

УДК 622.24.058

Я.С. ГРИДЖУК

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

## МОДЕЛЮВАННЯ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В СЕРЕДОВИЩІ MAPLESIM

© Гриджук Я.С., 2011

*Висвітлено одну з проблем моделювання поздовжніх коливань бурильної колони. Запропоновано один із способів її вирішення шляхом комп'ютерного моделювання, який був реалізований за допомогою автоматизованої системи Maple.*

*In articles shined one of problems of modelling of longitudinal fluctuations of a boring column. One of ways of its decision by computer modelling that it is possible to realise by means of automated system Maple is offered.*

Складність динамічного аналізу бурильної колони (БК) полягає в неможливості точного аналітичного дослідження навіть якогось її ступеня (частини), оскільки динаміка, як правило, описується системами диференціальних чи диференціально-алгебраїчних рівнянь, які в загальному випадку є нелінійними, розв'язок яких аналітично одержати важко, а в деяких випадках практично неможливо. З іншого боку, саме складання рівнянь, що описують коливальні процеси бурильної колони з великим числом ступенів вільності, є дуже непростою процедурою. Це пов'язано з ростом складності виразів для кінематичних величин, що визначають положення, швидкості і прискорення елементів колони із збільшенням довжини кінематичних ланцюгів. Крім того, постійний ріст вимог до якості проектування БК приводить до необхідності побудови ускладнених динамічних моделей. З одного боку, це викликає збільшення числа ступенів вільності і, відповідно, приводить до згаданих вище проблем. З іншого боку, уточнюються і ускладнюються математичні моделі сил взаємодії елементів колони - бурильних труб (БТ) та обважнених бурильних труб (ОБТ). Нарешті, спостерігається тенденція до скорочення термінів, необхідних для динамічного дослідження БК. Тому, в силу описаних вище причин, можливості аналітичних методів дослідження динаміки БК різко обмежені і у сучасних умовах для розв'язання таких задач слід застосовувати спеціалізоване програмне забезпечення.

Сьогодні існує загальноприйнята тенденція, що вивчати динаміку механічних систем можна за допомогою комп'ютерного моделювання [1–4]. Але на відміну, наприклад, від розрахунку на міцність методом скінченних елементів, який давно ввійшов в практику інженерів-дослідників, динамічні розрахунки з використанням спеціалізованого програмного забезпечення внаслідок багатьох причин не стали необхідним атрибутом інженерного аналізу.

Для проектування й динамічного аналізу різноманітних систем автоматизованого керування протягом останнього часу почали широко використовувати спеціалізований пакет Simulink для моделювання динамічних і керованих систем [5], що входить до складу автоматизованої системи Maple. Пакет Maple Simulink (MapleSim) дає змогу суттєво скорочувати терміни проектування та аналізу, підвищувати якість розроблення моделей механічних систем і моделювання процесів, що відбуваються в цих системах.

За традиційним підходом до моделювання коливальних процесів БК, що використовувався до недавнього часу, спочатку створювалася математична модель (як правило, у вигляді структурної схеми), потім – програмна реалізація цієї моделі якою-небудь з універсальних мов програмування. При цьому неминуче виникало дублювання опису елементів системи і зв'язків між ними. У пакеті

MapleSim принципово змінено характер вимог до математичного забезпечення: для керування обчислювальним процесом розроблено графічні модулі, що використовуються для складання структурних схем частин БК. Цей програмний засіб поки що не одержав широкого поширення. Однак моделювання динаміки БК як механічної системи з багатьма степенями вільності за допомогою пакета MapleSim розкриває всі можливості цього програмного забезпечення [6, 7].

Одна з основних задач розрахунку механічних систем та конструкцій на коливання та вібрацію полягає у визначенні власних частот коливань та виявленні небезпечних (резонансних) частот. Для цього необхідно знати переміщення, швидкості, пришвидшення елементів бурильної колони та сили взаємодії між ними. Для бурильної колони, що складається з послідовно з'єднаних між собою БТ і ОБТ, найбільше підходять матричні методи. Поширена матрична форма методу динамічних жорсткостей та методу початкових параметрів. Ці алгоритми викладено у [8]. Найчастіше ці алгоритми використовуються для стрижневих систем з поперечними перерізами, перпендикулярними осі, а також з елементами, для яких можна визначити коефіцієнти будь-якої передавальної матриці. Найпростіше спряження можна здійснити для елементів, які є подібними і описуються однаковою кількістю параметрів (наприклад, дві бурильні труби). Для визначення частот власних коливань системи доволі ефективним є метод динамічних жорсткостей [9], за яким можна здійснити частотний аналіз складної механічної системи за відомих динамічних жорсткостей окремих її елементів.

Враховуючи основні положення та особливості цього методу, коротко викладемо порядок та принцип опису елементів БК, встановлення зв'язків між ними та послідовність обчислювального процесу. Розглянемо бурильну колону для буріння вертикальної свердловини роторним способом з компоновкою, яку наведено в табл. 1. Бурять долотом III-295,3 МЗ ГНУ-R77, навантаження на долото 250 кН, частота обертання долота 60 об/хв., густина бурового розчину 1300 кг/м<sup>3</sup>, проектна глибина свердловини 2000 м.

Таблиця 1

## Компоновка бурильної колони

Назва параметра	Колона БТ	Колона ОБТ
Марка труби	ТБПК-140	ОБТС-203
Маса труби, кг	370,8	2575,2
Маса труби, зануреної в буровий розчин, кг	328,5	2281,6
Довжина труби, м	12	12
Кількість труб	153	12
Кількість секцій	51	4
Загальна довжина труб, м	1836	144




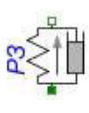






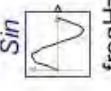
Для зручності проведення розрахунків бурильну колону по всій її довжині розбивають на секції, в кожній секції по три труби. Зображаючи кожну бурильну трубу, зазначають довжину та масу труби, зануреної в буровий розчин. Різьбові з'єднання (РЗ) бурильних труб моделюються гідромеханічними амортизаторами, для яких вказуються коефіцієнти жорсткості і демпфування. Верхня частина БК підвішується до бурової вишки (БВ) за допомогою талевої системи (ТС), для якої вказують масу її рухомих частин та коефіцієнт жорсткості. Взаємодію бурильної колони із обсадною колоною (ОК) зображають у вигляді елемента пари тертя (ЕТ), що є функцією відносною швидкості, двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху і тертя спокою. Реакцію вибою зображають у вигляді осьової динамічної сили  $\dot{F}_D$ , причому одночасно для трьох складових навантаження на долото (Д): зубкової  $\dot{F}_Z$ , частота зміни якої відповідає частоті проникнення зубців шарошок долота в породу (зубкова частота), ґрунтової  $\dot{F}_Г$ , частота зміни якої відповідає частоті

коливання долота при перекочуванні по нерівному вибою (грунтова частота) та насосної  $\dot{F}_H$ , яка змінюється відповідно до пульсації бурового розчину при прокачуванні його насосами по стволу БК (насосна частота). Закон зміни осьової сили згідно з [10, 11] приймається періодичним.

Після цього на побудованій моделі БК вказують перерізи, в яких необхідно визначити кінематичні та силові фактори. На рис. 1 як такі перерізи зазначено різьбові з'єднання для секцій БТ і ОБТ. Результатом розрахунку є закони переміщення, швидкості, пришвидшення поздовжніх коливань, а також зміни осьової сили в різьбових з'єднаннях БК. На рис. 2 і 3 проілюстровано закони зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань бурильної колони в перерізах №3 і №5б. За потреби для визначення частотного складу кожної з віброграм чи побудови амплітудно-частотних характеристик можна скористатися методами спектральної обробки, які можна легко реалізувати за допомогою тієї ж таки автоматизованої системи Maple.

Таблиця 2

**Характеристика елементів, якими описується динамічна модель колони**

Назва елемента моделі	Позначення	Характеристика елемента
Бурова вишка		Нерухомий елемент механічної системи $x_0 = 0; \dot{x}_0 = 0.$
Обсадна колона		
Підвіска талевої системи		Пружний елемент $F = c(x - x_0); c$ – коефіцієнт жорсткості.
Різьбове з'єднання бурильних труб		Елемент, що складається з пружини та амортизатора, з'єднаних паралельно. $F = c(x - x_0) + a \dot{x};$ $c$ – жорсткість, $a$ – коефіцієнт демпфування.
Рухомі частини талевої системи		
Бурильна труба		
Обважена бурильна труба		
Долото		
Елемент тертя пари "обсадна – бурильна колона"		Поступальний елемент тертя в контактi між обсадною та бурильною колонами. Тертя є функцією відносної швидкості двох поверхонь і апроксимує суму тертя руху і тертя спокою. $F_{mp} = \dot{x} \cdot f + \text{signum}(\dot{x}) \cdot F_C;$ $f$ – коефіцієнт в'язкого тертя, $F_C$ – сила тертя спокою.
Осьова сила		Елемент, який позначає осьову динамічну силу $\dot{F}_D$ у вигляді зубкової, ґрунтової і насосної складових.
Характеристика зміни осьової сили		Гармонічний закон: $F = F_0 \sin(2\pi f \cdot t);$ $F_0$ – амплітудне значення осьового навантаження; $f$ – частота зміни навантаження.

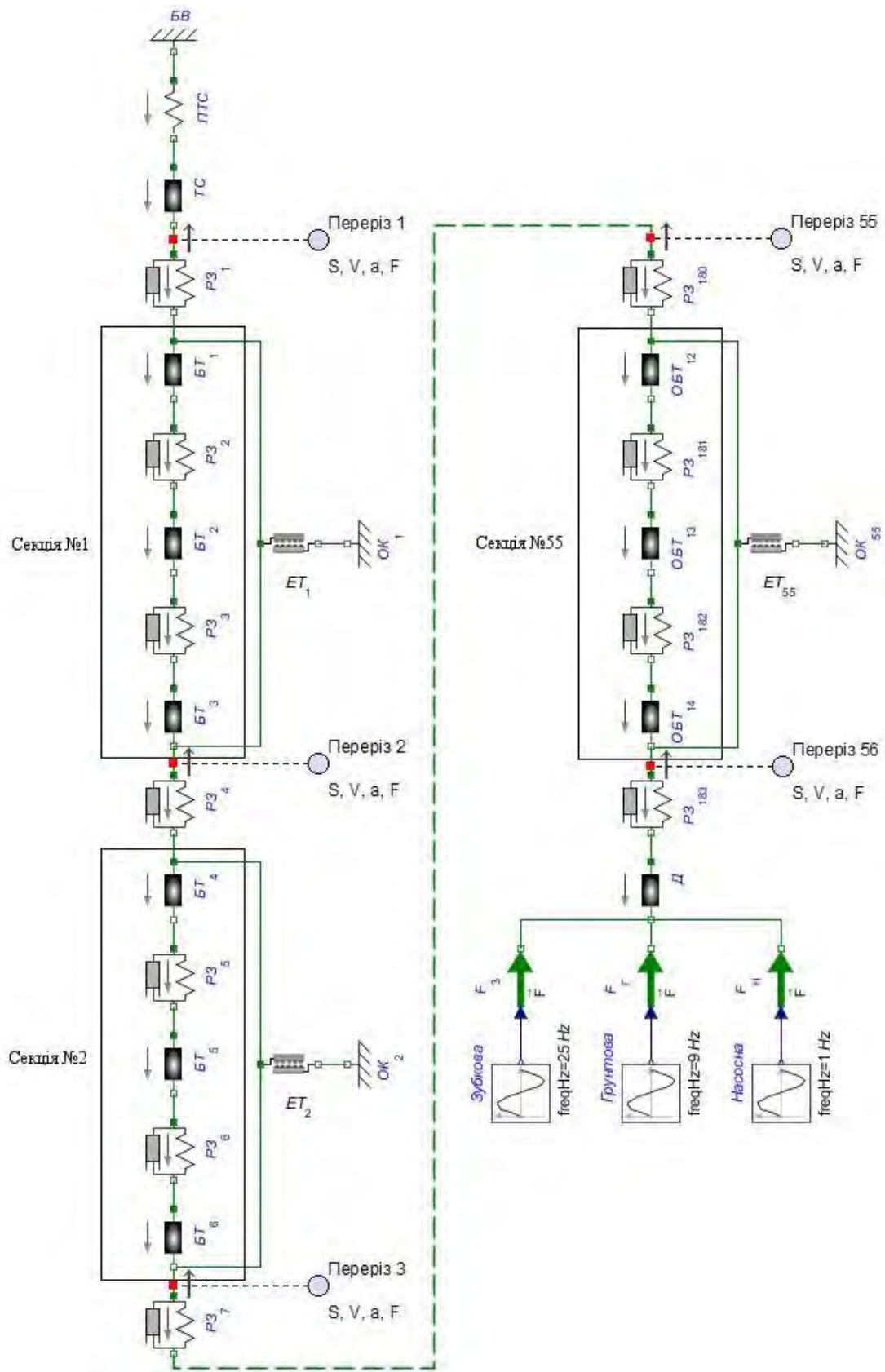


Рис. 1. Динамічна модель бурової колони для дослідження поздовжніх коливань, побудована в середовищі MapleSim

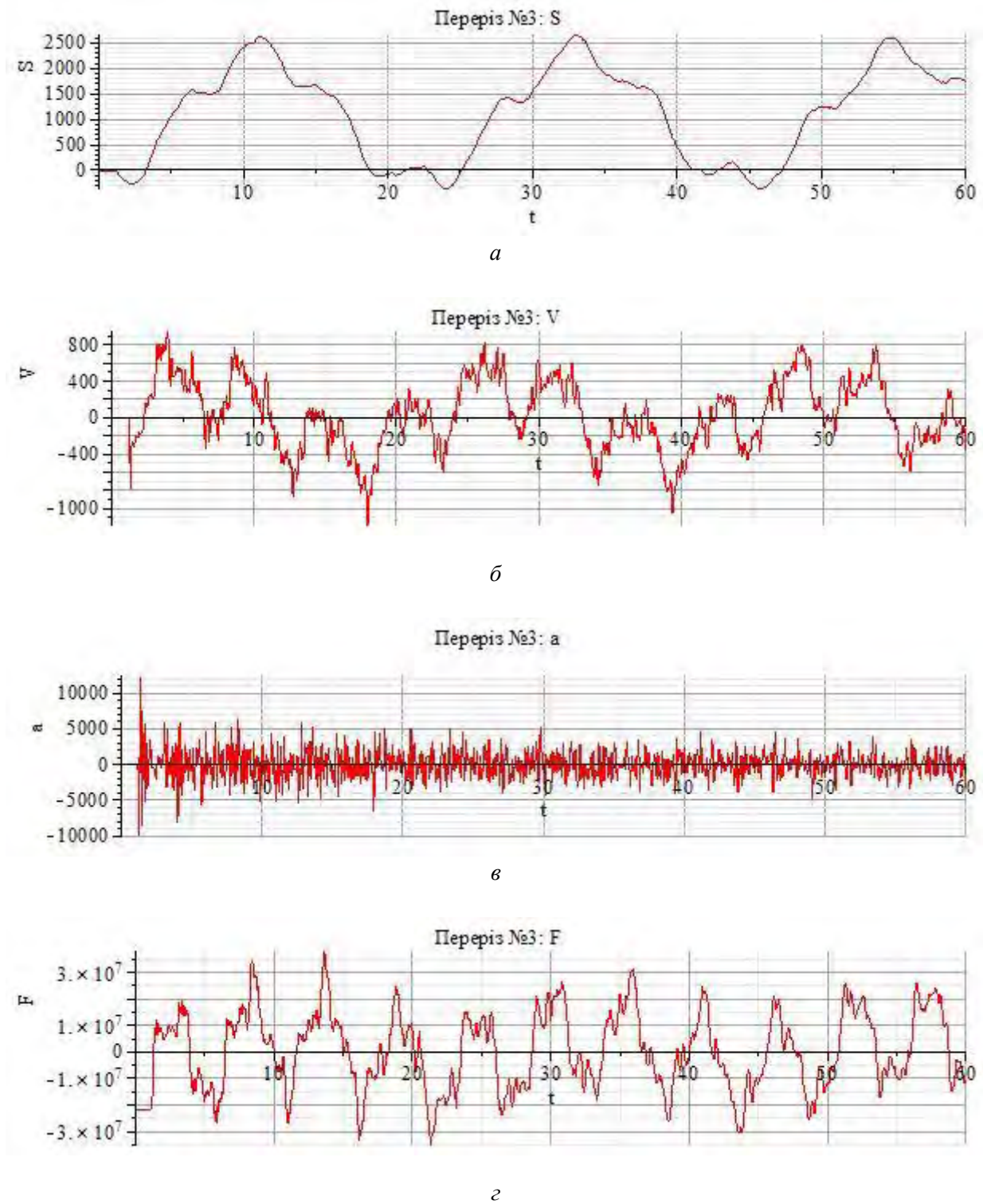
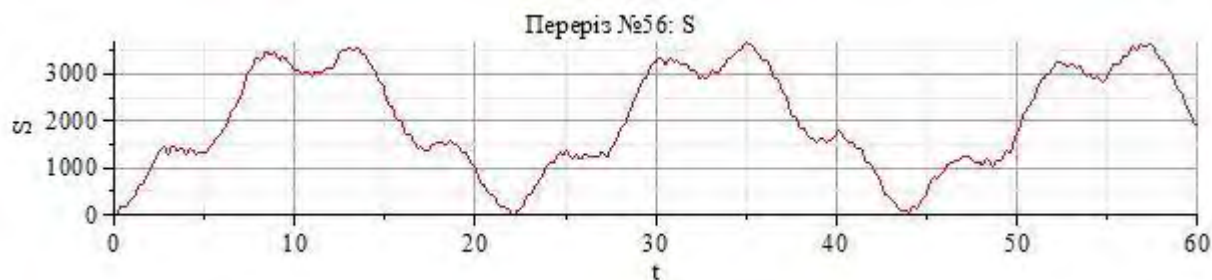
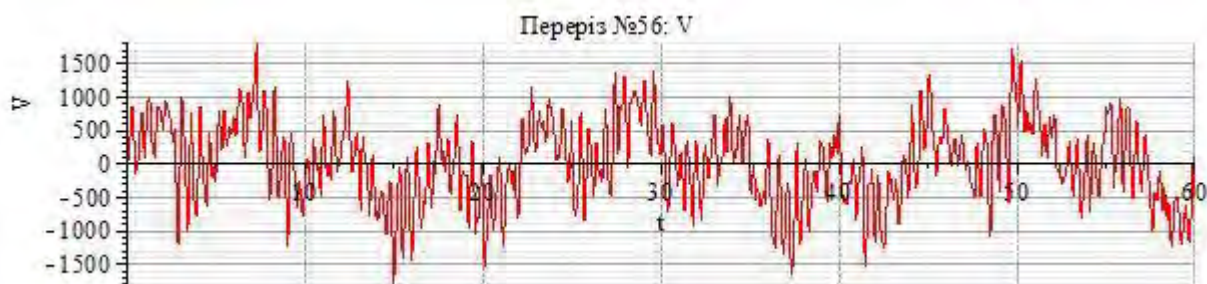


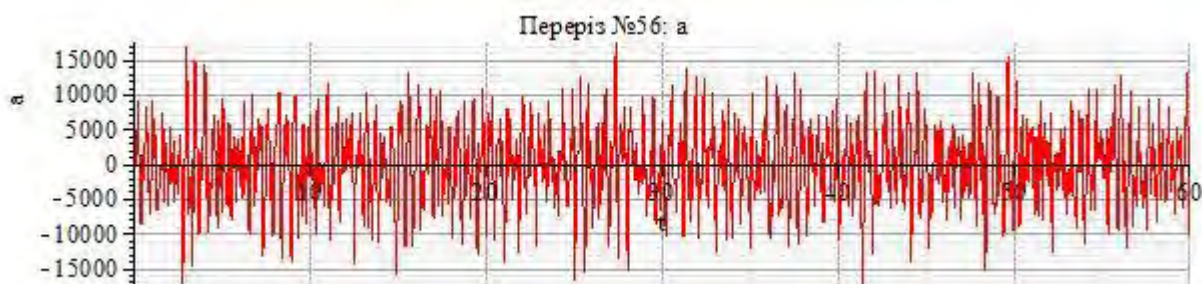
Рис. 2. Закони зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань бурильної колони в перерізі №3: а – переміщення; б – швидкості; в – прискорення; г – осьової сили



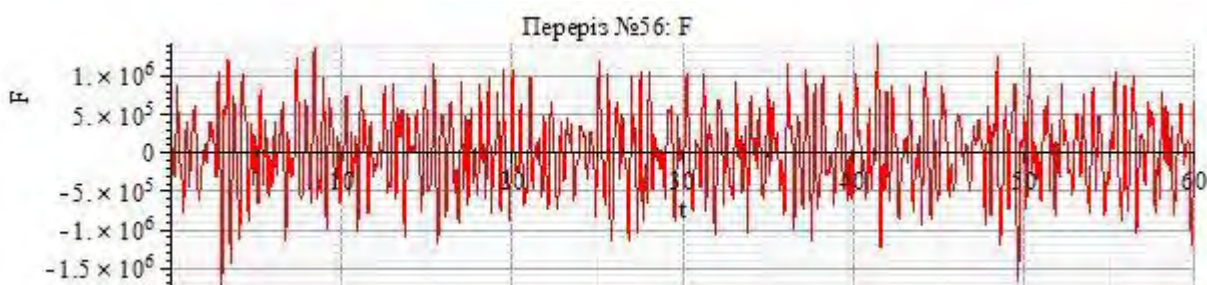
a



б



в



г

Рис. 3. Закони зміни кінематичних та силових характеристик поздовжніх коливань бурильної колони в перерізі №56:  
а – переміщення; б – швидкості; в – прискорення; г – осьової сили

Будуючи аналогічно кінематичні та силові характеристики для будь-яких інших перерізів БК, можна провести порівняльний аналіз та з'ясувати зв'язок між відповідними характеристиками верхньої та нижньої частини бурильної колони у вигляді кінематичних та силових передавальних функцій. Такий метод дослідження може бути доволі ефективним при визначенні динамічних

навантажень та спричинених ними втомних напружень, що виникають у різьбових з'єднаннях труб, які, як показує практика буріння, є найбільш уразливими місцями бурильної колони. Під час пікових віброударних навантажень різьбові з'єднання вимагають особливої уваги, оскільки значною мірою від них залежить довговічність всієї колони.

1. Андреев Ю.М. Разработка аналитических компьютерных методов анализа та синтезу динаміки машин. – Рукопис: Дис. ... д-ра техн. наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Харків: Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, 2008. 2. Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование. – М.: Логос, 2003. – 357 с. 3. Голоскоков Д.П. Уравнения математической физики. Решение задач в системе MAPLE.- Санкт-Петербург: Изд-во Питер, 2004. – 352 с. 4. Советов В.Я. Моделирование систем: Практикум. – М.: Высшая школа, 2003. – 295 с. 5. Пантелеев А.В., Бортакровский А.С. Теория управления в примерах и задачах. – М.: Высшая школа, 2003. – 583 с. 6. Поршнев С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB. – М.: Горячая линия – Телеком, 2003. – 592 с. 7. Redfern M., Betounes D. Mathematical Computing: An Introduction in Programming Using Maple. – Hattiesburg: Springer-Verlag, 2002, 420 pp. 8. Зеленцов Б.П. Матричный анализ сложных систем. – Новосибирск: Наука, 1972. – 146 с. 9. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Бюргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. 10. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 263 с. 11. Симонов В.В., Выскребцов В.Г. Работа шарошечных долот и их совершенствование. – М.: Недра, 1975. – 240 с.