

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ І ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОСИТ

Б. С. Бережницький

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (342) 72-71-59; e-mail: teormech@iung.edu.ua*

Розроблені розрахункова модель та методика досліджень кінематичних і динамічних параметрів вібросит. Отримані математичні залежності впливу конструктивних і режимних параметрів роботи вібросит на їх характеристики. Порівняння розрахункових траєкторій руху точок (кривих Ліссажу) з експериментальними свідчать про відповідність запропонованої моделі реальній; а зміна їх форми є сигналом порушення проектного режиму роботи сита при розбалансуванні віброрами, зміні жорсткості опорних пружин і частоти обертання віброрвалу. Запропоновані методика і результати можуть бути використані на етапі проектування нових візріців вібросит, дозволяють здійснювати надійний контроль їх роботи в процесі експлуатації.

Ключові слова: *математична модель, вібросито, траєкторії руху точок (криві Ліссажу).*

Актуальність теми

Підвищення техніко-економічних показників буріння нафтогазових свердловин в значній мірі залежить від використання нового сучасного обладнання і грамотної його експлуатації. Технологія буріння нафтових і газових свердловин передбачає очистку бурового розчину від вибуреної породи з метою його повторного використання. Глибина (ступінь) його очистки суттєво впливає на ефективність і довговічність роботи всього бурового обладнання: доліт, турбобурів, насосів. Очищення бурового розчину здійснюється в декілька етапів: на першому віброситами (груба очистка); на другому і третьому гідроциклонами, центрифугами (тонка очистка). Віброситами видаляються частинки породи розміром більше 100 мкм, гідроциклонами – 15 ÷ 30 мкм, центрифугами – 5 мкм [1]. Від ефективної роботи вібросит залежить друга і третя ступені очищення, чим обумовлена актуальність подальших досліджень і вдосконалень вібросит [2-5].

Постановка задачі

На даний час відсутня чітко визначена методика вибору режимів роботи вібросит, в якій враховувались би конструктивні і режимні параметри їх роботи, контроль за їх зміною в процесі експлуатації.

Існує цілий ряд вібросит найпоширеніших типів коливань: з лінійними, коловими та еліптичними траєкторіями руху їх точок [3]. Перші кроки в дослідженні еліптичних коливань віброрами (центр вібрації піднято над центром мас рами, вібратор генерує еліптичний рух точок, який змінюється за інтенсивністю та формою по довжині віброрами) здійснені в роботі [4]. Продовження досліджень в даному напрямку залишається актуальним і на даний час.

Основний матеріал досліджень

В роботі запропоновані розрахункова модель, методика і результати досліджень кінематичних і динамічних параметрів вібросит. Отримані математичні залежності впливу конструктивних і режимних параметрів роботи вібросит на їх характеристики.

Розглянемо вібросито (рис. 1) як коливальну систему з рухомими (рама, дебалансний механізм) і нерухомими (станина) масами. Зв'язок між ними здійснюється циліндричними пружинами, масами яких в порівнянні з масою рухомої рами можна нехтувати. Рухома рама, здійснюючи коливальні рухи, забезпечує відділення твердих частинок вибуреної породи з бурового розчину скрізь сита, які є елементом віброрами.

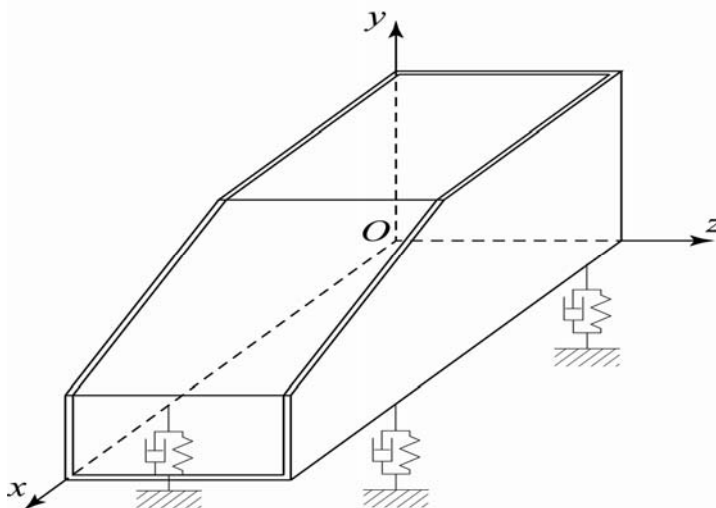


Рис. 1. Схема вібросита

Загалом, рухома рама може виконувати шість рухів – три поступальних вздовж координатних осей X , Y , Z і три обертальних навколо них. Оскільки рух бурового розчину по рамі відбувається вздовж її горизонтальної (OX) і вертикальної (OY) осей і обертання в цій площині навколо поперечної осі OZ , то основна увага була приділена саме дослідженню цих рухів. Встановлення взаємозв'язку між параметрами вказаних коливань та конструктивними і технологічними показниками роботи вібросита дозволить розраховувати його динамічні й технологічні характеристики, визначати оптимальний режим його роботи.

Враховуючи симетричність конструкції віброрита відносно по-
вздожньої осі, її математичну модель (рис. 2) можна розглядати в одній
площині ОХУ як тіло маси M (віброрама), пружно зв'язане з нерухомою
масою пружинами з демпфуючими елементами, відповідно з коефіцієнтами
жорсткості $C_{1,2,3,4}$ і коефіцієнтами тертя $\alpha_{1,2,3,4}$ в горизонтальній і
вертикальній площинах. Якщо передбачити можливість їх зміни, то така
модель дозволить досліджувати залежність кінематичних характеристик
руху точок віброрами як функції цих величин. Запропонована модель
передбачає наступні припущення: коливання віброрами по амплітуді
незначні; характеристики всіх елементів лінійні, а коефіцієнти жорстко-
сті і тертя постійні.

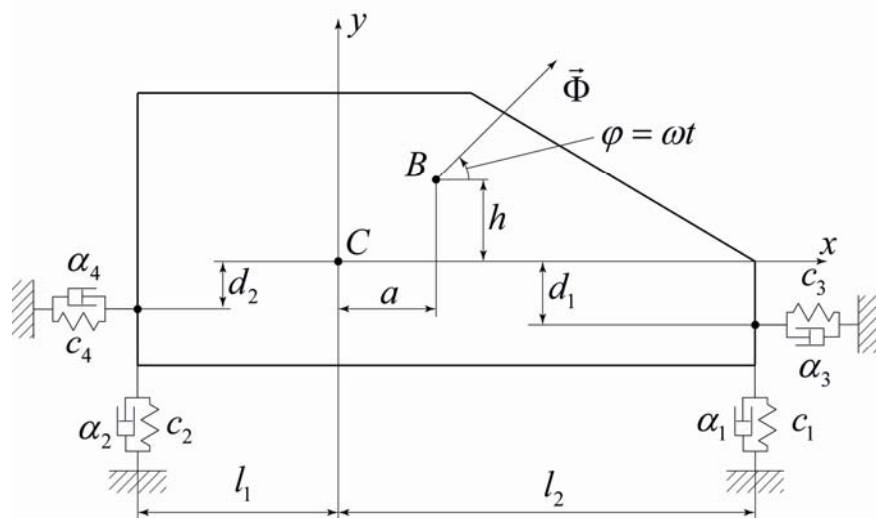


Рис. 2. Розрахункова модель віброрита, де C – центр мас віброрами;
 a, h – горизонтальне і вертикальне зміщення віброриту; $l_{1,2}, d_{1,2}$ – віддалі
до опор

Для отримання рівнянь руху віброрами використаємо диференціальні
рівняння плоскопаралельного руху твердого тіла, в яких перші два
рівняння описують поступальний рух центра мас віброрами, а третє – її
обертання навколо осі, яка проходить через центр мас і є перпендикулярною
до площини ОХУ (рис. 3)

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x}_c &= \sum_{i=1}^n X_i, \\
 M\ddot{y}_c &= \sum_{i=1}^n Y_i, \\
 I_z \ddot{\varphi} &= \sum_{i=1}^n M_i z_{i,c}.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Вимушуючою силою коливань є відцентрова сила інерції $\Phi = m\omega^2 R$, спричинена обертанням вібратора. Врахувавши сили пружності і демпфування кожної з пружин отримаємо доволі складну систему диференціальних рівнянь, які описують рух віброрами в залежності від заданих параметрів.

$$\begin{aligned}
 M\ddot{x} &= -(R_3 + R_4) - (F_3 + F_4) + \Phi \cos \omega t; \\
 M\ddot{y} &= -(R_1 + R_2) - (F_1 + F_2) + \Phi \sin \omega t; \\
 I\ddot{\varphi} &= -(R_1 + F_1) \cdot l_1 - (R_1 + F_1) \cdot d_1 \varphi + (R_3 + F_3) \cdot l_1 \varphi - \\
 &\quad - (R_3 + F_3) \cdot d_1 + (R_2 + F_2) \cdot l_2 - (R_2 + F_2) \cdot d_2 \varphi - \\
 &\quad - (R_4 + F_4) \cdot d_2 - (R_4 + F_4) \cdot l_2 \varphi - \Phi \cos \omega t + \Phi \sin \omega t \cdot a
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

В третьому рівнянні згідно першого припущення (невеликої амплітуди коливань) прийнято $\cos \varphi = 1$; $\sin \varphi = \varphi$; Iz_c – момент інерції відносно вказаної осі.

Згідно другого припущення (характеристики всіх елементів лінійні, а коефіцієнти жорсткості і тертя постійні) сили пружності і демпфування запишемо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= C_1(y + l_1\varphi); & F_2 &= C_2(y - l_2\varphi); \\
 R_1 &= \alpha_1(\dot{y} + l_1\dot{\varphi}); & R_2 &= \alpha_2(\dot{y} - l_2\dot{\varphi}); \\
 F_3 &= C_3(x + d_1\varphi); & F_4 &= C_4(x + d_2\varphi); \\
 R_3 &= \alpha_3(\dot{x} + d_1\dot{\varphi}); & R_4 &= \alpha_4(\dot{x} - d_2\dot{\varphi}).
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

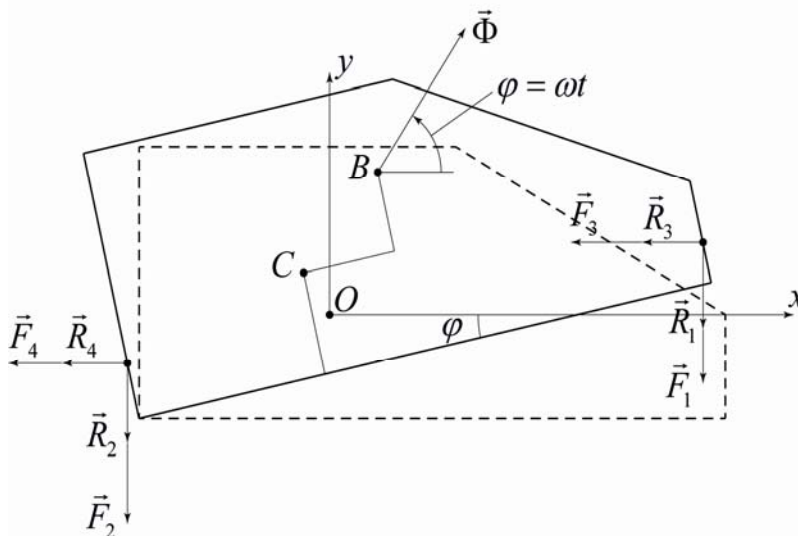


Рис. 3. Сили, які діють на віброрами при її русі

Підставивши (3) в (2), отримаємо систему диференціальних рівнянь переміщень віброрами в залежності від конструктивних параметрів вібратора:

$$\begin{aligned}
& M\ddot{x} + (\alpha_3 + \alpha_4) \cdot \dot{x} + (C_3 + C_4) \cdot x + (d_3d_1 + d_4d_2) \cdot \dot{\varphi} + \\
& + (C_3d_1 + C_4d_2) \cdot \varphi = \Phi \cos \omega t; \\
& M\ddot{y} + (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \dot{y} + (C_1 + C_2) \cdot y + (\alpha_1l_1 + \alpha_2l_2) \cdot \dot{\varphi} + \\
& + (C_1l_1 + C_2l_2) \cdot \varphi = \Phi \sin \omega t; \\
& I\ddot{\varphi} + (\alpha_1l_1^2 + \alpha_2l_2^2 + \alpha_3d_1^2 + \alpha_4d_2^2)\dot{\varphi} + (\alpha_1l_1d_1 - \alpha_3l_1d_1 - \alpha_2l_2d_2 + \alpha_4l_2d_2)\varphi\dot{\varphi} + \\
& + (C_1l_1^2 + C_2l_2^2 + C_3d_1^2 + C_4d_2^2)\varphi + (C_1l_1d_1 - C_3l_1d_1 - C_2l_2d_2 + C_4l_2d_2)\varphi^2 + \\
& + (\alpha_1d_1 + \alpha_2d_2)\dot{y}\varphi + (C_1d_1 + C_2d_2)y\varphi + (\alpha_4l_2 - \alpha_3l_1)\dot{x}\varphi + (C_4l_2 - C_3l_1)x\varphi + \\
& + (\alpha_3d_1 + \alpha_4d_2)\dot{x} + (C_3d_1 + C_4d_2)x + (\alpha_1l_1 + \alpha_2l_2)\dot{y} + (C_1l_1 - C_2l_2)y = \\
& = \Phi a \sin \omega t - \Phi h \cos \omega t.
\end{aligned} \tag{4}$$

Як бачимо, отримана система диференціальних рівнянь є доволі складною, оскільки третє рівняння, яке описує кутове переміщення, є нелінійним. Крім того, переміщення віброрами (вертикальні, горизонтальні і обертальні) взаємопов'язані між собою.

Для практичних цілей була розглянута спрощена модель, а саме: коефіцієнти жорсткості всіх пружин однакові, коефіцієнтами демпфування нехтуємо (прямують до нуля), а сама віброрама зрівноважена. Для такої моделі диференціальні рівняння значно спростилися і їх вдалося інтегрувати, отримавши рівняння коливань віброрами:

$$\begin{aligned}
& M\ddot{x} + (C_3 + C_4)x = \Phi \cos \omega t; \\
& M\ddot{y} + (C_1 + C_2)y = \Phi \sin \omega t; \\
& I\ddot{\varphi} + (C_1l_1^2 + C_2l_2^2)\varphi = \Phi a \sin \omega t - \Phi h \cos \omega t.
\end{aligned} \tag{5}$$

Розв'язком цієї системи є рівняння:

$$\begin{aligned}
x &= \frac{\Phi}{(C_3 + C_4) - M\omega^2} \cos \omega t; & y &= \frac{\Phi}{(C_1 + C_2) - M\omega^2} \sin \omega t; \\
\varphi &= -\frac{\Phi h}{(C_1l_1^2 + C_2l_2^2) - I\omega^2} \cos \omega t + \frac{\Phi a \sin \omega t}{(C_1l_1^2 + C_2l_2^2) - I\omega^2},
\end{aligned} \tag{6}$$

в яких переміщення віброрами вже є незалежними.

Для дослідження впливу нелінійних параметрів на розв'язок диференціальних рівнянь (6) і порівняння розрахункових траєкторій руху точок віброрами з експериментальними, розглянемо її модель, для якої $d_1 = d_2 = 0$; $c_1 = c_2 = c_v$; $c_3 = c_4 = c_H$; $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_v$; $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha_H$; $l_1 = l_2 = l$ (рама зрівноважена).

Для такої моделі диференціальні рівняння (6) матимуть вид:

$$\begin{aligned}
& M\ddot{x} + 2\alpha_H\dot{x} + 2C_Hx = \Phi \cos \omega t; \\
& M\ddot{y} + 2\alpha_v\dot{y} + 2C_vy = \Phi \sin \omega t; \\
& I\ddot{\varphi} + 2d_vl^2\dot{\varphi} + 2C_vl^2\varphi = \Phi a \sin \omega t - \Phi h \cos \omega t,
\end{aligned} \tag{7}$$

розв'язком яких є рівняння:

$$x = \frac{\Phi}{(2C_n + M\omega^2)^2 + 4\alpha_n^2\omega^2} ((2C_n - M\omega^2)\cos\omega t + 2\alpha_n\omega\sin\omega t);$$

$$y = \frac{\Phi}{(2C_v + M\omega^2)^2 + 4\alpha_v^2\omega^2} (2\alpha_v\omega\cos\omega t + (2C_v - M\omega^2)\sin\omega t); \quad (8)$$

$$\varphi = \frac{\Phi}{(2C_v l^2 - I\omega^2)^2 + 4\alpha_v^2 l^4 \omega^2} ((-h(2C_v l^2 - I\omega^2) + 2\alpha_v l^2 \omega a)\cos\omega t + ((2C_v l^2 - I\omega^2)\alpha - 2\alpha_v l^2 \omega h)\sin\omega t).$$

Проведений числовий розрахунок траєкторій руху різних точок і їх порівняння з експериментально записаними (рис. 4) свідчать:

- про відповідність реальних результатів розрахунковим, а це в свою чергу – про відповідність запропонованої математичної моделі вібролита реальній (відносна похибка не перевищує 5%);

- при зрівноваженні віброрами її рухи в площині ОХУ стають незалежними;

- вид траєкторій руху точок – криві Ліссажу (рис. 4) можуть бути критерієм контролю режиму роботи сита, а зміна їх форми – сигналом про порушення цього режиму.

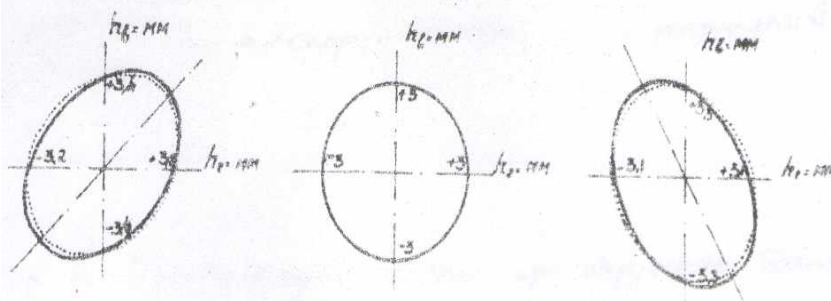


Рис. 4. Порівняння розрахункових і експериментальних траєкторій точок: — — експериментальні, — розрахункові.

Форма еліпсів (співвідношення їх півосей) і кут нахилу більшої осі до горизонту комплексно характеризують амплітуду вертикальних і горизонтальних коливань віброрами, швидкість транспортування породи. Незрівноваженість віброрами приводить до нерівномірного розподілу маси віброрами по опорах, що фіксується на кривих Ліссажу зміною нахилу поздовжньої осі еліпса до горизонталі і його форми.

На рис. 5 представлені траєкторії тих же точок при розбалансуванні віброрами. Кути нахилу більшої з осей еліпсів різні, що свідчить про різну швидкість транспортування вибуреної породи на різних ділянках сита. Особливо слід відзначити трансформацію траєкторій точок під вібратором з кола в еліпс. При порушенні балансування віброрами по всіх трьох осях фіксуються траєкторії, які свідчать про нестабільний режим роботи вібролита в цілому.

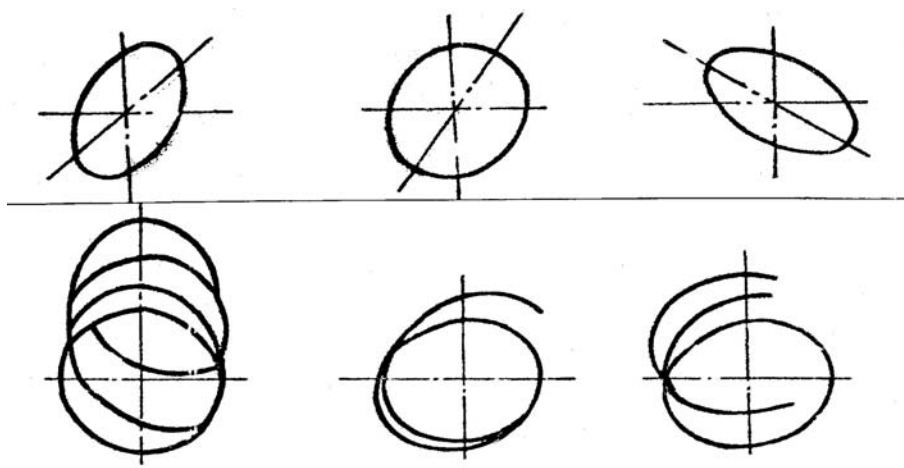


Рис. 5. Траєкторії точок при розбалансуванні віброрами

Зміна жорсткості опорних пружин (рис. 6а – однієї, рис. 6б – декількох) призводить до зміни амплітуди вертикальних і горизонтальних коливань, що фіксується зміною розмірів півосей еліпсів. Зростання довжини великої півосі відбувається при зниженні жорсткості відповідної пружини. Кути нахилу великої півосі до горизонту залишаються незмінними.

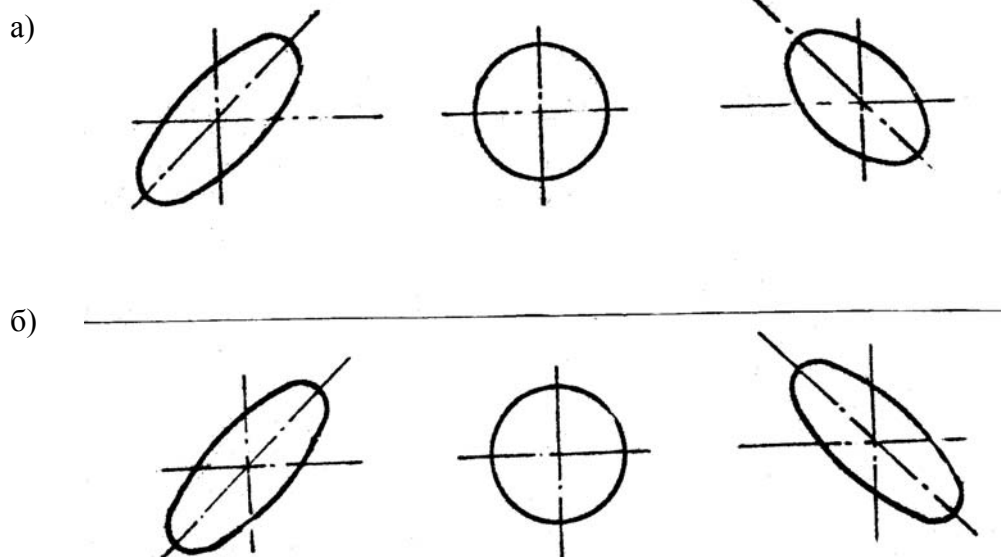


Рис. 6. Траєкторії точок при різній жорсткості опорних пружин

Зменшення маси дебалансних вантажів обумовлює пропорційне зменшення амплітуди коливань при збереженні загальної картини траєкторій руху точок віброрами.

Зменшення частоти обертання віброрала призводить до стабілізації руху точок по еліптичних траєкторіях. Одночасно амплітуда коливань зменшується, а час транспортування породи по сити збільшується. Стабілізація траєкторій руху точок пояснюється зменшенням інерційних сил незбалансованих частин віброрами.

Порушення горизонтальності установки будь-якої із сторін нерухомої рами віброрала спричинює перерозподіл ваги рухомої рами по опорних пружинах, що фіксується на траєкторіях як порушення балансування віброрами.

Висновки

Запропонована розрахункова модель віброрала може використовуватись на етапі проектування нових взірців віброрал, дозволяє здійснювати надійний контроль їх роботи в процесі експлуатації, а також розраховувати динамічні навантаження, що виникають в процесі їх роботи.

Література

1. Сидоров Р.В. Выбор и эксплуатация вибросит / Р.В.Сидоров, К.И.Громова // О зарубежном химическом и нефтяном машиностроении. – М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1983. – №1. – С. 1-11. – Серія: ХМ-3.
2. Резниченко И.Н. Приготовление, обработка и очистка буровых растворов / И.Н.Резниченко. – М.: Недра, 1982. – 230 с.
3. Басарыгин Ю.М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин : учеб. для вузов / Ю.М.Басарыгин, А.И.Булатов, Ю.М.Проселков. – М.: ООО «Недра – Бизнесцентр», 2001.
4. Исследования динамики вибросит ВС-1 / П.И.Огородников, А.А.Петрук, Б.С.Бережницкий, В.С.Чапля. – М., 1988. – 10 с. – Деп. в УкрНИИТИ 24.02.88, № 540-Ук88.
5. Лях М.М. Дослідження впливу коливальних рухів сітки на ефективність роботи віброрала / М.М.Лях, Н.В.Федоляк, В.М.Вакалюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 2015. – №4(57). – С.36-42.

Стаття надійшла до редакційної колегії 28.03.2016 р.

*Рекомендовано до друку д.т.н., професором Лисканичем М.В.,
к.т.н. Цюмком В.В.*

INVESTIGATING OF KINEMATIC AND DYNAMIC PARAMETERS OF VIBROSIEVES

B. S. Berezhnytsky

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivsk, Carpathians str.,15;
ph. +380 (342) 72-71-59; e-mail: teormech@nung.edu.ua*

Calculating model and method of investigating kinematic and dynamic parameters of vibrosieves have been worked out. Mathematical dependence of constructive and operative vibrosieves working parameters on their characteristics has been received. Comparing calculated trajectory of moving points (Lissazh curves) with experimental ones confirm the correspondence of suggested model to real one. Changing of their forms is a signal of breaking project operating work of the sieve under the influence of vibroframe disbalance, changing rigidity of based springs and rate of vibroshaft rotating. The suggested methods and results can be applied for projecting new examples of vibrosieves. They also allow to conduct reliable control of their operating work.

Key words: *mathematical model, vibrosieve, trajectory of moving points (Lissazh curves).*