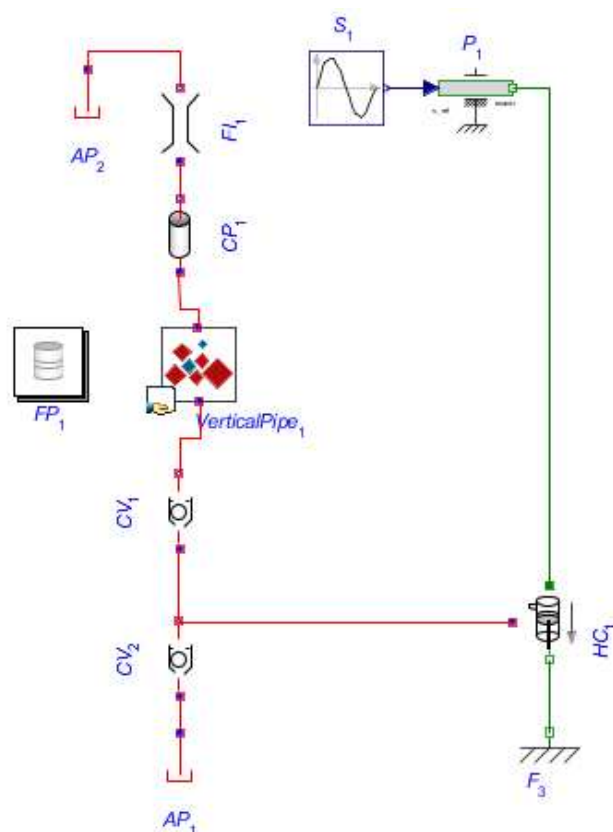


Рисунок 3 – Спрощена модель СШНУ з гідравлічною частиною

$AP1, AP2$ - гідравлічні вузли з заданим тиском. Моделюють відповідно вхід насоса та викидну лінію на гирлі;

$AP1_P$ - тиск на вході в насос (Па),

$AP2_P$ - тиск у викидній лінії на гирлі (Па);

$CV1, CV2$ - зворотні клапани. Моделюють клапани свердловинного насоса. Параметри:

$CV1_Ropen, CV2_Ropen$ - коефіцієнти місцевого опору відкритих клапанів (Па·с/м³).

Точніші моделі клапанів та насоса можна побудувати за допомогою компонентів додаткової платної бібліотеки Modelon's Hydraulics Library [26]. Точні значення коефіцієнтів місцевого опору клапанів можна визначити експериментально або розрахувати за допомогою скінченно-елементного моделювання [27].

$VerticalPipe1$ - компонент для моделювання різниці гідростатичних тисків $dP(t)$ в вертикальній трубі, яка спричинена вагою рідини. Цей компонент відсутній в стандартній бібліотеці компонентів MaplseSim. Для його створення можна скористатись засобом MaplseSim "Custom Component". Потрібно ввести назву нового компоненту, рівняння, які описують поведінку цього компоненту

$$eq := [dP(t) = \rho \cdot g \cdot z, Pin(t) - Pout(t) = dP(t),$$

$$Qin(t) = Qout(t)],$$

параметри зі значеннями за замовчуванням

$$params := [z = 0, \rho = 1000, g = 9.81],$$

та початкові умови

$$initialconditions := [].$$

Тут параметри ρ - густина рідини, g - прискорення вільного падіння, z - висота труби;

$Pin(t), Pout(t)$ - змінні тиску на вході і виході; $Qin(t), Qout(t)$ - змінні об'ємної витрати на вході і виході.

Далі потрібно створити два гідравлічні порти - вхідний зі змінними $Pin(t), Qin(t)$ та вихідний зі змінними $Pout(t), Qout(t)$. Після цього MaplseSim згенерує код нового компоненту мовою Modelica.

Замість компонента $VerticalPipe1$ можна застосувати стандартний компонент для створення постійного тиску FP (Fixed Pressure Source). Якщо FP використовується тільки для моделювання гідростатичного тиску рідини в затрубному просторі, то цей компонент повинен бути розміщений внизу компонента $VerticalPipe1$ і мати від'ємний тиск.

$CP1$ - компонент для моделювання втрат тиску від тертя рідини в трубі з круглим отвором. Основні параметри:

$CP1_D$ - діаметр отвору труби (м),

$CP1_L$ - довжина труби (м),

$CP1_epsilon$ - висота мікронерівностей поверхні труби (м),

$CP1_ReL, CP1_ReT$ - максимальні значення числа Рейнольдса для ламінарного та турбулентного режимів.

FII - компонент для моделювання ефекту інерції рідини - змін тиску, спричинених змінами швидкості рідини. Параметри:

FII_A - площа поперечного перетину труби (м²),

FII_L - довжина труби (м).

$FP1$ - компонент з такими параметрами рідини:

$\rho Fluid$ - густина (кг/м³),

$\nu Fluid$ - кінематична в'язкість (м²/с).

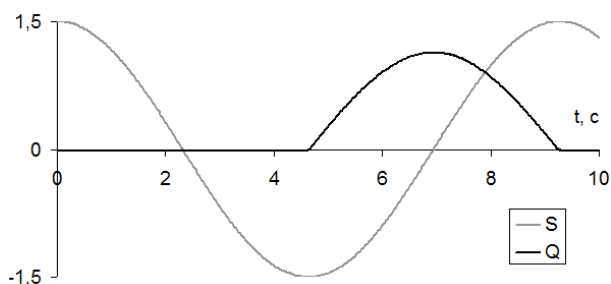
Ці параметри використовуються в компонентах $VerticalPipe1, CP1, FII$.

В цьому випадку $HC1_A = 0,00113 \text{ м}^2$; $AP1_P = 0 \text{ Па}$; $AP2_P = 0 \text{ Па}$;

$CV1_Ropen = CV2_Ropen = 176,36 \text{ Па} \cdot \text{с} / \text{м}^3$;

$FII_A = 0,00785 \text{ м}^2$; $\rho Fluid = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3$;

$\nu Fluid = 0,2e-5 \text{ м}^2 / \text{с}$.
Результати моделювання цієї моделі відображені на рис. 4.



S - переміщення полірованого штока (м);

Q - подачі на гирлі (0,001·м³/с)

Рисунок 4 – Залежності від часу t (с)

для спрощеної моделі СШНУ

з гідравлічною частиною

Розширена модель СШНУ (рис. 5) містить компоненти, які є у спрощеній моделі та у моделі гідравлічної частини, а також такі додаткові компоненти:

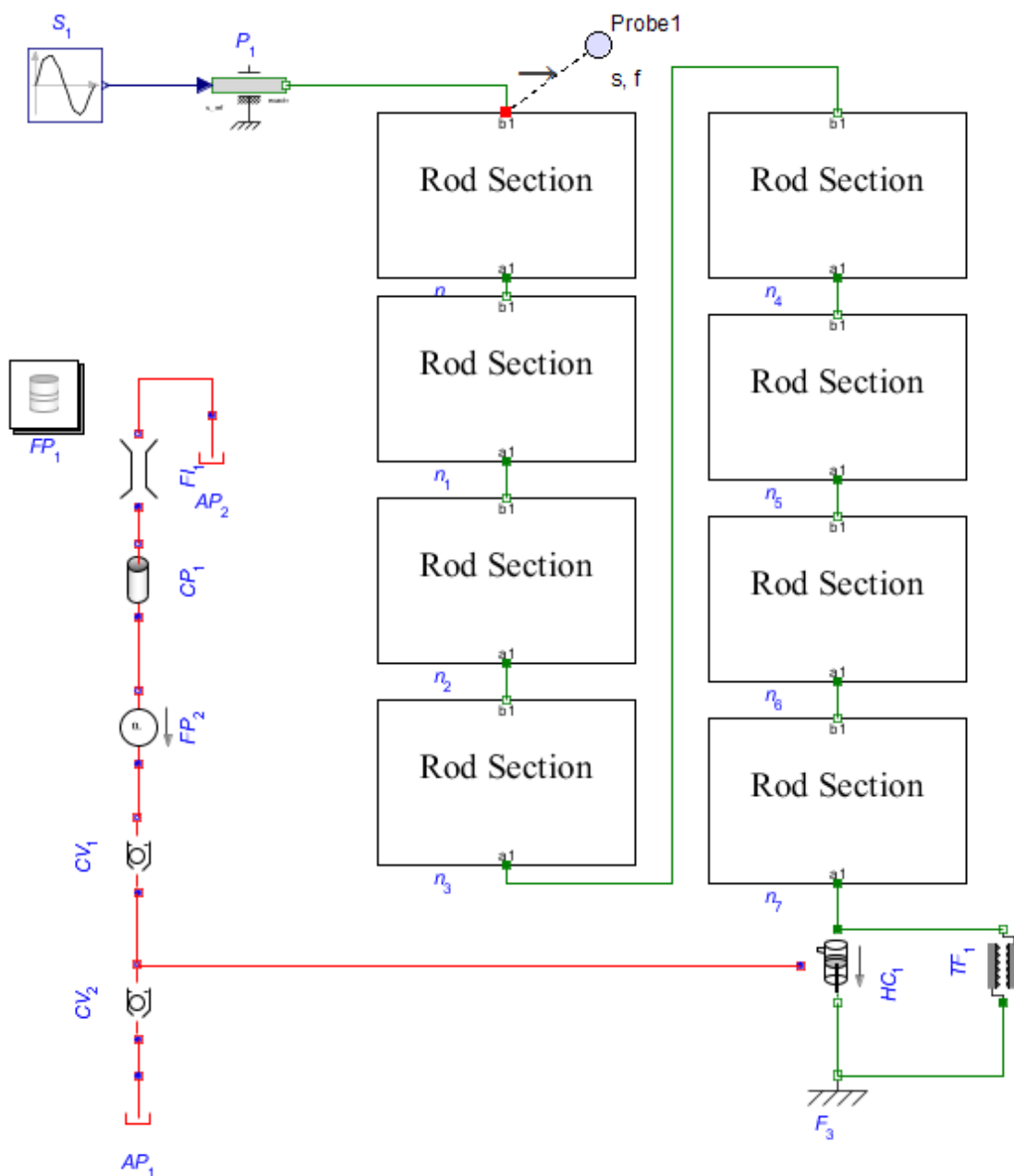


Рисунок 5 – Розширена модель СШНУ

TF_1 - тертя в контактi між тiлами, що ковзають. Цей компонент дозволяє застосовувати розширену модель тертя (Кулона, Штрибека та в'язкого тертя) [21]. Застосовується для моделювання тертя плунжера насоса до стiнки цилiндра. Параметри:

- f_s - максимальна сила тертя, Н;
- f_c - сила тертя Кулона, Н;
- d - коефiциєнт в'язкого тертя, Н·с/м. Силу в'язкого тертя не враховуємо ($d=0$);
- v_s - коефiциєнт швидкостi ковзання Штрибека (приймаємо $v_s = 0,1$ м/с);
- n - коефiциєнт кривої Штрибека (приймаємо $n=1$);

v_0 - параметр функцiї згладжування $th(\frac{v}{v_0})$
(приймемо $v_0=0,01$ м/с).

n_0, n_1, n_2 - секцiї колони насосних штанг. Для кожної секцiї (рис. 6) моделюються пружнi та демпфернi властивостi, маса, вага в рiдинi, сили тертя до стiнки в НКТ та сила гiдродинамiчного опору пiд час ходу вниз. Компоненти M_1, SD_1, CF_1 мають тi ж функцiї, що i у спрощенi моделi, але стосуються одної секцiї. Опишемо iншi компоненти секцiї:

F_1 та TF_1 використовуються для моделювання сили тертя секцiї до НКТ, яка виникає вiд ваги секцiї в похилiй свердловинi. Їх можна також використовувати для моделювання сили гiдродинамiчного тертя штанг, знак якої завжди протилежний швидкостi руху штанг. У цьому випадку значення коефiциєнта в'язкого тертя компонента TF_1 повинно бути узгоджено зi значенням множника k компонента G_2 . Порiвняння моделей з практичними динамограмами

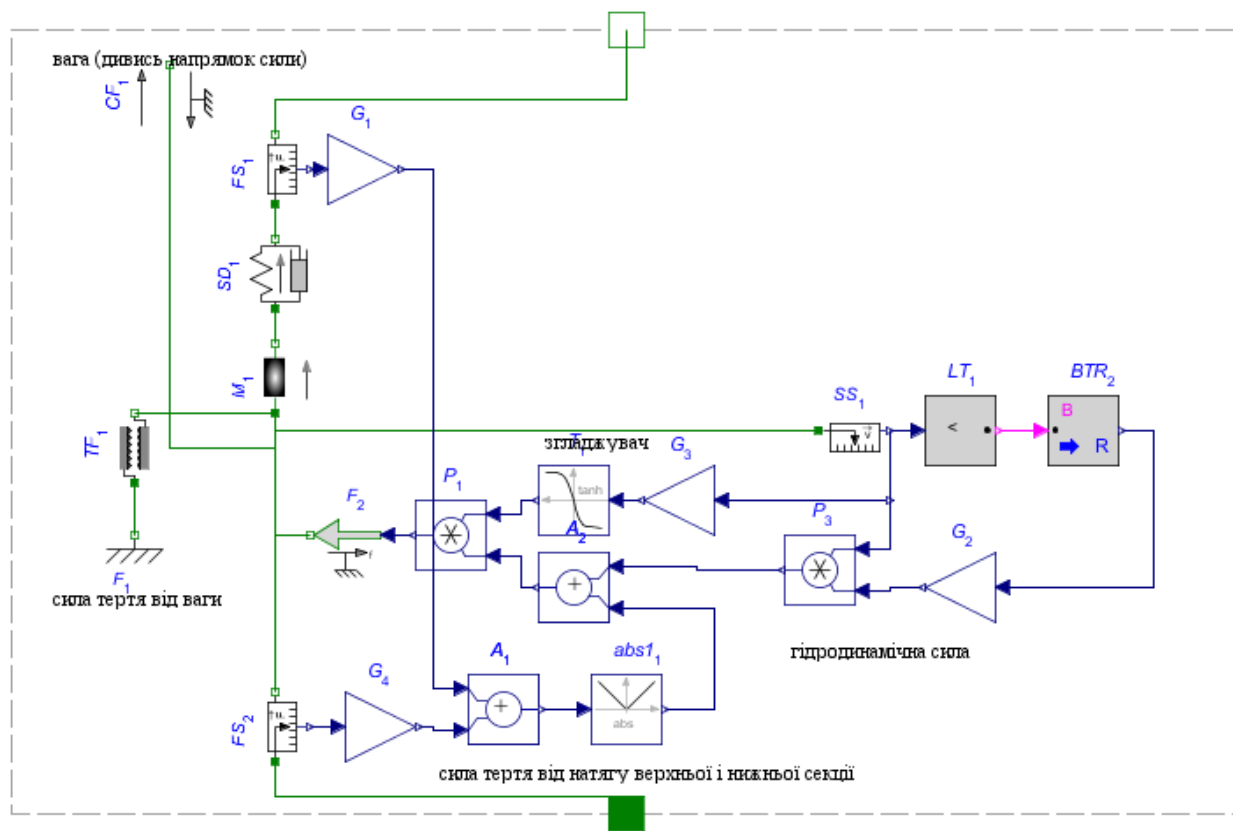


Рисунок 6 – Модель секції насосних штанг

показало, що значення цих коефіцієнтів повинно бути орієнтовно в 10 раз більшим значень, розрахованих за формулою Пірвердяна [3]. Якщо гідродинамічне тертя штанг виникає тільки під час їх руху вниз, то слід використовувати тільки компонент G_2 .

FS_1, FS_2 - сенсори сили натягу верхньої та нижньої секції відповідно.

G_1 виводить добуток сили натягу верхньої секції та константи $k \cdot \sin \alpha_6$, де k - коефіцієнт тертя, α_6 - кут між свердловиною і верхньою секцією (рад).

G_4 виводить добуток сили натягу нижньої секції та константи $k \cdot \sin \alpha_n$, де α_n - кут між свердловиною та нижньою секцією (рад).

A_1 виводить суму сил тертя від натягу верхньої та нижньої секцій, а $abs1_1$ виводить абсолютне значення вхідного сигналу. Таким чином, на виході $abs1_1$ отримуємо сумарну силу тертя від натягу верхньої та нижньої секцій.

SS_1 - сенсор швидкості нижнього вузла секції.

LT_1 виводить логічну істину (*true*), якщо значення вхідного сигналу менше значення параметра *threshold*. Тут *threshold*=0.

BTR_2 конвертує булевий сигнал в дійсний. В даному випадку - *true* в 1, а *false* в 0.

G_2 виводить добуток вхідного сигналу та значення параметра k , який рівний коефіцієнту гідродинамічного опору секції.

P_3 виводить добуток швидкості та коефіцієнта гідродинамічного опору секції. Результатом є сила гідродинамічного опору, яка діє під час ходу штанг вниз ($v < 0$).

A_2 виводить суму сили гідродинамічного опору та сили тертя від натягу.

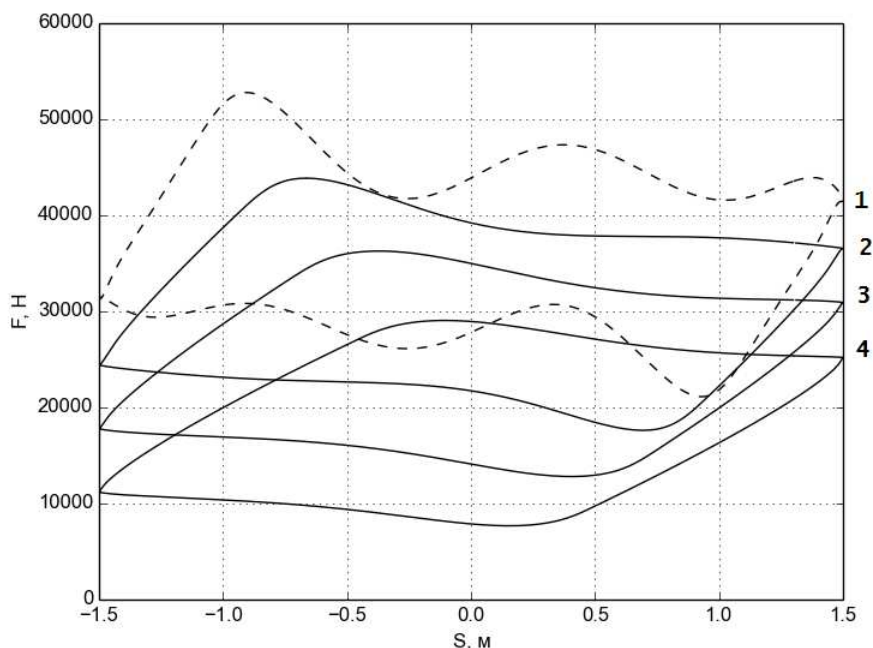
Компоненти G_2 і T_1 необхідні для згладжування залежності сили від швидкості біля нуля. G_2 виводить добуток вхідного сигналу v та значення параметра k , який рівний $1/v_0$. T_1 виводить гіперболічний тангенс вхідного сигналу v/v_0 .

P_1 виводить добуток сигналу сумарної сили та сигналу функції згладжування. Вихідний сигнал поступає на вхід компонента F_2 .

F_2 створює поступальну силу відповідно до вхідного сигналу. Таким чином, F_2 призначений для створення сили гідродинамічного опору під час руху штанг вниз та сили тертя, яка виникає внаслідок натягу верхньої та нижньої штанг в похилій свердловині.

В окремих випадках доцільним є застосування компоненту *Hardstop*, розташованого відразу після компонента $P1$, для моделювання розбіжності руху полірованого штока і точки підвішування балансира, яке можливе, наприклад, під час відкачування в'язких рідин, відкладень парафіну, надмірному затягненні гирлового ущільнення [23].

Розроблена модель є параметричною і гнучкою, тобто можна легко змінювати значення окремих параметрів і розширювати можливість моделі шляхом додання потрібних компонентів. MapleSim має можливість компіляції моделі у файл з машинним кодом для пришвидшення обчислень. Це дозволяє організувати високоефективні ітераційні обчислення для пошуку оптимальних значень параметрів. Для



1 - 100% сталеві; 2 - 25% склопластикові, 75% - сталеві;
3 - 50% склопластикові, 50% - сталеві; 4 - 75% склопластикові, 25% - сталеві

Рисунок 7 – Динамограми для колон з суцільними штангами 19мм

полегшення зміни значень параметрів моделі використовували мову програмування Python та інтерфейс прикладного програмування MapleSim API, який дозволяє іншим програмам взаємодіяти з моделями MapleSim.

Виконаємо моделювання СШНУ за наведеними вище вихідними даними. Розглянемо колони, у яких секції складаються з штанг різного типу. Виберемо суцільні сталеві та склопластикові штанги діаметром 19 мм. Для колони сталевих штанг приймаємо $\psi=0,2$, для склопластикових $\psi=1,6$. На рис. 7 показані результати - динамограми в верхній частині колони.

Отримані моделюванням динамограми 2, 3, 4 подібні на практичні динамограми для колон з склопластиковими штангами [28] малим ходом плунжера та значним демпфуванням. Мале переміщення плунжера спричинене малою жорсткістю склопластикової частини колони і її значною деформацією. Це свідчить про необхідність оптимізації компонування таких колон та режимів роботи верстата-гойдалки. Наприклад можна збільшувати частоту подвійних ходів в напрямку частоти власних коливань колони [17]. Це призводить до зростання довжини ходу плунжера. Водночас зростає амплітуда зусиль і зменшується мінімальне зусилля циклу. Тому процес оптимізації частоти повинен містити обмеження для будь-якої частини колони:

$$\sigma_{np} < [\sigma], F_{min} > 0,$$

де σ_{np} - приведені напруження,
 $[\sigma]$ - допустиме приведені напруження,
 F_{min} - мінімальне навантаження на штанги.

Перевірка адекватності моделі виконувалась шляхом порівняння її динамограм з практичними динамограмами. Були вибрані дина-

мограми, отримані на СШНУ нафтовидобувних компаній "Долина нафтогаз" та "Чорноморнафтогаз" і які характерні для нормальної роботи СШНУ (табл. 1).

Загалом відповідність теоретичних і практичних динамограм задовільна (рис. 8). На нашу думку, невідповідність форм верхньої і нижньої кривих теоретичних і практичних динамограм пов'язана з невідповідністю сил демпфування в моделях і реальних колонах. Але точні значення коефіцієнтів демпфування для реальної колони отримати важко. Спотворення ділянки практичної діаграми №7 під час ходу вверх спричинене не видовженням колони штанг, яке в даному випадку не може бути таким великим. Його можна пояснити пропусками в нагнітальному клапані або НКТ, як про це свідчать типові динамограми [30].

Висновки. Запропоновані принципи побудови моделей СШНУ з високим рівнем адекватності та можливістю простої їх модифікації і удосконалення. Розроблена модель може бути використана для обґрунтування нових конструкторських та технологічних рішень, зокрема, уточнення комплектування колони штанг, застосування склопластикових штанг, нових типів привода або систем адаптивної зміни частоти обертання електродвигуна. Можливими напрямками удосконалення цієї моделі є: модель руху пружної колони НКТ, змінна по глибині в'язкість рідини, уточнення моделі клапанів насоса, уточнення моделі тертя штанг до стінки НКТ. Наприклад, сили тертя штанг до стінки НКТ виникають у викривленій свердловині, але і можуть виникнути у нижній частині колони внаслідок її викривлення під час руху вниз.

Таблиця 1 – Параметри СШНУ, вибраних для порівняння з моделлю

Номер свердловини	Глибина опускання насоса, м	Відсотки р штанг діаметром d (мм) в колоні, $d(p\%)$	Діаметр плунжера насоса, мм	Частота подвійних ходів, 1/хв	Довжина ходу, м	Глибина динамічного рівня, м	Густина продукції, кг/м ³
1	1359	16 (100%)	44	6,6	3	700	1000
2	1626	19 (50%), 16 (50%)	38	6,4	3	735	1000
3	1563	22 (100%)	50	6,5	3	1500	880
4	1279	22 (50%), 19 (50%)	57	6,6	3	1179	1000
5	1878	19 (100%)	32	6,6	3	1878	900
6*	1510	22 (46%), 19 (54%)	43	6,4	2,1	1410	860
7**	178	19 (50%), 16 (50%)	32	6,7	1,2	32	920

* за даними [29]

** Чорноморнафтогаз

Література

1 Ришмюллер Г. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами: Пер. с нем. / Г. Ришмюллер, Х. Майер. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.

2 Вирновский А.С. Теория и практика глибинно-насосной добычи нефти. Избранные труды / А.С. Вирновский. – М.: Недра, 1971. – 184 с.

3 Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти: учеб. пособие для вузов / И.Т. Мищенко. – М: ФГУП «Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 816 с.

4 Справочник по добыче нефти / В. В. Андреев, К. Р. Уразаков, В. У. Далимов [и др.]; Под ред. К. Р. Уразакова. – М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2000. – 374 с.: ил.

5 Gibbs S. G. Predicting the behavior of sucker rod pumping systems / S.G. Gibbs // Journal of Petroleum Technology. – 1963. – Vol. 15, Issue 7. – P. 769-778.

6 Gibbs S. G. Rod Pumping: Modern Methods of Design, Diagnosis and Surveillance / Sam Gavin Gibbs. – Publisher: Author, 2012. – 660 p.

7 Romero O. J., Almeida P. Numerical simulation of the sucker-rod pumping system / O. J. Romero, P. Almeida // INGENIERIA E INVESTIGACION. – 2014. – Vol. 34. – No. 3. – December 2014. – P. 4-11.

8 Ковшов В. Д. Моделирование динамограммы станка-качалки. Нормальная работа насоса / В. Д. Ковшов, М. Е. Сидоров, С. В. Светлакова // Нефтегазовое дело. – 2004. – № 2. – С. 75-81.

9 Knapp R. M. A Dynamic Investigation of Sucker-Rod Pumping // KU ScholarWorks The University of Kansas Theses and Dissertations Collection B.S. – University of Kansas, 1963. – 47 p.

10 Wang G.W. An improved model for the sucker rod pumping system / G.W. Wang, S.S. Rahman, G.Y. Yang // 11th Australasian Fluid Mechanics Conference University of Tasmania, Hobart, Australia, 14-18 Decemder, 1992. – P. 1137-1140.

11 LIU Xinfu. An Approach to the Design Calculation of Sucker Rod Pumping Systems in Coalbed Methane Wells / LIU Xinfu, QI Yaoguang, LI Yanxiang, LIU Chunhua // CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING. – 2011. – Vol. 24. – P. 1-10.

12 Takacs Gabor. Sucker-Rod Pumping Manual / Gabor Takacs. – PennWell Corporation, 2003. – 395 p.

13 Вассерман И.Н. Продольные колебания упругих стержневых систем с граничными условиями, определяемыми многозначными соотношениями [Текст] автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук: : 01.02.04 / Игорь Николаевич Вассерман. – Пермь, 1999. – 18 с.

14 Norton J. R. Dynamic Loads in Sucker-Rods / J. R. Norton // Petroleum Engineer. – April 1960. – B-33-B-41.

15 Liu Qingyou. Computer Simulation on Working Action of the Sucker Rod Pumping System [Electronic resource] / Liu Qingyou, He Yufa, Wang Hailan. – Mode of access: WWW.URL: <http://www.paper.edu.cn/index.php/default/scholar/downpaper/liuqingyou-200705-18>

16 Агамалов Г. Б. Особенности механизированной добычи нефти из глубоких скважин / Г. Б. Агамалов // Нефтегазовое дело. – 2009. – Том 7. – № 2. – С. 64-67.

17 Олійник А.П. Використання явища резонансу для комплектування колони насосних штанг / А.П. Олійник, Б.В. Копей, Ю.С. Зінченко, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – № 1 (38). – С. 69-75.

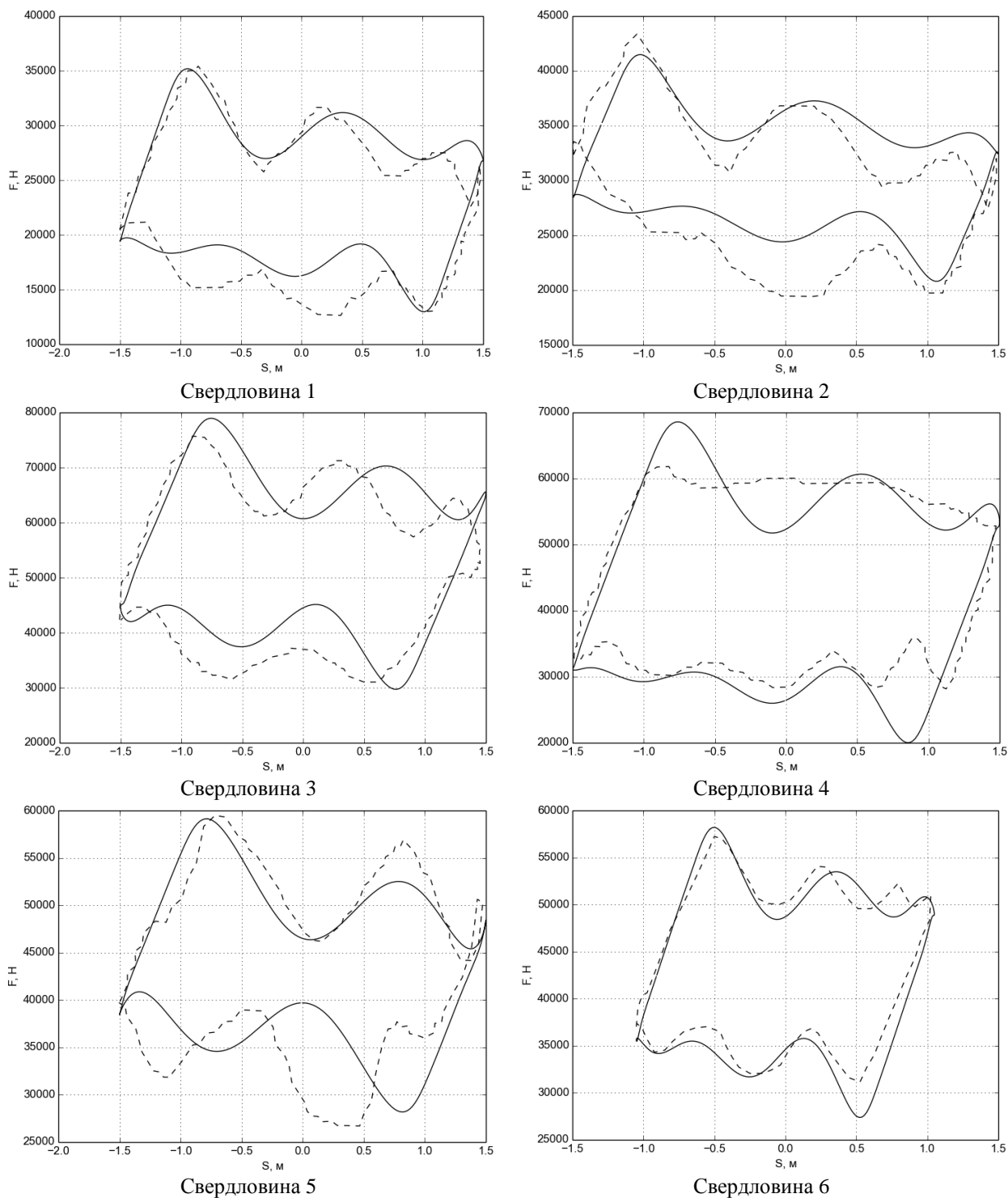


Рисунок 8 – Порівняння результатів моделювання (—) та практичних динамограм (- -)

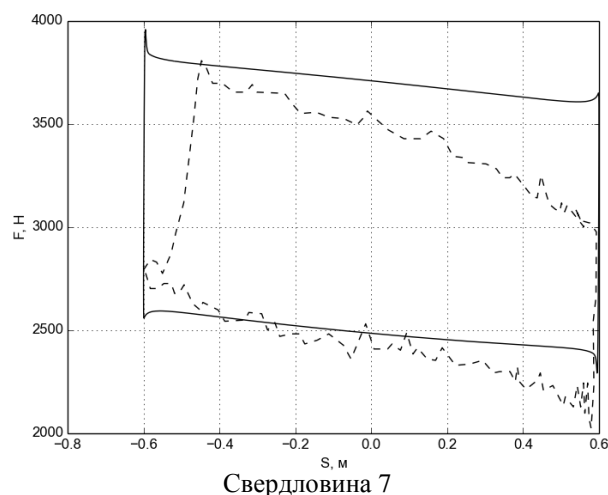
18 Грузд В.Я. Методология разработки математической модели для исследования конструкций станка-качалки при добыче углеводородных соединений / В.Я. Грузд, С.В. Наследник // Системы. Методы. Технологии. Методология разработки. – 2014. – № 1 (21). – С. 51-56.

19 Газаров А.Г. Разработка методов снижения износа штангового насосного оборудования в наклонно направленных скважинах [Текст] автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы»

(Нефтегазовая отрасль) / А.Г. Газаров. – Уфа, 2004. – 16 с.

20 Mingming Xing. An improved numerical simulation research for plunger pump in the condition of Newtonian fluid / Mingming Xing // Journal of Measurements in engineering. – March 2016. – Volume 4, Issue 1. – P.32-42.

21 MapleSim User's Guide. – Maplesoft, 2013. – 254 p.



Продовження рисунка 8

22 Tiller M. Introduction to Physical Modeling with Modelica / Michael Tiller. – Springer, 2001. – 345 p.

23 Kopey V. Development of Model of Sucker-Rod Pumping System by Using Maplesim™ Software / V. Kopey // Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова енергетика 2013" (Івано-Франківськ, 7-11 жовтня 2013 р). – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2013. – С.116-118.

24 Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Яков Гилелевич Пановко. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1960. – 196 с.

25 Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. 1981. – 456 с.

26 Modelon's Hydraulics Library [Electronic resource]. – Mode of access: <http://www.modelon.com/products/modelica-libraries/hydraulics-library>

27 Копей В.Б. Моделювання клапана свердловинного штангового насоса методом обчислювальної гідродинаміки в Abaqus/CAE® / В.Б. Копей // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції „Математичне моделювання прикладних задач математики, фізики, механіки ММАР-2013” [Електронний ресурс]: ХНАДУ, 5–25 травня 2013 р. – Режим доступу: <http://files.khadi.kharkov.ua/images/Fizika.pdf>. – Харків : ХНАДУ, 2013.

28 Obrigewitsch M. Early detection of waxy deposits in beam pump wells [Electronic resource] / Mike Obrigewitsch, Ted Lapis. – Mode of access: <https://autoelect.com/products/oilgas/poc/papers/wax/index.shtml>

29 Белов И.Г. Исследование работы глубинных насосов динамографом / И.Г. Белов. – М: ГОСТОПТЕХИЗДАТ, 1960. – 128 с.

30 Організація і процедура управління роботами, які виконують бригади поточного і капітального ремонту свердловин: СОУ 11.1-00135390-010:2011. — [Чинний від 2011-06-23]. — ПАТ «Укрнафта», 2011. — 94 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
22.11.17

Рекомендована до друку
професором **Мойсишиним В.М.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
докт. техн. наук **Хоминцем З.Д.**
(ТЗОВ «ЕМПІ-сервіс», м. Івано-Франківськ)