**Харун Віктор Романович. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок. : Дис... канд. наук: 05.05.12 – 2005**

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| **Харун В.Р. “Обгрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок”.**– Рукопис.Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2004.Дисертаційна робота присвячена раціональному вибору геометричних, кінематичних, масових та силових характеристик виконавчого механізму двоплечих верстатів-качалок. В роботі вирішуються задачі покращення роботи приводу свердловинної штангової глибинонасосної установки в умовах експлуатації свердловини при нестаціонарності навантаження, викликаного можливою зміною параметрів газорідинної суміші, що видобувається з свердловини.Розроблено математичну модель СШНУ, яка дозволяє проводити синтез геометричних параметрів виконавчого механізму, розраховувати його кінематичні параметри та проводити оцінку зміни навантаженості вузлів верстата-качалки, моделюючи наявність газу в циліндрі глибинного насосу та витікання в його прийомній та нагнітальній частинах.Вдосконалено методику розрахунку необхідної ваги противаг для кривошипного, балансирного та комбінованого типів зрівноважування.Розроблено та виготовлено експериментальну установку та інформаційно-вимірювальну систему, оснащену необхідними давачами та аналого-цифровим пристроєм, яка дозволяє проводити моделювання навантаження виконавчого механізму та записувати результати експериментів безпосередньо на ПЕОМ. |

 |
|

|  |
| --- |
| 1. Розроблена математична модель СШНУ дозволяє проводити розрахунок кінематичних та силових параметрів виконавчого механізму двоплечого верстата-качалки, моделюючи навантаження точки підвіски штанг з врахуванням технічного стану глибинного насосу. Це дозволяє зменшити металоємність обладнання при розробці нових конструкцій верстатів-качалок, оскільки існуючі установки працюють із не виправдано-високим коефіцієнтом запасу міцності, недовантаженість їх сягає 40% і вище. Даний стан пояснюється використанням спрощених методик розрахунку, які не враховують ряд параметрів наземного та глибинного обладнання. Математична модель СШНУ при використанні в системах діагностики та управління режимами верстата-качалки, дозволить підвищити рівень визначення технічного стану глибинного насосу, а саме: втрати ходу плунжера, наявності газу та витікань в нагнітальній і прийомній частинах насосу, діючі максимальні статичні та динамічні навантаження, густину газорідинної суміші та її рівень за трубами НКТ.
2. Розроблена методика вибору раціональних параметрів виконавчого механізму верстата-качалки дозволяє розраховувати довжини ланок по заданій швидкості точки підвіски штанг та аналізувати якість виконання схеми користуючись кутами дезаксіалу та тиску. Дана методика дозволила встановити, що при розробці нових конструкцій виконавчого механізму слід надати перевагу схемі з додатнім дезаксіалом, оскільки вона забезпечує дію найменших навантажень: крутних моментів – до 20%, реакцій в опорах валів редуктора верстата-качалки – до 50%, при зменшенні розміру кривошипа (найважчої ланки виконавчого механізму) – до 20% в порівнянні з аксіальною та схемою з від’ємним дезаксіалом. В схемі двоплечого верстата-качалки з додатнім дезаксіалом можна досягти зменшення значення максимальної швидкості та прискорення точки підвіски штанг на 11% для ходу штанг вгору та на 14% для їх ходу вниз в порівнянні з існуючими конструкціями, що забезпечує зменшення динамічних навантажень на штанги, та кращі умови роботи глибинного насосу;
3. Визначено вплив геометричних, масових та експлуатаційних характеристик СШНУ на крутний момент кривошипа. Так перевищення довжини заднього плеча балансира по відношенні до переднього на 40% приводить до зростання розмірів кривошипа на 38% та координати розміщення осі кривошипа на 42%, при цьому погіршуються кінематичні характеристики – зростає швидкість та прискорення точки підвіски штанг та збільшуються максимуми крутного моменту кривошипа: додатного – на 9%, від’ємного – на 80%. Для аналізу технічного стану обладнання свердловинної штангової насосної установки зручніше використовувати механічні характеристики – залежність крутного моменту кривошипа та реакцій, що діють в його опорах від кута повороту кривошипа, оскільки вони дозволяють більш повно характеризувати навантаження глибинного та наземного обладнання.
4. Проведено аналіз методів виконання зрівноважування верстатів-качалок в умовах експлуатації свердловин. Встановлено, що розповсюджений на практиці, метод зрівноважування за показами максимальних значень струму електродвигуна, визначених допомогою амперкліщів, не дозволяє виконати якісне зрівноважування СШНУ в свердловинах з швидкою зміною параметрів рідини (високим припливом рідини з нафтового пласту та великою загазованістю). Через недосконалість методики процес виконання зрівноважування може тривати від кількох годин до кількох діб. Розроблена методика розрахунку необхідної ваги противаг та відстані їх розміщення з врахуванням параметрів глибинного обладнання, впроваджена в НГВУ “Долинанафтогаз”, дозволяє встановити раціональне місце розміщення противаг, ще до виконання процесу зрівноважування. Виконання розрахунків по діючих навантаженнях (динамограмі) сприяє зменшенню максимального крутного моменту кривошипа на 20% - 50%, проводити постійний контроль його значення в процесі експлуатації.
5. Розроблена експериментальна установка та навантажувальний пристрій дозволяють проводити моделювання процесу навантаження виконавчого механізму СШНУ з отриманням інформації про кінематичні та силові характеристики безпосередньо на ПЕОМ. Інформаційно-вимірювальна система має можливість контролювати та проводити запис результатів вимірювань зусилля, що діє в точці підвіски, на шатуні, крутного моменту двигуна та кутової швидкості кривошипа. Це дозволяє проводити випробовування приводів штангових глибинних насосів при різному співвідношенні геометричних параметрів виконавчого механізму і виконувати порівняльну оцінку для вибору кращого варіанту. Схема пристрою для компенсації від’ємної частини крутного моменту кривошипа дозволяє уникнути зміни знаку цієї механічної характеристики, що усуває виникнення реверсу в зубчатих передачах редуктора. Застосування цього пристрою буде сприяти зменшенню амплітуди крутного моменту кривошипного вала, що приведе до зменшення споживання електроенергії привідним двигуном.
 |

 |