

УДК 622.276.53

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ОЦІНКИ РІВНЯ РІДИНИ В СВЕРДЛОВИНІ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ КОЛИВНИХ ПРОЦЕСІВ ШГНУ

О.В.Євчук, Л.М.Заміховський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, e-mail: au@ifdtung.if.ua

Рассмотрены математические модели колебательного движения колонны насосно-компрессорных труб ШГНУ с учетом уровня жидкости в обсадной колонне. Произведен их анализ с точки зрения возможности оценки уровня по характеристиками колебательных процессов и сравнение результатов моделирования с данными экспериментальных исследований

The mathematical models of well vibrations considering liquid level in the casing annulus of well are analyzed regarding the possibility of liquid level estimation using vibrations characteristics. The results of modelling are compared to experimental data.

Значна кількість ШГНУ в Україні експлуатується в режимі періодичної відкачки. Основним контрольованим параметром при цьому є динамічний рівень свердловинної рідини, залежно від значення якого необхідно приймати рішення про зупинку та запуск установки. Традиційні динамометричні вимірювання широко використовуються в системах управління режимом відкачки [1], але не дають змоги у будь-який момент часу безпосередньо оцінити рівень рідини. Недоліком таких систем можна вважати те, що зупинка верстата-гойдалки відбувається після ідентифікації стану відкачки рідини нижче допустимого рівня, що супроводжується такими небажаними явищами, як удари плунжера об рідину, поштовхи та перенапруження всіх частин насосної установки, що в свою чергу призводить до передчасного зношення обладнання.

Як зазначалось в [2], одним з перспективних напрямків в галузі вимірювання рівня рідини в нафтовидобувних свердловинах є пошук інформативних в цьому сенсі ознак шляхом аналізу характеристик коливних процесів ШГНУ, зокрема колони насосно-компресорних труб (КНКТ). З метою підтвердження чи спростування даного припущення було проведено комплекс теоретичних та експериментальних досліджень, результати яких наводяться нижче. Схематичне зображення будови підземної частини ШГНУ, що є об'єктом досліджень, наведено на рис. 1.

1. Моделювання власних коливань КНКТ

Розглянемо КНКТ як стержень з площею перерізу F та довжиною L з жорстко закріпленим верхнім кінцем, до нижнього кінця якого прикладена зосереджена маса M , під якою будемо розуміти масу рідини всередині колони.

Рівняння руху

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1)$$

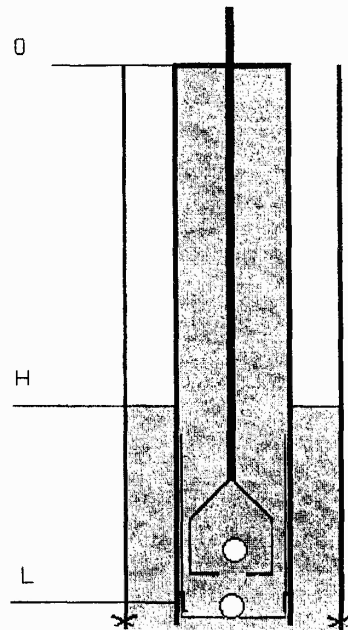


Рисунок 1 — Будова підземної частини ШГНУ

Крайові умови

$$u|_{x=0} = 0, M \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -EF \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L} \quad (2)$$

Розглянемо лише коливання КНКТ при ході вниз, коли маса рідини прикладена до нижнього кінця колони, оскільки при ході вгору рідина рухається разом зі штанговою колоною всередині КНКТ і для адекватного моделювання слід врахувати тертя між КНКТ і рідиною, що вимагає введення у розгляд закону руху штангової колони.

Оскільки маса рідини, прикладена до нижнього кінця КНКТ, залежить від значення рівня H

$$m_p = \rho_p F_n H, \quad (3)$$



де F_n – площа перерізу плунжера, ρ_p – густина рідини.

то в (2) $M = M(H)$. Очевидним наслідком зміни маси системи є зміна частоти її власних коливань. Рівняння для визначення власних частот [3]

$$tg \frac{pL}{a} = \frac{ma}{MpL} tg, \quad (4)$$

де: a – швидкість звуку в матеріалі труб, L – довжина стержня, m – маса стержня і перші три частоти [3]

$$p1 = \frac{3 \pi}{8 L} \sqrt{\frac{EFL}{m}}, \quad p2 = \frac{9 \pi}{8 L} \sqrt{\frac{EFL}{m}}, \quad (5)$$

$$p3 = \frac{33 \pi}{16 L} \sqrt{\frac{EFL}{m}}$$

Оцінимо величину зміни власної частоти $p1$ при зміні рівня H в широких межах (1000...2000м) для таких значень експлуатаційних параметрів ШГНУ: $L = 2000$ м, $\rho_p = 900$ кг/м³, діаметр плунжера 32 мм, діаметр НКТ 73 мм. Результат розрахунків за формулами (3)-(5) представлений на рис.2.

Такий результат вказує на те, що оцінка рівня рідини за власною частотою коливань системи КНКТ-рідина являє собою технічно складне завдання, оскільки для вимірювання рівня з точністю хоча ± 10 м необхідно вимірювати частоту з точністю ± 0.002 Гц і це за умов наявності у вібраційному сигналі значної кількості шумів та гармонічних складових з іншими частотами. Достатньо вказати на те, що для отримання роздільної здатності по частоті 0.002 Гц для дискретного перетворення Фур'є необхідно записати вибірку тривалістю не менше 500 с; оскільки спектр вібросигналу має ширину порядку кількох кілогерц [4], а частоту дискретизації для якісного відтворення спектра рекомендується вибирати у 8-10 разів більшою за максимальну частоту спектра [5], то обсяг вибірки повинен сягати кількох десятків мільйонів значень. Для підвищення ж точності до ± 1 м відповідно слід записати вибірку обсягом в кількасот мільйонів значень на протязі не менше 1 год 23 хв.

Слід вказати також на те, що в результаті обробки експериментальних даних стосовно вібрації КНКТ не було виявлено явно виражених гармонічних складових на частотах, розрахованих за (5), що, однак, може бути пояснено обмеженістю частотного діапазону використання при дослідженнях вібродавачів в області низьких частот, а також тим, що в зв'язку з конструктивними особливостями обладнання гирла свердловини вібросигнал вимірювався не безпосередньо на КНКТ, а на трійнику НКТ.

2. Моделювання коливань КНКТ з врахуванням тертя, тиску рідини в затрубному просторі та періодичного навантаження під дією ваги рідини.

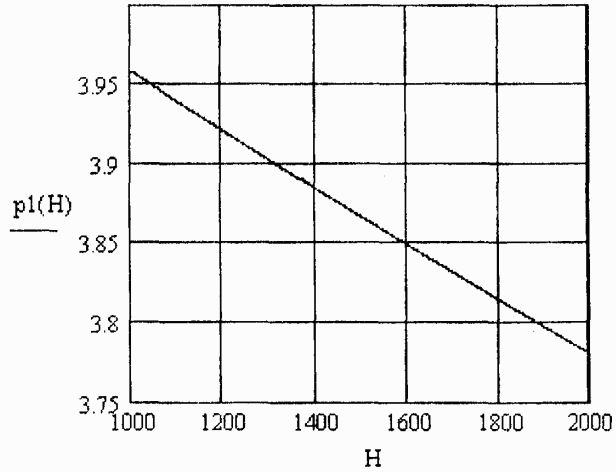


Рисунок 2 — Залежність власної частоти від рівня рідини

Як видно з рис.1, коливання нижньої частини КНКТ відбуваються в рідині, тобто в середовищі з опором, а верхньої частини – в газовому середовищі, опір якого можна вважати нульовим. Відповідно можна записати хвильові рівняння

$$\text{при } 0 < x < H \quad \frac{\partial^2 u_B}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_B}{\partial x^2}, \quad (6)$$

$$\text{при } H \leq x < L \quad \frac{\partial^2 u_H}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u_H}{\partial x^2} - \beta \frac{\partial u_H}{\partial t}, \quad (7)$$

де β – коефіцієнт опору середовища.

Початкові умови приймаються нульовими

$$u_B|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u_B}{\partial t}|_{t=0} = 0, \quad (8)$$

$$u_H|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u_H}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (9)$$

Крайові умови для (6)

$$u_B|_{x=0} = 0 \quad (10)$$

(верхній кінець жорстко закріплений);

$$u_B|_{x=H} = u_H|_{x=H} \quad (11)$$

(умова стику для рівнянь (6) і (7)).

Для запису крайових умов для (7) розглядається, по-перше, деформація КНКТ під дією ваги стовпа рідини, що періодично прикладається до нижнього кінця колони, і, по-друге, деформація під дією тиску рідини всередині колони та в затрубному просторі.

Припустивши, що навантаження від ваги рідини зрівноважується силами пружності ШК та КНКТ, можна записати:

$$E(F_{st}\epsilon_{st} + F_T\epsilon_T) = m_p g,$$

де: E – модуль Юнга матеріалу труб і штанг; F_{st} , F_T – площі поперечного перерізу штанг і труб; ϵ_{st} , ϵ_T – відносні деформації штанг і труб.

Закон деформації штанг в часі, виходячи із закону руху полірованого штока



$s(t) = \frac{S0}{2}(1 - \cos wt)$, де $S0$ – довжина ходу, w – кутова швидкість руху полірованого штока (рис. 3)

$$\varepsilon_{st}(t) = \begin{cases} \frac{S0}{2}(1 - \cos wt), & 0 < t < t1 \\ \frac{m_p g}{EF_{st}}, & t1 < t < \frac{T}{2} \\ \frac{S0}{2}(1 - \cos wt) - \frac{m_p g}{EF_{st}}, & \frac{T}{2} < t < t2 \\ 0, & t2 < t < T \end{cases}$$

де: $t1 = \frac{1}{w} \arccos(1 - \frac{2m_p g}{EF_{st} S0})$ – час сприйняття колоною штанг навантаження від ваги рідини, $t2 = \frac{T}{2} + t1$, T – тривалість одного циклу качання.

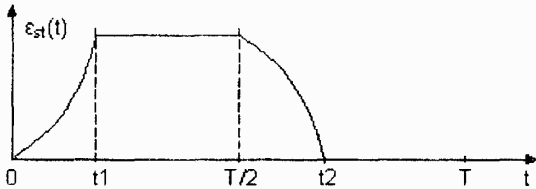


Рисунок 3

Таким чином,

$$\varepsilon_T(t) = \frac{1}{F_T} \left(\frac{m_p g}{E} - F_{st} \varepsilon_{st}(t) \right). \quad (12)$$

Розглянемо деформацію під дією тиску рідини. За законом Гука поздовжнє відносне видовження $\varepsilon = \mu \frac{\sigma}{E}$, де σ – напруження від поперечної деформації, μ – коефіцієнт Пуассона;

за формулою Маріотта $\sigma = \frac{D}{2d} p$, де D – внутрішній діаметр КНКТ, d – товщина стінки, p – тиск рідини на стінку. Звідси

$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\mu D}{2dE} (p_B - p_3)$, де p_3 – тиск рідини в затрубному просторі, p_B – тиск рідини всередині КНКТ (знаки пояснюються тим, що зовнішній тиск стискає переділ труби, внутрішній розтягує); $p_B = \rho_B g L$, $p_3 = \rho_3 g (L-H)$, де ρ_B , ρ_3 – густина рідини всередині та зовні КНКТ.

Остаточно крайова умова для нижнього кінця

$$\left. \frac{\partial u_H}{\partial x} \right|_{x=L} = \varepsilon_T(t) + \frac{\mu D g}{2dE} (\rho_B L - \rho_3 (L-H)), \quad (13)$$

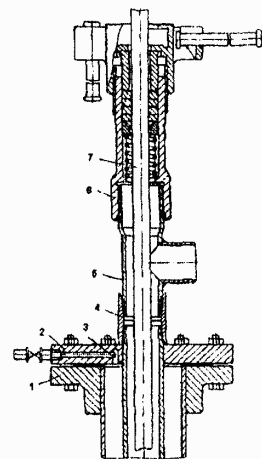
де $\varepsilon_T(t)$ визначається за (12).

Для $x = H$ крайова умова

$$\left. \frac{\partial u_H}{\partial x} \right|_{x=H} = \frac{\mu D g}{2dE} \rho_B H. \quad (14)$$

3. Аналіз математичної моделі коливань КНКТ з точки зору практичного застосування

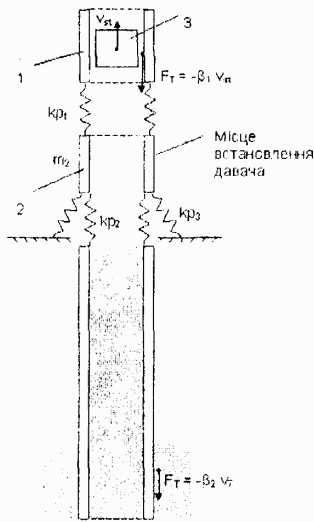
Розв'язком описаної моделі є деякі функції $u_B(x,t)$ та $u_H(x,t)$. Оскільки вимірювання характеристик вібраційних процесів можливе лише у верхній частині КНКТ, практичний інтерес представляє тільки функція $u_B(x,t)$, причому при $x=0$. На рис. 4 показано типове обладнання гирла свердловини при експлуатації ШГНУ. Як видно з рисунка, вимірювання вібрації безпосередньо на КНКТ потребує стаціонарної установки вібродавачів, наприклад, при капремонті свердловини, оскільки конструкція обладнання гирла свердловини не дає змоги здійснювати це мобільно. При цьому в принципі, можливе внесення мінімальних змін до конструкції цього обладнання (формування додаткових отворів та вибухобезпечних роз'ємів для виводу сигнальних кабелів). У випадку переносного варіанта вібродіагностичної системи конструкція обладнання гирла свердловини повинна допускати установку вібродавачів на колоно НКТ навіть при значному тиску газів в затрубному просторі. Це призводить до потреби значної зміни конструкції обладнання гирла свердловини (введення шлюзових камер, направляючих для транспортування вібродавачів тощо). Тому при проведенні експериментальних досліджень акселерометр установлювався на трійнику, який з'єднаний з КНКТ різьбовим з'єднанням за допомогою муфти. Оскільки відповідно до розглянутої моделі верхній кінець КНКТ вважається жорстко закріпленим, встановити аналітичний зв'язок між коливаннями КНКТ і трійника, в принципі, неможливо. Існують два шляхи розв'язання даної проблеми: або вважати, що коливання КНКТ передаються на трійник, не змінюючи суттєво своїх амплітудно-частотних характеристик, тобто виміряні на трійнику коливання вважати аналогічними коливанням КНКТ, або ж врахувати цей зв'язок шляхом ускладнення моделі. Один із варіантів такого ускладнення представлений на рис.5.



1 – колонний фланець, 2 – планшайба, 3 – КНКТ, 4 – муфта, 5 – трійник, 6 – сальник, 7 – штангова колона

Рисунок 4 — Обладнання гирла свердловини





1 – сальник, 2 – трійник, 3 – штангова колона
Рисунок 5 — Модель гирла свердловини

Система рівнянь, що описує рух даної системи, відрізнятиметься від розглянутої вище, по-перше, крайовою умовою для верхнього кінця КНКТ, і, по-друге, наявністю рівнянь руху трійника і сальника, які будемо розглядати як тверді тіла.

Рівняння руху сальника, вважаючи тертя між сальником і полірованим штоком прямо пропорційним швидкості полірованого штока,

$$\frac{d^2 u_{m1}}{dt^2} = \frac{k_{p1}}{m1} u_{m1} - \frac{k_{p1}}{m1} u_{m2} - \frac{\beta_1}{m1} \frac{\partial u_{st}}{\partial t}, \quad (15)$$

де: $m1$ – маса сальника; $m2$ – маса трійника; u_{m1} — переміщення сальника; u_{m2} — переміщення трійника; u_{st} — переміщення полірованого штока; β_1 — коефіцієнт тертя між сальником і полірованим штоком.

Початкові умови нульові

$$u_{m1}|_{t=0} = 0. \quad (16)$$

Рівняння руху трійника

$$\frac{d^2 u_{m2}}{dt^2} = \frac{k_{p1}}{m2} u_{m1} - \frac{(k_{p1} - k_{p2} - k_{p3})}{m1} u_{m2} - \frac{k_{p2}}{m2} u_B|_{x=0}, \quad (17)$$

де: k_{p1} — коефіцієнт жорсткості різьбового з'єднання між сальником і трійником; k_{p2}, k_{p3} — коефіцієнти жорсткості різьбового з'єднання між трійником і КНКТ.

Початкові умови нульові

$$u_{m2}|_{t=0} = 0. \quad (18)$$

Крайова умова для верхнього кінця КНКТ, який вважається пружно з'єднаним з трійником,

$$\frac{\partial u_B}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{k_{p2}}{EF_T} u_B - \frac{k_{p2}}{EF_T} u_{m2}. \quad (19)$$

Решта рівнянь аналогічні наведеним вище (6-9, 11-14).

Для розв'язання даної системи рівнянь було складено різницеву схему

$$\begin{aligned} u_{s_{j+1}} - 2u_{s_j} + u_{s_{j-1}} &= dt * dt * (a1 * u_{s_j} - a1 * u_{t_j} - a2 * v_{st_j}) \\ u_{t_{j+1}} - 2u_{t_j} + u_{t_{j-1}} &= dt * dt * (a3 * u_{s_j} - a4 * u_{t_j} - a5 * u_{v_{0j}}) \\ u_{v_{1j}} - u_{v_{0j}} &= dx * (a6 * u_{v_{0j}} - a7 * u_{t_j}) \\ (u_{v_{i,j+1}} - 2u_{v_{i,j}} + u_{v_{i,j-1}}) * dx * dx &= (u_{v_{i-1,j}} - 2u_{v_{i,j}} + u_{v_{i,j+1}}) * dt * dt * a * a \\ u_{v_{mj}} &= u_{n_{0j}} \\ (u_{n_{k,j+1}} - 2u_{n_{k,j}} + u_{n_{k,j-1}}) * dx * dx &= (u_{n_{k+1,j}} - 2u_{n_{k,j}} + u_{n_{k-1,j}}) * dt * dt * a * a - \\ & a8 * dx * dx * dt * (u_{n_{k,j}} - u_{n_{k,j-1}}) \\ u_{n_{1,j}} - u_{n_{0,j}} &= dx * a9 * H \\ u_{n_{M,j}} - u_{n_{M-1,j}} &= dx * (a10 - a11 * eps_j + a11 * H) \\ u_{v_{i,0}} &= 0; \quad u_{v_{i,1}} = 0; \quad u_{n_{k,0}} = 0; \quad u_{n_{k,1}} = 0 \\ u_{s_0} &= 0; \quad u_{t_0} = 0. \end{aligned}$$

Тут через $u_{s_j}, u_{t_j}, u_{n_{ij}}, u_{v_{ij}}$ позначено відповідно u_{m1}, u_{m2}, u_B, u_H (невідомі величини);

v_{st_j} – величину $\frac{\partial u_{st}}{\partial t}$ – швидкість ПШ, яка обчислюється за виміряним переміщенням; $eps_j - \epsilon_{st}(t)$ – видовження штанг, яке обчислюється за переміщенням штока згідно з (12), $a1...a11$ – константи у рівняннях (6-9, 14-19), dx, dt – крок по координаті і часу відповідно.

Аналіз розв'язків наведеної системи рівнянь для різних значень рівня не дав змоги виявити чітко вираженої залежності між характеристиками коливних процесів та значенням рівня. Очевидно, це зумовлено незначністю досліджуваного ефекту порівняно з процесами, що визначаються величинами та конфігурацією значних коливних мас КНКТ і рідини в розглянутій коливній системі.

З іншого боку, постає питання адекватності наведеної математичної моделі реальним коливним процесам в КНКТ, а точніше – їх картині, отриманій в результаті вимірювань, наприклад, за допомогою акселерометра. Будь-які моделі типу наведеної вище дають змогу оцінити коливання складових ШГНУ лише в діапазоні низьких та інфранизьких частот, що зумовлено низькою власною частотою коливань системи. Оскільки чутливість сучасних вібродавачів в такому діапазоні частот незначна, то безпосередні вимірювання таких коливань в області їх можливого вузла технічно складне завдання. Перевірка припущення щодо реєстрації можливих вищих та субгармонік основної частоти, утворених внаслідок нелінійності системи та (в основному) вібродавачів, дала негативний результат. Оціночна ідентифікація записаних коливань, проведена шляхом прослуховування та аналізу їх часових та спектральних залежностей, свідчить про переважаючу наявність амплітудно-модульованого шумового сигналу, утвореного внаслідок тертя полірованого штока об ущільнюючі елементи обладнання гирла свердловини. Частотні характеристики цього сигналу лежать в області максимальної



чутливості вібродавачів, тому відношення сигнал/шум $\ll 1$. Покращання цього відношення можливе тільки за умови побудови оптимального фільтра, АЧХ якого відповідає спектру сигналу. Оскільки характеристики сигналу невідомі, то побудова такого фільтра – завдання, що технічно не реалізується. Розрахунок поля сигналу в ближній зоні для хвилеводу складної конфігурації можливе тільки числовим методом і є також складною задачею.

На підтвердження наведених міркувань на рис. 6 наведено спектри коливань КНКТ, отримані в результаті експериментальних досліджень (а, б) та математичного моделювання (в). Можна помітити, що для реального сигналу основна енергія зосереджена в смугах частот 1200...2400 Гц та меншою мірою 50...1000 Гц, що вказує на принципову неможливість їх адекватного порівняння.

Висновки

В результаті проведених теоретико-експериментальних досліджень коливних процесів КНКТ не було виявлено достатньою мірою інформативних ознак, придатних для використання з метою оцінки рівня рідини в свердловинах, обладнаних ШГНУ, з необхідною точністю і достовірністю. Подальші дослідження в цьому напрямку потребують більш детального аналізу низькочастотних складових вібраційного сигналу за умови використання відповідного за точністю і частотою діапазону типу первинних перетворювачів, а також принципово інших підходів до математичного моделю-

вання коливних процесів з метою врахування значних стохастичних складових досліджуваного вібраційного сигналу.

Література

1. Оборудование и программное обеспечение для управления и контроля скважин: Каталог фирмы "Barker CAS". Printed in USA, 8800-5M-2193, 1996. – 712 с.
2. Євчук О.В. Сучасний стан методів і засобів контролю вимірювання рівня рідини в свердловинах, обладнаних ШГНУ // Міжвід. наук.техн. збірка: Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби діагностування. — Івано-Франківськ, 2000. — Вип. 37 (т. 8). — С. 218-225.
3. Светлицкий В.А., Стасенко Н.В. Сборник задач по теории колебаний. — М.: Высшая школа, 1973. — 456 с.
4. Бандура В.В., Євчук О.В., Заміховський Л.М., Шумада В.М. Використання математичного апарату кореляційних функцій для оцінки технічного стану ГНШУ// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. — Івано-Франківськ, — 1999. — Вип.36 (том 6). — С.184-194.
5. Бабак В.П., Хандецький В.С., Шрюфер Е. Обробка сигналів: Підручник. — К.: — Либідь, 1996. — 392 с.

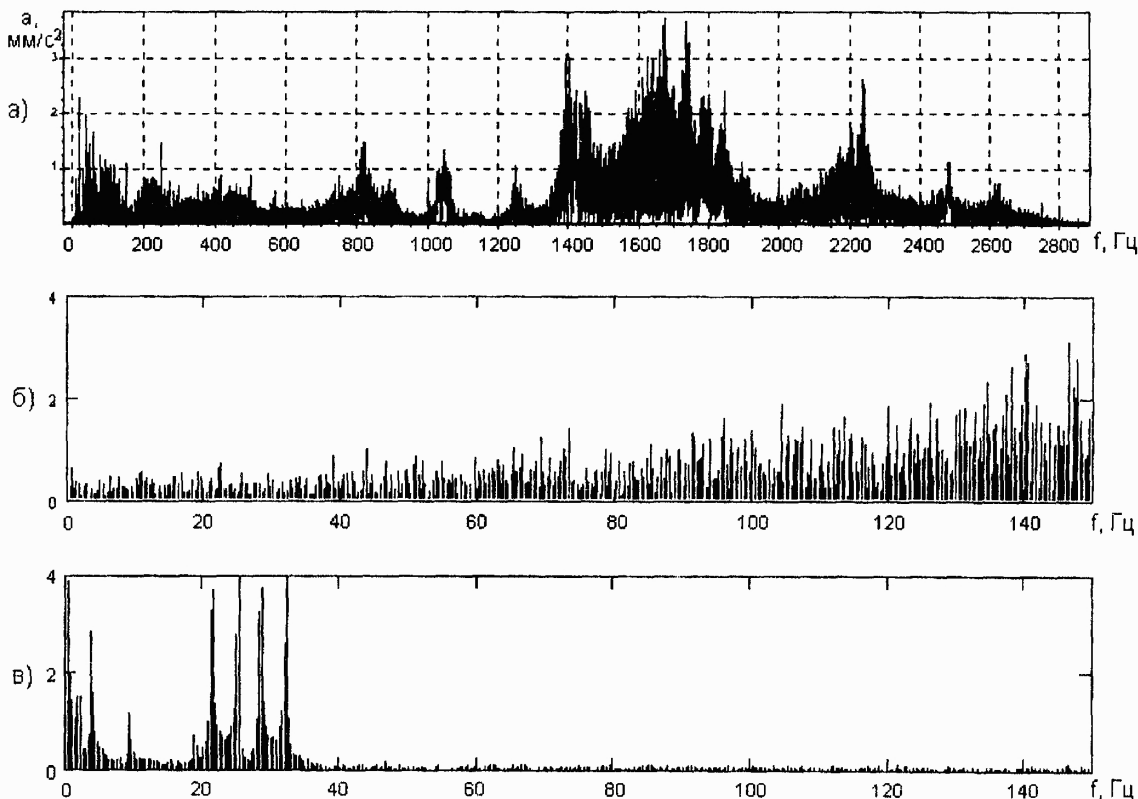


Рисунок 6 – Спектри коливань КНКТ: а, б – для виміряного сигналу; в – для модельованого сигналу

