

УДК 681.5.015.3:622.24.054.2

АНАЛІЗ ПОХИБОК ЧАСТОТНО-ІМПУЛЬСНОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ КРУТНОГО МОМЕНТУ НА СТОЛІ РОТОРА БУРОВИХ УСТАНОВОК З ДИЗЕЛЬНИМ СИЛОВИМ ПРИВОДОМ

© Бабчук С.М., 2003

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Розроблена методика експериментальної перевірки нестандартизованого каналу контролю енергетичних показників приводу ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. Встановлені джерела похибок і їх вплив на відносну погрішність контролю енергетичних показників приводу ротора. Показано, що максимальна відносна похибка розробленого каналу контролю не перевищує $\delta = 3.5\%$, що відповідає вимогам, щодо контролю енергетичних показників процесу буріння

Питання енергетичної безпеки України і завдання забезпечення народного господарства власною ресурсною базою нафти і газу є взаємопов'язаними [1]. Вирішення цих завдань вимагає збільшення обсягів бурових робіт і зменшення затрат на їх проведення. Однак, складні геологічні умови зумовлюють високу вартість буріння свердловин. В цих умовах суттєвого значення набуває розробка й впровадження нових високоефективних наукомістких технологій при контролі процесу буріння. Одним з важливих технологічних параметрів, який характеризує даний процес, є крутний момент на столі ротора [2]. Особливо актуально стоїть питання контролю крутного моменту на столі ротора для бурових установок з дизельним силовим приводом (БУ з ДСП) [3]. Якісний контроль крутного моменту на столі ротора бурової установки сприяє попередженню аварійних ситуацій, пов'язаних із залишенням озброєння або шарошок долота у вибої свердловини і зменшує витрати на проведення бурових робіт. Проте наявні на даний час механічні індикатори крутного моменту на столі ротора відрізняються надзвичайно низькою надійністю і точністю і не придатні для експлуатації в кліматичних умовах, які вимагають виконання первинного перетворювача по захищеності від впливу кліматичних факторів по ГОСТ 12997 – Д3, від впливу пилу і води по ГОСТ 14254 – IP55, від впливу вібрації по ГОСТ 12997 – N2 [4]. З метою вирішення даної наукової проблеми розроблений частотно-імпульсний метод опосередкованого контролю крутного моменту на столі ротора бурової установки з дизельним силовим приводом [5,6].

Метою досліджень, описаних в даній роботі, є аналіз похибок і встановлення величини зведеної похибки даного методу контролю крутного моменту на столі ротора.

Відомо [7], що нестандартизовані канали контролю автоматизованих систем керування технологічними процесами, як правило, перевіряються комплексно від давача до пульта оператора або персонального комп'ютера диспетчера в робочих умовах експлуатації засобів контролю. Проте, якщо експериментальний контроль метрологічних характеристик каналу контролю (КК) викликає технічні складності, допускається виключення давача з кола контролю і оцінювання загальної метрологічної характеристики КК експериментально-розрахунковим методом [7]. У варіанті, що розглядається, експериментальний контроль метрологічних характеристик КК з давачем на об'єкті контролю (на діючій буровій установці) вимагає зупинки бурових робіт, значних витрат на встановлення зразкової апаратури і її захисту від впливу зовнішнього середовища. Тому даний КК, за виключенням давача, доцільно перевіряти в лабораторних умовах.

На рис.1 зображена схема, яка враховує вплив похибок вимірювання на вихідну величину $y(t)$.

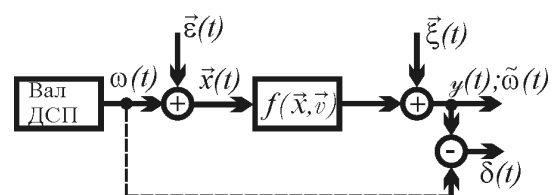


Рис. 1. Спрощена схема пристрою вимірювання миттєвих значень швидкості обертання вала ДСП $\omega(t)$

Проте, при вимірюванні $\omega(t)$ нас цікавить не вихідний процес $y(t)$, а процес $\omega(t)$, миттєві значення якого треба вимірювати. Тому задачею вимірювань є визначення процесу $\omega(t)$ по вихідному сигналу $y(t)$ і оператору $f(\bar{x}, \bar{v})$ з наступним порівнянням його значень з одиницею вимірювань.

Вплив похибок на вихідну величину описується такою системою рівнянь:

$$\begin{aligned} y &= f(\bar{x}, \bar{v}) + \xi, \\ \bar{x} &= \bar{\omega} + \bar{\varepsilon}, \\ \delta(t) &= y(t) - \omega(t), \end{aligned} \quad (1)$$

де $\delta(t)$ – похибка вимірювання; $y(t)$ – вихідна величина; $\bar{\omega}(t)$ – оцінка процесу; $\omega(t)$ – контрольований процес (швидкість обертання вала ДСП); $f(\bar{x}, \bar{v})$ – оператор перетворення процесу $\omega(t)$; $\xi(t)$ – адитивні похибки, властиві застосованому способу вимірювань; \bar{v} – невідомі параметри моделі об'єкту; $\bar{x}(t)$ – невідоме експериментатору значення вхідної координати, яка поступає на вхід об'єкту; $\bar{\varepsilon}(t)$ – перешкоди, джерелом яких є об'єкт вимірювань.

Всі випадкові величини вважаються нормально розподіленими з нульовими середніми незалежними від дискретного часу t і з постійними в часі дисперсіями [10].

Складові похибок $\delta_1(t), \delta_2(t), \dots, \delta_p(t)$ випадкового вектора $\vec{\delta}(t)$ вважаються незалежними між собою і від $\xi(t)$, їх дисперсії $D(\delta_i)$ невідомі.

Спостерігаються $\omega_i(t), y(t), t=1, 2, \dots, N; i=1, 2, \dots, p$.

Треба привести шуми на входах до виходу моделі. Для цього спочатку перепишемо систему рівнянь (1) у такому вигляді:

$$y(t) = \bar{v}^T \bar{x}(t) + \xi(t), \quad (2)$$

$$\bar{\omega}(t) = \bar{x}(t) + \vec{\delta}(t), \quad t=1, 2, \dots, N, \quad (3)$$

де t – дискретний час; $y(t)$ – результати вимірювання вихідної координати об'єкта; $\bar{v}^T = \{v_0, v_1, \dots, v_p\}$ – вектор невідомих параметрів, що оцінюється за

виборкою; $\bar{x}(t) = \{x_0(t), x_1(t), \dots, x_p(t)\}$ – вектор вхідних координат, що спостерігаються за допомогою вимірюваних приладів; $\xi(t)$ – випадкова послідовність, яка моделює неконтрольовані збурення в об'єкті і похибки вимірювання вихідної координати; $\bar{\omega}(t) = \{\omega_0(t), \omega_1(t), \dots, \omega_p(t)\}^T$ – вектор вимірюваних значень вхідних координат; $\vec{\delta}(t) = \{\delta_0(t), \delta_1(t), \dots, \delta_p(t)\}^T$ – випадковий вектор, який моделює похибки вимірювання вхідних координат; N – довжина вибірки.

У формулі (2) v_0 – вільний член, тому

$$v_0(t) = \omega_0(t) = 1; \quad \delta_0(t) = 0; \quad t=1, 2, \dots, N.$$

З врахуванням вищевказаного, із формул (2) і (3) отримаємо, що

$$y(t) = v_0 + \sum_{i=1}^p v_i \omega_i(t) - \sum_{i=1}^p v_i \delta_i(t) + \xi(t). \quad (4)$$

Якщо позначити

$$\eta(t) = \xi(t) - \sum_{i=1}^p v_i \delta_i(t), \quad (5)$$

то отримаємо, що

$$y(t) = v_0 + \sum_{i=1}^p v_i \omega_i(t) + \eta(t). \quad (6)$$

Шум $\eta(t)$, з врахуванням з початкових умов, має нормальний розподіл, а його дисперсія є такою:

$$D_\eta = D_\xi + \sum_{i=1}^p v_i^2 D(\delta_i). \quad (7)$$

Формула (7) відповідає звичайній схемі регресивного аналізу з еквівалентним шумом на виході $\eta(t)$. Оцінки \hat{v}_i можна отримати методом найменших квадратів за формулою

$$\hat{\bar{v}} = (\omega^T \omega)^{-1} \omega^T \bar{y}, \quad (8)$$

де $\bar{y}(t) = \{y(1), y(2), \dots, y(N)\}^T$; ω – матриця розмірності $N(p+1)$ виду

$$\omega = \begin{pmatrix} 1 & \omega_1(1) & \dots & \omega_p(1) \\ 1 & \omega_1(2) & \dots & \omega_p(2) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & \omega_1(N) & \dots & \omega_p(N) \end{pmatrix}.$$

Коваріаційна матриця оцінок \hat{U}_i дорівнює

$$\text{cov}_v = (\omega^T \omega)^{-1} D_\eta. \quad (9)$$

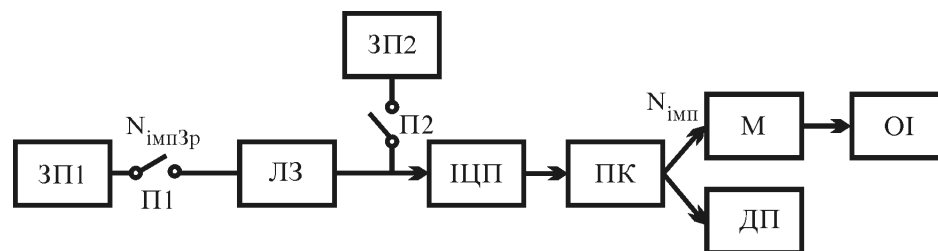
Із виразів (2) і (6) випливає, що регресії y на \bar{x} і $\bar{\omega}$ співпадають. А із виразів (7) і (9) випливає, що вплив похибки вимірювань за схемою, що зображена на рис. 1, полягає у збільшенні дисперсії шуму, що веде до відповідного погіршення точності оцінок параметрів \vec{b} .

Виходячи з [7], розроблено схему повірки KK енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП (рис.2), з якої було виключено частотний давач швидкості обертання вала на виході з групового дизельного приводу. Виключення давача з кола повірки KK дозволяє проводити повірку в лабораторних

умовах, що зменшує значні матеріальні витрати на неефективне використання бурового обладнання.

Оскільки з об'єкта контролю реально надто-дить тільки інформація про швидкість обертання (сумарна швидкість обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) або В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) групового приводу бурової установки і швидкість обертання стола ротора) у вигляді кількості імпульсів, по яких встановлюється непрямим методом, у відповідності з розробленими моделями крутний момент на столі ротора БУ з ДСП, то експериментально повірялась кількість імпульсів, відправлених із зразкового пристрою створення імпульсів з кількістю імпульсів отриманих і порохованих каналом контролю. Решта метрологічних характеристик оцінювалась розрахунково.

Вхідним сигналом KK при повірці в контрольованих точках діапазону є фіксовані значення зразкової кількості імпульсів, а вихідними даними є результати прийому і підрахунку цих імпульсів KK .



$N_{\text{імплЗр}}$ – кількість імпульсів, відправлених із зразкового пристрою імпульсів; $N_{\text{імпл}}$ – кількість імпульсів, отриманих і порохованих каналом контролю; ЗП1 – зразковий пристрій для створення визначеної кількості імпульсів вхідного сигналу; ЗП2 – зразковий пристрій для підрахунку кількості імпульсів вихідного сигналу; ЛЗ – лінія зв'язку; ІЦП – імпульсно-цифровий перетворювач (блок перетворення імпульсного сигналу в цифровий і передачі даних до ПК); ПК – персональний комп'ютер; М – монітор; ДП – друкуючий пристрій; П1, П2 – перемикачі

Рис. 2. Структурна схема повірки каналу контролю енергетичних показників приводу ротора БУ з ДСП

Структурна схема зразкового пристрою для створення визначеної кількості імпульсів вихідного сигналу ЗП1 для KK зображена на рис.2. Рекомендується приймати за достатнє співвідношення меж допустимих похибок зразкової апаратури і KK $\Delta_{kk} / \Delta_{зр} \geq 4$ – якщо для KK переважаючою є систематична складова похибки, або

$\Delta_{kk} / \Delta_{зр} \geq 5$ якщо для KK переважаючою є випадкова складова похибки.

Розроблений канал контролю може включати давачі швидкості обертання з вихідним імпульсним сигналом довільного виробника. Це збільшує його універсальність і можливість модернізації в подальшому. Розглянутий і досліджений в даній

роботі канал контролю зорієнтований на застосування давача швидкості обертання ДЧВ1, що може виготовлятися серійно українським виробником АТ “Промприлад” (м.Івано-Франківськ). Вихідний сигнал з такого давача змінюється від 0 до 150 імпульсів/с. Робочий діапазон контрольованої сумарної швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 (В2-450АВ-С2) або В2-450АВТ-С3 (В2-450АВТ-С2) групового приводу БУ становить 15-27об/с. Врахувавши вищевказане, зроблено робочий діапазон вихідних сигналів в межах від 75 до 135 імпульсів/с. Необхідно відмітити, що імпульсно-цифровий перетворювач може опрацювати до 255 імпульсів/с. Враховуючи, що в майбутньому допускається модернізація КК давачем з більшою кількістю вихідних імпульсів за 1 с, проведено метрологічний контроль даного параметра в діапазоні від 0 до 255 імпульсів/с.

Як зразкове джерело імпульсів (ЗПІ) використовується персональний комп’ютер марки DURON з тактовою частотою процесора 700 Мгц. Враховуючи, що максимальна частота вихідного досліджуваного сигналу 255 Гц $\Delta_{кк} / \Delta_{зр} \approx 2745$. Це свідчить, що вибір зразкового джерела імпульсів зроблено вірно.

Дослідження працездатності досліджуваного КК по передачі кількості імпульсів від давача до його обчислення приймальним персональним комп’ютером проводилося шляхом посилення із ЗПІ встановленої кількості імпульсів і зняття значення підрахованої кількості імпульсів на приймальному ПК досліджуваного КК.

Відправка заданої кількості імпульсів із ЗПІ здійснювалась за допомогою програми, написаної на мові програмування PASCAL із вкладенням в неї програми, написаної на мові програмування ASSEMBLER.

Згідно [7] КК з частотно-імпульсними, часово-імпульсними принципами перетворення повіряються в 5-10 точках діапазону контролю, рівномірно розподілених по діапазону контролю. Повірка здійснювалась в 11 точках досліджуваного діапазону (0-255 Гц) при температурі навколишнього середовища 20°C, відносній вологості 80%, атмосферному тиску 760 мм.рт.ст. В результаті встановлено, що зразкова кількість імпульсів, відправлених із ЗПІ, однакова з кількістю імпульсів, отриманих і порахованих каналом контролю, тобто дана частина КК не вносить похибки в загальну роботу КК.

Відносна методична похибка розробленого КК включає похибку узагальнення механічних характеристик $\delta_{узаг}$, які взяті з [8] і прийняті як зразкові.

Дана похибка не перевищує 1%.

Відносна методична похибка розробленого КК включає похибку апроксимації зразкової залежності потужності дизельних агрегатів типу В2-450 $\delta_{лінеарР}$, яка не перевищує 0.30%.

Відносна методична похибка розробленого КК включає також похибку апроксимації механічних характеристик дизельних агрегатів В2-450АВ-С3 та В2-450АВ-С2 $\delta_{лінеарМ}$, яка не перевищує 0.14%.

Відносна методична похибка теоретичного визначення крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП $\delta_{Мтеор}$ при сумарній швидкості обертання колінчастих валів дизельних агрегатів ДСП 1200 об/хв не перевищує 0.54%.

Відносна інструментальна похибка визначення зразкової характеристики потужності $\delta_{Рінстр}$ становить 0.30%.

Відносна інструментальна похибка визначення зразкових механічних характеристик $\delta_{Мінстр}$ становить 0.27%.

Відносна інструментальна похибка розробленого КК включає похибку створення імпульсів, максимальне значення якої не може перевищувати один імпульс. Оскільки один оберт в секунду – це 5 імпульсів, то відносна інструментальна похибка створення імпульсів розробленого КК $\delta_{\omega_{інстр}}$ знаходиться в межах від 0.38% до 0.67%. Приймаємо максимальне значення: $\pm 0.67\%$.

Максимальна відносна похибка контролю [9] параметрів знаходиться як сума загальної відносної методичної похибки і відносної інструментальної похибки, тобто:

$$\delta = \delta_{метод} + \delta_{інстр} ;$$

$$\delta_{метод} = \delta_{узаг} + \delta_{лінеарР} + \delta_{лінеарМ} + \delta_{Мтеор} ;$$

$$\delta_{інстр} = \delta_{Рінстр} + \delta_{Мінстр} + \delta_{\omega_{інстр}} .$$

Зробивши відповідні підстановки, знайдемо, що максимально можлива відносна похибка каналу контролю буде такою:

$$\delta = \pm[(1.00 + 0.30 + 0.14 + 0.54) + (0.30 + 0.27 + 0.67)]\% = \pm 3.22\%$$

Проведені метрологічні дослідження КК крутного моменту на столі ротора БУ з ДСП дозволяють стверджувати, що він відповідає вимогам, які ставляться до контролю даного енергетичного показника процесу буріння, про що

свідчить значення максимальної відносної похибки каналу контролю $\delta = 3.5\%$. Якісний контроль крутного моменту на столі ротора бурової установки дозволить не допускати аварійних ситуацій, які пов'язані із прихопленнями, обвалами стінок свердловин, залишенням озброєння або шарошок долота на вибої свердловини, а також сприятиме зменшенню затрат на проведення бурових робіт.

1. Петровський О.П., Кобрунов О.І., Ганженко Н.С., Мончак Л.С., Чебан В.Д., Бодлак П.М. Проблема прогнозування перспектив нафтогазоносності в Карпатському регіоні з позицій інтегральної інтерпретації комплексу геолого-геофізичних даних. // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2003. - №1. – С.8. 2. Семенцов Г.Н., Горбійчук М.І. Оптимальне адаптивне керування процесом буріння свердловин. // Нафтова і газова промисловість. – 2002, №2, С.18-20. 3. Батырбаев Э.М. Использование дизельных силовых приводов буровых установок // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 1996. - №8. – С.13-14. 4. Бабчук С.М. Модель моменту на валі ротора бурових установок з дизельним приводом // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів

паливно-енергетичного комплексу. – 2001. - №37. - С.72-92. 5. Семенцов Г.Н., Бабчук С.М. Метод визначення крутного моменту на столі ротора бурових установок з дизельним силовим приводом. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2003. - №1. – С.60-63. 6. Бабчук С.М. Метод контролю моменту на валі привода роторного стола бурових установок з дизельним приводом. // Вимірвальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. Хмельницький. – 2001р. – №1. – С.71-74. 7. Семенцов Г.Н., Горбійчук М.І. Методические указания к применению методов и средств поверки нестандартизированных измерительных информационных систем автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП) в нефтяной и газовой промышленности. – Ивано-Франковск: ИФИНГ, 1989. – 60с. 8. Дизель В2 (12Ч 15/18, 12ЧН 15/18) Описание и руководство по эксплуатации. В/О “Энергомашэкспорт” СССР. – М., Недра, 1980. – 253с. 9. Володарський С.Т., Кухарчук В.В., Поджаренко В.О., Сердюк Г.Б. Метрологічне за безпечення вимірювань і контролю: Навчальний посібник. – Вінниця: Велес, 2001. – 219с. 10. Цыпкин Я.З. Теория импульсных систем. – М.: Наука, 1977. – 414с.

УДК 543.271.3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ПЕРЕТВОРЮВАНЬ В ІНФРАЧЕРВОНИХ ГАЗОАНАЛІЗАТОРАХ ДЛЯ ЕКОЛОГІЧНОГО МОНІТОРІНГУ

© Приміський В.П., 2003

Український НДІ аналітичного приладобудування “Украналіт”, м. Київ

Розглянута математична модель інфрачервоного газоаналізатора з оптико-акустичним приймачем випромінювання. Проведено аналіз похибок вимірювань. Обґрунтована оптимальна структурна схема газоаналізатора

Вимоги міжнародних екологічних стандартів про інструментальний контроль викидів шкідливих газів в атмосферу привели до відповідних змін в основних природоохоронних законах України “Про охорону довкілля” і “Про охорону атмосферного повітря”, в яких чітко обумовлена необхідність фактично виміру рівня викидів промислових газів за допомогою відповідних приладів – газоаналізаторів. За допомогою останніх формуються автоматичні системи екологічного

моніторингу, як на рівні підприємств, так і міст регіонів. Найбільше поширення знайшли автоматичні газоаналізатори, що реалізують інфрачервоний метод газового аналізу [1,2,3.]. Метод полягає у вимірюванні величини інтенсивності інфрачервоного випромінювання, або поглинання його потоку досліджуваним газом при проходженні випромінювання через аналізовану газову суміш.

При моделюванні процесів, що відбуваються в