

622.276.53(043)
П 58

Міністерство освіти і науки України

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПОПОВИЧ ВАСИЛЬ ЯРОСЛАВОВИЧ

УДК 622.276.53-886

П 58

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ВЕРСТАТІВ-ГОЙДАЛОК**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

**Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук**

Івано-Франківськ – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі „Механіка машин” в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.



Науковий керівник: доктор технічних наук, професор, академік НАН України
Крижанівський Євстахій Іванович,
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, ректор

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Яким Роман Степанович,
Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка, професор кафедри машинознавства та основ технологій,
м. Дрогобич

доктор технічних наук, професор
Харченко Євген Валентинович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
завідувач кафедри опору матеріалів,
м. Львів;

Захист відбудеться «19» листопада 2015 р. о 10⁰⁰ год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 при Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою:
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15

З рукописом дисертації можна ознайомитись у бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15)

Автореферат розісланий «16» жовтня 2015 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради

Пилипів Л.Д.



an2549

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Аналіз виконаних науково-дослідних робіт, вивчення принципів схем і конструкцій виконавчих механізмів привода штангової насосної установки, а також умов їх експлуатації показали, що ефективна робота верстата-гойдалки у першу чергу залежить від належного стану вузлів важільного механізму.

Під час проведення досліджень просторовий шестиланковий важільний механізм привода верстата-гойдалки розглядався дещо спрощено, як плоский чотириланковий. За даної постановки завдання неможливо врахувати реальний перерозподіл сил між ланками просторового механізму від зовнішнього навантаження і вплив локальних зазорів в окремих з'єднаннях, що появляються у процесі зношування, на положення ланок у просторі.

Дисертаційні дослідження які присвячені удосконаленню методів підвищення ефективності експлуатації обладнання насосних штангових установок з урахуванням реальних додаткових навантажень у вузлах та ланках механізму верстата-гойдалки, що виникають від конструктивних похибок та зношування в процесі експлуатації, а це дасть можливість уникнути перевантажень і руйнувань деталей та вузлів і підвищити довговічність привода штангової насосної установки, - є актуальними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась за особистою участю автора, як виконавця, на кафедрі механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу відповідно до плану наступних науково-дослідних робіт:

- держбюджетна Д2-07-П «Дослідження нових методів визначення фактичних фізико-механічних властивостей металоконструкцій тривалої експлуатації неруйнівними методами» (№ держреєстрації 0107U001559);

- держбюджетна Д9-15-П «Розроблення методології оцінювання ризиків для населення та навколишнього середовища робіт, пов'язаних з розробкою покладів нетрадиційного газу» (№ держреєстрації 0115U002277).

Метою дисертаційної роботи є вирішення актуального науково-прикладного завдання удосконалення методів підвищення ефективності експлуатації обладнання для видобування нафти, зокрема насосних штангових установок.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз конструкцій та особливостей експлуатації верстатів-гойдалок і навантажень, що виникають у ланках механізму та їх з'єднаннях;

- виконати теоретичні дослідження з метою розроблення способів і методів забезпечення ефективної експлуатації привода верстатів-гойдалок (дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму на деформацію і переміщення його ланок, кінематичний і силовий аналізи, удосконалення структурних схем і конструкцій);

- розробити та виготовити дослідно-експериментальний взірць системи діагностування технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки;

- провести експериментальні дослідження з метою визначення змінення деформації шатунів за часом і величиною внаслідок динамічних похибок важільного

an 2548 - an 2549

механізму верстата-гойдалки;

- провести промислову апробацію виготовленої системи діагностування технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки.

Об'єктом досліджень є процес експлуатації свердловинної штангової насосної установки (СШНУ).

Предметом дослідження є методи та засоби підвищення ефективної експлуатації виконавчого механізму верстата-гойдалки

Положення, що захищаються:

1. Оцінювання впливу динамічних похибок на деформацію та переміщення ланок важільного механізму верстата-гойдалки, що досліджується, як просторовий шестиланковий механізм.

2. Залежності зміни значень сили пружної деформації і моменту кручення шатунів від похибки розміщення гілок кривошипа.

Методи дослідження. Для вирішення поставлених завдань і досягнення мети в дисертації використано методи:

- векторної алгебри для визначення положення ланок важільного механізму і сил пружної деформації шатунів, що виникають внаслідок похибок виготовлення виконавчого механізму;

- теорії механізмів і машин для розроблення структурних схем і конструкцій верстатів-гойдалок без надлишкових зв'язків;

- кінетостатики у векторній формі для проведення кінематичного та силового аналізу виконавчого механізму верстата-гойдалки;

- тензометрії для визначення деформації шатунів під час роботи верстата-гойдалки.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у поглибленні та розвитку теоретичних і експериментальних основ дослідження в напрямку вдосконалення конструктивних і експлуатаційних характеристик верстатів-гойдалок. Наукова новизна визначається такими положеннями:

1. Вперше запропоновано під час дослідження важільного механізму верстата-гойдалки розглядати його як просторовий шестиланковий механізм, що дає змогу підвищити точність оцінки динамічних похибок і визначити їх вплив на деформацію та переміщення ланок.

2. Вперше одержано аналітичну залежність для розрахунку значень сили пружної деформації і моменту кручення шатунів залежно від похибки розміщення гілок кривошипа.

3. Удосконалено методологію кінематичного і силового розрахунку важільного механізму верстата-гойдалки, що дає можливість зменшити навантаженість окремих вузлів і деталей механізму і, як наслідок, зменшити енергоспоживання приводних двигунів у різних умовах експлуатації СШНУ.

4. Знайшла подальший розвиток система діагностування технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки, яка забезпечує синхронне вимірювання та реєстрацію інформаційних сигналів від давачів деформації, розміщених на шатунах.

Практичне значення одержаних результатів. Використання розробленої системи діагностування технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки

забезпечує збільшення ресурсу безаварійної експлуатації СШНУ при менших затратах електроенергії.

Результати досліджень, викладених у дисертаційній роботі, можуть бути використані на заводах нафтогазового обладнання під час проектування нових та вдосконалення існуючих схем верстатів-гойдалок; нафтовидобувними підприємствами, з метою зменшення витрат на експлуатацію внаслідок підвищення ресурсу обладнання СШНУ; у системах діагностування та керування СШНУ для розрахунку кінематичних і силових параметрів верстата-гойдалки; у навчальному процесі під час вивчення дисциплін «Обладнання для видобування нафти і газу», «Обладнання нафтових і газових промислів», «Видобування нафти і газу» та виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи одержані автором самостійно. Зокрема, в опублікованих у співавторстві роботах здобувачем:

- проведено дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-гойдалки на деформацію і переміщення його ланок [1];

- запропоновано формули для визначення навантаження, що діє в точці підвищення штанг верстата-гойдалки з урахуванням характеристик наземного і глибинного обладнання, визначено вплив геометричних параметрів виконавчого механізму на динамічну складову навантаження [2];

- проаналізовано ефективність завантаження електродвигунів привода верстатів-гойдалок, що використовуються на нафтовидобувних підприємствах Західної України, та запропоновано формулу для визначення необхідної потужності електродвигуна [3];

- проведено аналіз структурних схем виконавчих механізмів верстатів-гойдалок і запропоновано варіанти структурних схем і конструкцій без надлишкових зв'язків [4,8,9];

- розроблено алгоритм для проведення кінематичного аналізу виконавчого механізму одноплечого верстата-гойдалки і надано рекомендації, які необхідно врахувати під час розроблення нових схем верстатів-гойдалок [5,10];

- удосконалено методи оцінювання напружено-деформованого стану шатуна верстата-гойдалки [6];

- проведено аналіз експлуатаційної довговічності вузла з'єднання шатуна з кривошипом та рекомендовано необхідні значення моменту затяжки корончатої гайки для різних варіантів конструкції колони штанг і діаметра плунжера насоса [7];

- розроблено алгоритм для проведення кінематичного і силового аналізу просторового шестиланкового важільного механізму привода верстата-гойдалки [11];

- розроблено систему діагностування технічного стану верстата-гойдалки та проведено експериментальні дослідження для оцінки точності теоретичних розрахунків, визначення деформацій в шатунах та їх зв'язок з динамічними похибками виконавчого механізму верстата-гойдалки.

Апробація результатів роботи. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних конференціях, зокрема: міжнародній науково-технічній конференції „ІФНТУНГ-40” «Ресурсозберігаючі

технології в нафтогазовій енергетиці», м. Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р.; 4-тій міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика 2015», м. Івано-Франківськ, 21-24 квітня 2015р та на розширеному науковому семінарі кафедри нафтогазового обладнання 26 червня 2015 року.

Публікації результатів досліджень. За темою дисертаційної роботи опубліковано 11 друкованих праць, з них 1 – зарубіжна публікація, 7 – статті у фахових наукових виданнях, затверджених МОН України, 1 деклараційний патент на корисну модель, 2 – тези доповідей на міжнародних науково-технічних конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Дисертація викладена на 109 сторінках. Окрім того робота проілюстрована 60 рисунками, включає 4 таблиці, список використаних джерел із 103 найменувань і 2 додатків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, наведено загальну характеристику роботи, сформульовано її мету й основні завдання досліджень. Викладено наукову новизну, практичне значення одержаних результатів досліджень, наведено відомості про особистий внесок здобувача та апробацію результатів дисертаційних досліджень.

У першому розділі розглянуто особливості експлуатації верстатів-гойдалок. Зазначено, що на вузли верстата-гойдалки діють різні за величиною і напрямком статичні та динамічні зусилля, які суттєво змінюються за один цикл роботи механізму. Варто зазначити, що саме в момент зміни напрямку руху штанг сила опору на вихідній ланці перетворюється в рушійну силу і навпаки, що створює додаткові навантаження у кінематичних парах. Негативну дію ударів у кінематичних парах можна знизити за рахунок удосконалення кінематичної схеми важільного механізму та конструкції верстата-гойдалки, її деталей та вузлів.

Аналіз характеристик наземного та глибинного обладнання показав вплив режимів роботи на ефективність використання потужності електродвигуна і на характер і рівень навантажень ланок, та реакцій в кінематичних парах виконавчого механізму.

Проведений структурний аналіз кінематичних схем виконавчих механізмів верстатів-гойдалок показав наявність надлишкових зв'язків. Похибки геометричних розмірів ланок і неспіввісність кінематичних пар перетворюють механізми з надлишковими зв'язками в жорсткі системи. Рух такого механізму можливий тільки за рахунок зазорів у кінематичних парах і деформацій ланок. Це призводить до виникнення додаткових навантажень, ударів у кінематичних парах, шуму і, як наслідок, до зменшення довговічності вузлів механізму. Окрім того, за наявності зазору виникають удари в кінематичних парах під час зміни напрямку руху вихідної ланки.

Вагомий внесок у розвитку теоретичних основ методів та способів підвищення ефективності експлуатації верстатів-гойдалок внесли відомі вчені: Аливєрдицаде

К.С., Вірновський А.С., Молчанов Г.В., Дреготеску Н.Д., Чичеров Л.Г, Міщенко І.Т., Адонін А.Н., Рабінович А.М., Гольдштейн Є.І., Гусейнов М.А., Кожевников С.Н., Крижанівський Є.І., Малько Б.Д., Копей Б.В., Бойко В.С., та ін. У своїх дослідженнях автори розглядали просторовий шестиланковий важільний механізм привода верстата-гойдалки дещо спрощено, як плоский чотириланковий. За даної постановки завдання неможливо врахувати реальний перерозподіл сил між ланками просторового механізму від зовнішнього навантаження і вплив локальних зазорів в окремих з'єднаннях, що виникають у процесі зношування, на положення ланок у просторі.

На основі проведеного аналізу сформульовано основні завдання, які необхідно вирішити в ході виконання дисертаційної роботи.

У **другому розділі** проведено дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-гойдалки на деформацію і переміщення його ланок.

Відомо, що ланки механізму рухаються із деякими відхиленнями або похибками від теоретично розрахованого руху. Одна з причин виникнення похибок криється у технології виготовлення ланок механізму і зумовлена похибками вимірювальних і робочих інструментів, похибками верстатного обладнання, на якому обробляються ланки. Друга причина – деформація ланок механізму під дією зовнішніх навантажень, зношування деталей, що появляються у процесі роботи машин. Такі похибки називають динамічними похибками механізму.

Візуальний огляд ланок виконавчого механізму показав, що в місці з'єднання шатуна з кривошипом спостерігається зношування отвору, в якому знаходиться втулка кривошипа (рис. 1, а). Подальша експлуатація такого вузла може призвести до руйнування стінки між сусідніми отворами (рис. 1, б).



а)



б)

Рисунок 1 - Вузол з'єднання шатуна з кривошипом після експлуатації

Для дослідження положень ланок просторового шестиланкового кривошипно-коромислового механізму складено алгоритм з використанням методу замкнутого векторного контуру, який дає змогу проводити розрахунок параметрів на ПЕОМ.

Умовою оптимального навантаження ланок виконавчого важільного механізму є паралельне положення між собою шатунів і гілок кривошипа. За таких умов

обидва шатуни та гілки кривошипа будуть сприймати однакове навантаження. Положення ланок у просторі, у зазначений момент часу, будуть визначати кути α , β , γ , які вони утворюють відповідно з осями просторової системи координат xuz , а положення кривошипа - кути φ і φ' (рис 2). Осі шарнірів, якими з'єднані шатуни з кривошипом, паралельні до осі x . Тому шатуни завжди займатимуть перпендикулярне положення до осі абсцис ($\alpha_2 = \alpha_3 = 90^\circ$), за умови, що $\varphi = \varphi'$.

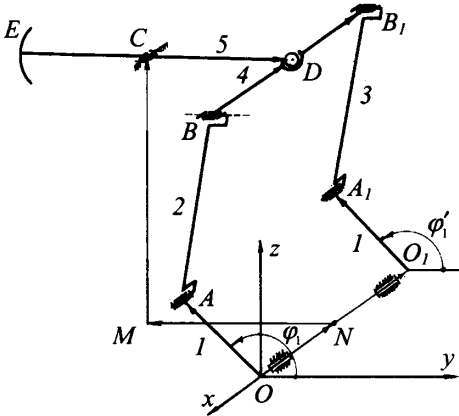


Рисунок 2 – Кінематична схема верстата-гойдалки

Досліджено, який вплив буде мати похибка взаємного розміщення гілок кривошипа $\Delta\varphi = \varphi - \varphi'$ на положення шатунів під час роботи верстата-гойдалки. Розрахунки проводились для значень похибки $\Delta\varphi = 0^\circ, 1^\circ, 2^\circ$ та 3° .

Встановлено, що поява похибки призводить до відхилення шатунів від вертикалі (рис.3) та до зміни взаємного розміщення їх під час руху (рис.4). Очевидно, що в один період часу шатун 3 відстає у переміщенні від шатуна 2 ($\beta_2 > \beta_3$), а в інший період часу - випереджає ($\beta_2 < \beta_3$). Максимальний кут між шатунами досягає $\Delta\beta_{2,3} = 1,435^\circ$.

Шатуни кріпляться до траверси циліндричними шарнірами, які не дозволяють обертальний рух шатунів навколо осі траверси. Беручи до уваги те, що жорсткість траверси на кручення значно перевищує жорсткість шатуна на згин, можна зробити висновок, що шатуни зміщуються у вертикальній площині yo_2z один відносно одного за рахунок їх пружної деформації.

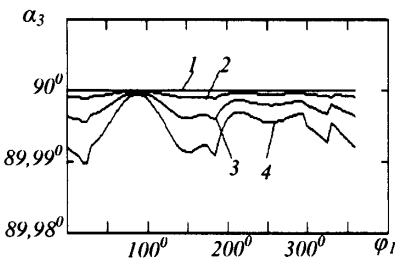


Рисунок 3 - Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на положення шатунів відносно осі x

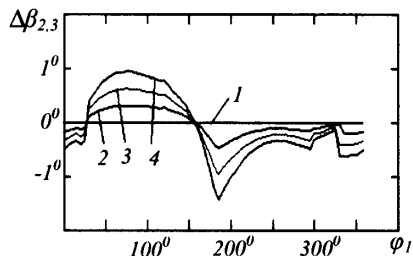


Рисунок 4 - Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на взаємне положення шатунів

Для різних значень похибки побудовані графіки зміни кута α_4 між віссю траверси і віссю x (рис. 5). Відхилення траверси від осі x у горизонтальній площині призводить до закручування шатунів навколо своєї осі. Кут закручування шатуна φ_x

досягає майже 2^0 . Під час закручування шатуна на кут φ_k виникає момент кручення

$$T_k = \frac{GJ_p \varphi_k}{l_{AB}},$$

де G - модуль пружності матеріалу шатуна при зсуві, МПа;

J_p - полярний момент інерції перерізу шатуна, m^4 ;

l_{AB} - довжина шатуна, м.

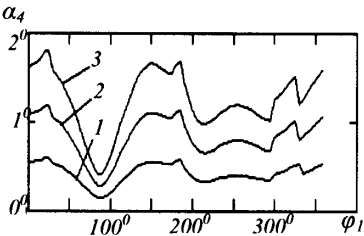


Рисунок 5 - Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на положення траверси

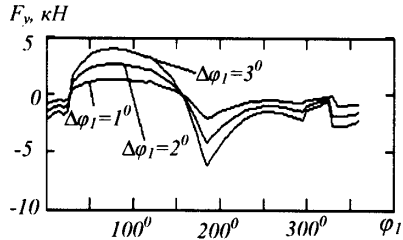


Рисунок 6 - Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на величину сили F_y

Так, за величини похибки $\Delta\varphi_1 = 1...3^0$ виникає момент $T_k = 150...2000 \text{ Нм}$ (у розрахунках приймалися наступні значення: $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ МПа}$, $J_p = 2,353 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$, $l_{AB} = 3 \text{ м}$).

Визначено, що за появи похибки $\Delta\varphi_1 = 1...3^0$ виникає сила пружної деформації шатуна F_y до 5 кН (рис.6), яка протягом одного оберту кривошипа змінює напрям дії на протилежний.

На основі проведених досліджень запропоновано структурні схеми виконавчих механізмів верстатів-гойдалок без зайвих зв'язків, які дають можливість зменшити додаткові навантаження на ланки, що виникають від пружних деформацій шатунів (рис.7).

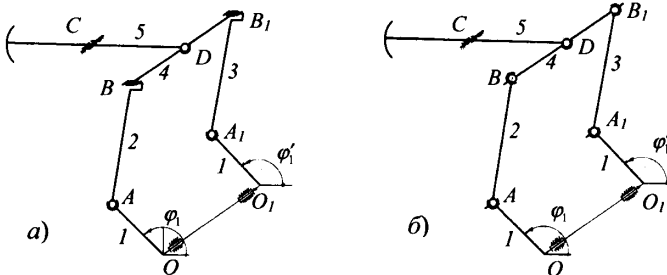


Рисунок 7 - Структурні схеми верстата-гойдалки без зайвих зв'язків

Усунення зайвих зв'язків здійснюється зміною рухомості окремих кінематичних пар. При цьому, можна знайти декілька варіантів механізму без надлишкових зв'язків. Так, для досліджуваного механізму дві обертальні пари A, A_1

замінити сферичними III класу (рис.7, а) або чотири обертальні пари A , A_1 і B , B_1 замінити сферичними з пальцем IV класу (рис.7, б).

Найбільш раціональною, з конструктивної точки зору, є схема, що зображена на рис.7, б. По-перше, як показали дослідження, у шарнірах A , A_1 і B , B_1 розміщені зайві зв'язки, які необхідно усунути. Це дасть можливість шатунам займати положення у просторі відповідно до конструктивних зв'язків схеми механізму не деформуючись. По-друге, конструктивно просто замінити обертальні кінематичні пари на сферичні з пальцем. Для цього достатньо у шарнірах A , A_1 і B , B_1 встановити сферичні підшипники і обмежити обертання шатунів навколо власної осі.

У третьому розділі проведено кінестатичні дослідження важільного механізму приводу верстата-гойдалки.

Для визначення швидкостей і прискорень ланок та окремих точок просторового важільного механізму розроблений алгоритм, який дає змогу проводити обчислення кінематичних параметрів на ПЕОМ.

У процесі роботи верстата-гойдалки на ланки діють зовнішні активні сили, а в кінематичних парах виникають сили взаємодії ланок між собою (сили реакцій). Вони відносяться до внутрішніх сил у відношенні до механізму загалом. Ці сили є швидкозмінними і набувають інших значень ніж у стані спокою. Навантаженість кінематичних пар цими силами є важливою динамічною характеристикою механізму. Знання про сили у кінематичних парах механізмів, які знаходяться в експлуатації, необхідне для проведення аналізу різноманітних механічних поломок ланок і вузлів механізму.

Для визначення сил реакцій і моментів сил реакцій в кінематичних парах структурної групи, до якої входять шатуни, траверса і балансир з головкою, що знаходяться під дією сил ваги ланок, сил і моментів сил інерції та реакцій зв'язків складена розрахункова схема структурної групи механізму без надлишкових зв'язків, у якому чотири обертальні кінематичні пари A , A_1 і B , B_1 замінити сферичними з пальцем IV класу (рис. 8).

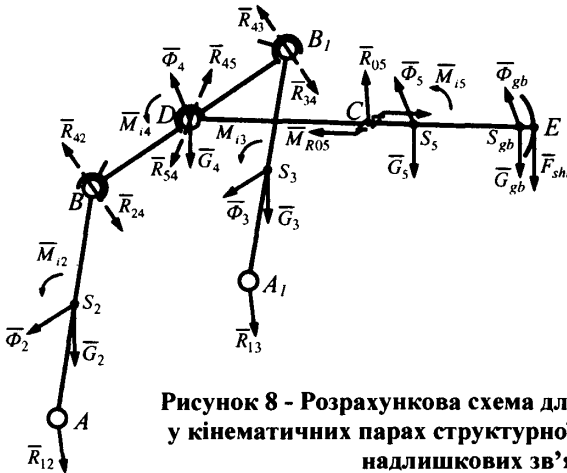


Рисунок 8 - Розрахункова схема для визначення реакцій у кінематичних парах структурної групи механізму без надлишкових зв'язків

Сферичні кінематичні пари (шарніри A, A_1, B, B_1, D) не допускають поступальних перемішень одного елемента відносно іншого. Зв'язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , яка проходить через центр шарніра. Модуль і напрям сили реакції невідомі. В обертальній кінематичній парі (шарнір C) накладені зв'язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , невідомою за модулем і напрямком, і парою сил реакції \bar{M}_{Rji} , притому вектор моменту пари перпендикулярний до осі шарніра.

У точці підвісу колони штанг (точка E) діє сила \bar{F}_{sh} , яка є зведеною силою ваги колони штанг і перекачуваної рідини, сил тертя і сил інерції мас колони і рідини. Значення цієї сили беруться з реальної динамограми роботи верстата-гойдалки.

Після визначення сил реакцій і моментів сил реакцій в кінематичних парах структурної групи проведено силовий аналіз кривошипа з противагами. Для цього також складено розрахункову схему кривошипа з прикладеними силами ваги, попередньо визначеними реакціями від шатунів, силами інерції, моментом сил інерції і невідомими реакціями і моментом від стояка (рис. 9).

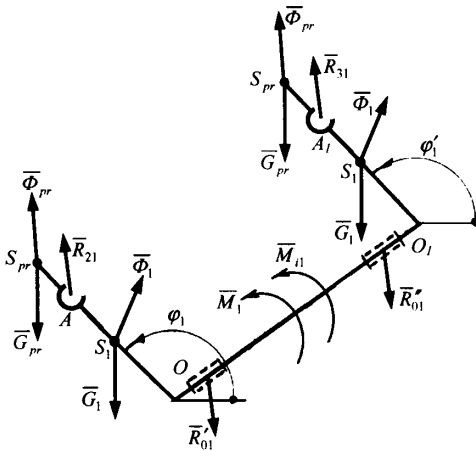


Рисунок 9 - Розрахункова схема кривошипа

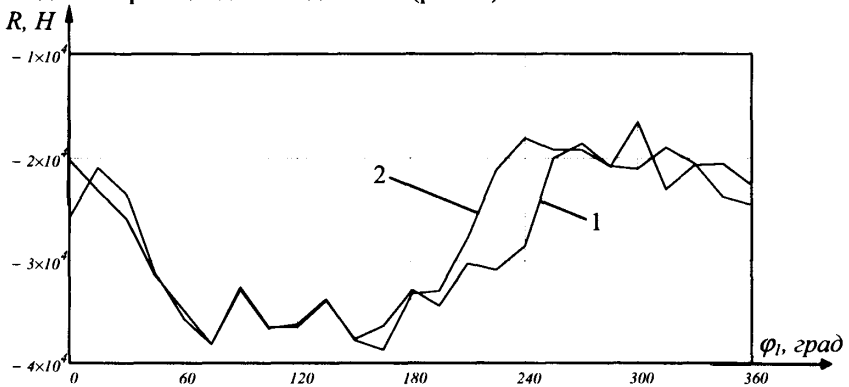
Знання просторової навантаженості кінематичних пар силами взаємодії ланок необхідні для розрахунку ланок на міцність, жорсткість, зносостійкість під час проектування привода верстата-гойдалки, що, в результаті, дасть можливість уникнути перевантажень і руйнувань ланок механізму та їх з'єднань.

Після проведення силового аналізу раціонального механізму (без надлишкових зв'язків) проведено кінетостатичні дослідження реального механізму з урахуванням пружних деформацій згину і кручення шатунів.

Описаний алгоритм кінетостатичного аналізу просторового механізму реалізований для верстата-гойдалки типу 7СК12-2,5-5600 за допомогою програмного пакету Mathcad.

За наявності динамічної похибки розміщення гілок кривошипа з урахуванням пружної деформації шатунів значення складових реакції кривошипа на шатуні \bar{R}_{12}

та \bar{R}_{13} значно відрізняються від аналогічних величин для раціонального механізму без похибок і без урахування пружних деформацій. Так при порівнянні складової реакції \bar{R}_{12} на вісь y для двох вище вказаних варіантів похибка між складовими становить до 6,9 кН. Для реакції \bar{R}_{13} похибка досягає до 5,6 кН. Окрім того в реальному механізмі з динамічними похибками значення реакцій гілок кривошипа на шатунні значно відрізняються один від одного. Так, у проекції на вісь y похибка між складовими реакцій досягає до 10 кН (рис.10).



1) - складова реакції R_{12} ; 2) - складова реакції R_{13}

Рисунок 10 – Значення складових реакцій R_{12} та R_{13} на вісь y

Варто також зауважити, що похибка між реакціями шатунів присутня не тільки у проекції на вісь y . Під час проходження так званих крайніх положень важільного механізму (точка підвісу штанг знаходиться максимально вверху або внизу) похибка між складовими реакціями \bar{R}_{12} та \bar{R}_{13} на вісь x досягає 6,7 кН.

Відмінність у завантаженості двох шатунів також призводить до зміни зрівноважувального моменту на валі кривошипа. Різниця значень зрівноважувального моменту для важільного механізму верстата-гойдалки без надлишкових зв'язків і реального з похибками і надлишковими зв'язками досягає 20кНм.

Четвертий розділ присвячено розробленню системи діагностування технічного стану верстата-гойдалки та проведенню експериментальних і промислових випробувань розробленої системи.

На етапах виготовлення конструкції виконавчих механізмів верстата-гойдалки та особливо їх експлуатації геометричні розміри елементів вказаних виконавчих механізмів відхиляються від номінальних проектних значень. Теоретичні розрахунки впливу вказаних відхилень на траєкторії руху елементів виконавчих механізмів свідчать, що вказані динамічні похибки виконавчих елементів призводять як до прискореного зношення обладнання, так і до роботи електропривода верстата-гойдалки в суттєво енерговитратних режимах.

Тому доцільно шляхом експериментальних досліджень оцінити точність теоретичних розрахунків і достовірності прогнозування причин, які зумовили появу

динамічних похибок. З цією метою необхідно експериментально визначити рівень деформацій у заданих точках шатунів механізму в процесі його роботи та оцінити їх взаємозв'язок з динамічними похибками виконавчих механізмів.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено систему діагностування технічного стану верстата-гойдалки, основне призначення якої забезпечити синхронне вимірювання та реєстрацію інформаційних сигналів від давачів деформації.

Основними вузлами системи є об'єкт контролю, блок комунікацій (кріплення мостових схем, екрановані кабелі, бездротовий Bluetooth інтерфейс), вимірювальний блок (мостова схема з тензорезисторів), блок оброблення та реєстрації інформації і персональний комп'ютер.

Наведена система діагностування працює наступним чином. Два сенсори деформації – тензорезистори (номінальним опором 200 Ом) закріплені за допомогою клеєвого з'єднання на поверхні двох шатунів – на кожному шатуні по одному сенсору. Для вимірювання деформацій за допомогою тензорезисторів реалізовано дві класичні мостові схеми. Вимірювальний тензорезистор в мостовій схемі вмикається в одне з плечей моста. Решта три тензорезистори вимірювального моста наклеєні на металеву пластину, яка за допомогою хомута також кріпиться до шатуна. Вимірювальні мостові схеми за допомогою чотиридротових екранованих кабелів довжиною 8 м з'єднувались з блоком оброблення та реєстрації інформації. Блок призначений для синхронної реєстрації інформаційних сигналів від двох тензосенсорів та, після закінчення циклу вимірювання, передачі результатів реєстрації в персональний комп'ютер через бездротовий Bluetooth інтерфейс. Інформаційними сигналами тензосенсорів є значення напруги пропорційні деформаціям ділянок поверхні на які наклеєні вказані давачі.

Керування роботою блока та процесами вимірювання, накопичення та зчитування результатів вимірювання здійснюється дистанційно через Bluetooth інтерфейс між персональним комп'ютером і блоком вимірювання. Для цього застосовується спеціально розроблене програмне забезпечення. Синхронізація процесів вимірювання виконана на базі застосування лічильника реального часу. Результати вимірювання пристрою одержано через Bluetooth інтерфейс програмно зберігаються у вигляді текстового файлу з 2-ма стовпцями значень напруги (по кожному вимірювальному каналу) та відповідними значеннями моментів часу, коли виконувались вимірювання.

Калібрування виготовленого дослідно-експериментального взірця системи діагностування технічного стану було здійснено в лабораторії кафедри «Зварювання трубопроводів і конструкцій» ІФНТУНГ. Суть перевірки полягала у встановленні зв'язків між реальним навантаженням шатуна та результатами, одержаними за допомогою розробленої системи діагностування. За результатами калібрування каналів вимірювання деформацій за допомогою тензосенсорів виконувався перерахунок показів сенсорів з долей вольту спочатку в напруження (за умови роботи в діапазонах роботи закону Гука), потім в навантаження.

Експериментальні дослідження проводились на діючому верстаті-гойдалці НГВУ «Надвірна нафтогаз».

З метою виконання вимірювань виконувались наступні операції:

1. Зупиняли роботу верстата-гойдалки шляхом вимкнення живлення двигуна електричного привода верстата-гойдалки.

2. На обох шатунах в аналогічних по розміщенню точках (на однакових відстанях від їх торців) на поверхні металу кріпили за допомогою клеєвого з'єднання сенсори - тензорезистори, а за допомогою металевих хомутів кріпили пластини з трьома тензорезисторами решти частини вимірювальної мостової схеми (розетки) кожного з вимірювальних каналів.

3. Дві вимірювальні мостові схеми тензорезисторів за допомогою двох кабелів довжиною до 8 м приєднувались через герметичні роз'єми до автономного вимірювального блоку.

4. Автономний вимірювальний блок налаштовували на запуск процесу вимірювань (вмикалось живлення, активізувався годинник реального часу, подавалось стабілізоване живлення на обидва вимірювальні мости тензодавачів на обох шатунах).

5. Активувалась (починалась) синхронна реєстрація значень електричних сигналів деформацій з мостових схем тензосенсорів, закріплених на шатунах.

6. У процесі роботи верстата-гойдалки зареєстровані дані записували у внутрішню пам'ять автономного блоку приладу.

7. Після закінчення періоду реєстрації (10 хв.) – дистанційно за допомогою інтерфейсу бездротового зв'язку bluetooth процес вимірювань в автономному вимірювальному блоці зупинявся і виміряні дані, які зберігались у енергонезалежній флеш-пам'яті автономного вимірювального блоку, через радіоканал передавались у персональний комп'ютер, що знаходився у автомобілі на відстані до 5-9 м від верстата-гойдалки.

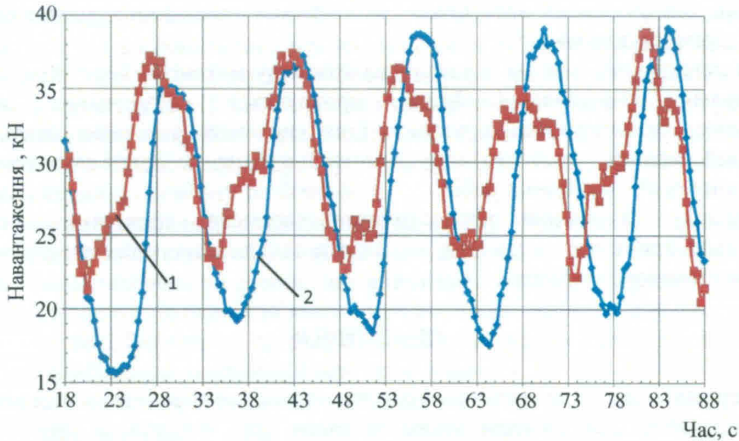
8. Після зчитування зареєстрованих даних вимірювань процес вимірювань так само дистанційно запускався знову і після закінчення аналогічно зчитувались дані. Такі послідовності операцій повторювались потрібну кількість циклів вимірювань для усталеного режиму роботи верстата-гойдалки.

Результати проведених вимірювань доцільно проаналізувати на основі графічних залежностей виміряних сигналів деформацій, одержаних синхронно з двох давачів.

На рисунку 11 зображено графік зміни навантаження шатунів за п'ять обертів кривошипа, що відбувається за 70 с за вище вказаної частоти качань. Аналізуючи вказаний графік, можна сказати, що навантаження на шатуни відрізняються за амплітудою і змінені у часі. При чому, різниця в навантаженні обох шатунів змінюється як під час одного оберта кривошипа, так і під час порівняння різних обертів кривошипного вала.

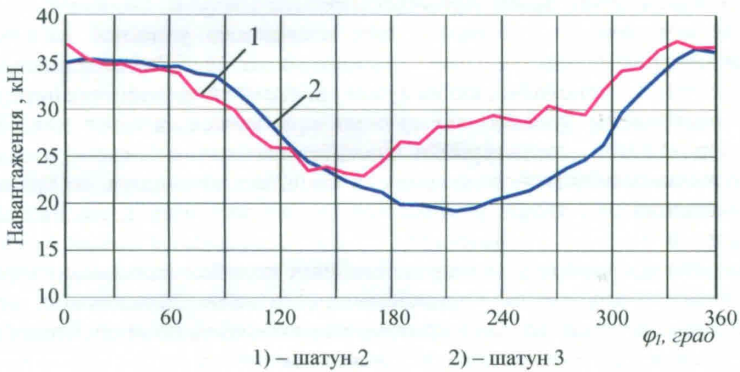
Найбільше навантаження відрізняються в діапазоні кута повороту кривошипа від 180 до 240° (рис. 12), тобто на початку руху колони штанг вгору. Різниця між навантаженнями становить до 9 кН.

Порівнявши графіки навантаження шатунів (рис. 12) і значення складових реакцій \bar{R}_{12} і \bar{R}_{13} (рис. 10), враховуючи те, що реакції на шатунах є не що інше, як навантаження шатуна, можна вважати, що експериментальні дані підтверджують раніше одержані теоретичні залежності, похибка складає до 10%.



1) – зміна навантаження шатуну 2; 2) – зміна навантаження шатуну 3

Рисунок 11 – Зміна навантажень шатунів за п'ять обертів кривошипа верстата-гойдалки



1) – шатун 2 2) – шатун 3

Рисунок 12 - Графіки навантаження шатунів

Для оцінки технічного стану верстата-гойдалки доцільним є використання різниці в навантаженні шатунів як діагностичного параметра. Використання такого параметра дає змогу визначити критичне значення різниці навантаження, що є дуже важливим, оскільки можна попередити руйнування отворів кривошипа, шатунів та запобігти передчасному виходу з ладу виконавчого механізму верстата-гойдалки загалом.

Оцінка технічного стану з допомогою діагностичного параметра проводиться наступним чином.

На початку експлуатації (діагностування) верстата-гойдалки проводиться монтаж вимірювального блока системи діагностування і проводяться вимірювання номінального значення діагностичного параметра. Після заміру вимірювальний блок із шатунів не демонтується, верстат-гойдалка продовжує експлуатуватись. Такі

вимірювальні блоки можна встановити на багатьох виконавчих механізмах, які підлягають діагностуванню.

Після певного періоду експлуатації на кожному механізмі верстата-гойдалки, де встановлені вимірювальні блоки, проводиться вимірювання значення діагностичного параметра, порівнюється його значення з номінальним. Якщо діагностичний параметр досягнув допустимого значення, то даються рекомендації для проведення профілактичних робіт.

У випадку досягнення діагностичного параметра граничного значення, рекомендується припинити подальшу експлуатація для попередження руйнування елементів виконавчого механізму.

ВИСНОВКИ

У дисертації, що є завершеною науково-дослідною роботою, поставлено і вирішено актуальне науково-прикладне завдання, яке полягає в удосконаленні методів підвищення ефективності експлуатації обладнання глибинонасосних штангових установок.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень відповідно з поставленими завданнями можна зробити наступні висновки:

1. Проведено аналіз сучасного стану досліджень у галузі забезпечення експлуатаційної ефективності, а саме конструкцій та особливостей експлуатації верстатів-гойдалок, і встановлено, що на вузли виконавчого механізму діють різні за величиною і напрямком зусилля, які суттєво змінюються за один цикл роботи механізму. Проведений структурний аналіз кінематичних схем виконавчих механізмів показав наявність надлишкових зв'язків, що призводить до виникнення додаткових навантажень, ударів у кінематичних парах, шуму і, як наслідок, до зменшення довговічності вузлів механізму.

2. Проведено дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-гойдалки на деформацію і переміщення його ланок. Встановлено, що поява похибки взаємного розміщення гілок кривошипа призводить до відхилення шатунів від вертикалі та взаємного відносного положення. Зміщення шатунів у вертикальній площині відбувається за рахунок їх пружної деформації, внаслідок чого виникає сила пружної деформації шатуна F_y , до $5кН$, яка протягом одного оберту кривошипа змінює напрям дії на протилежний. Окрім того, відхилення траєкторії траверси в горизонтальній площині призводить до закручування шатунів і, як наслідок, появи моменту кручення $T_k=150-2000Нм$.

Розроблено алгоритм для виконання кінематичного та силового аналізу важільного механізму верстата-гойдалки, причому механізм розглядався як просторовий шестиланковий. Описаний алгоритм дає можливість: визначити кутові і лінійні швидкості та прискорення ланок і точок важільного механізму верстата-гойдалки раціонального (без надлишкових зв'язків) і реального (з надлишковими зв'язками і динамічними похибками); визначити реакції в кінематичних парах просторового важільного механізму; виявити похибку між реакціями раціонального і реального механізмів та між шатунами верстата-гойдалки.

Так, реакції реального важільного механізму верстата-гойдалки значно відрізняються від раціонального без надлишкових зв'язків. Різниця може досягати 6,9 кН. Окрім того між реакціями обох шатунів реального механізму виявлено відмінність, що сягає до 10 кН в проекції на вертикальну вісь. Значне розходження навантаження між шатунами призводить до нерівномірного навантаження гілок кривошипа і вихідного вала редуктора привода і, як наслідок, до зміни величини зрівноважувального моменту до 20кНм.

На основі проведених досліджень розроблено структурні схеми виконавчих механізмів верстатів-гойдалок без зайвих зв'язків, які дають можливість зменшити додаткові навантаження на ланки, що виникають внаслідок пружних деформацій шатунів. Усунення зайвих зв'язків здійснюється зміною рухомості окремих кінематичних пар. Відповідно до розроблених структурних схем запропоновано нові конструкції виконавчих механізмів верстатів-гойдалок.

3. Розроблено та виготовлено дослідно-експериментальний взірець системи діагностування технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки основне призначення якої забезпечити синхронне вимірювання та ресстрацію інформаційних сигналів від давачів деформації, розміщених на шатунах.

4. Проведено експериментальні дослідження системи діагностування на діючій свердловині для виявлення динамічних похибок виконавчого механізму верстата-гойдалки. Як показали експериментальні дослідження, різниця в навантаженні шатунів сягає до 9кН, що підтверджує раніше одержані результати теоретичних досліджень з точністю до 10%.

5. Проведено промислово апробацію системи діагностування технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки в НВФ «Зонд». Результати проведеної промислової апробації вказують на те, що запропонована система може бути використана для оцінки технічного стану вузлів важільного механізму верстата-гойдалки в процесі експлуатації.

Запропоновано для оцінки технічного стану виконавчого механізму верстата-гойдалки і рекомендацій щодо подальшої експлуатації використовувати діагностичний параметр, величина якого вимірюється в процесі експлуатації.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Попович В.Я. Дослідження впливу надлишкових зв'язків важільного механізму приводу верстата-гойдалки на деформацію його ланок / В.Я.Попович, В.М.Сенчішак // Международный научный журнал Acta Universitatis Pontica Euxinus. Специальный выпуск.- Варна, 2015. – С.130-136.

2. Малько Б.Д. Вплив характеристик наземного та глибинного обладнання на режим роботи верстата-гойдалки / Б.Д.Малько, В.Р.Харун, В.Я.Попович // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2006. - №1(13). – С.65-70.

3. Аналіз ефективності використання потужності електродвигунів верстатів-гойдалок / Б.Д.Малько, В.Я.Попович, В.Р.Харун, В.О.Кварцяний // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007.- №1(22). – С.49-52.

4. Крижанівський Є.І. Аналіз структурних схем виконавчих механізмів верстатів-гойдалок / Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.Я.Попович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.– 2007.- №2(23). – С.73-76.

5. Крижанівський Є.І. Кінематичний аналіз виконавчого механізму одноплечого верстата-гойдалки / Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.Я.Попович // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2007. - №2(16). – С.63-66.

6. Удосконалення методів оцінювання напружено-деформованого стану металоконструкцій / М.О.Карпаш, Є.Р.Доценко, О.М.Карпаш, В.Я.Попович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008.- №3(28). – С.59-65.

7. Попович В.Я. Дослідження причини зносу вузла з'єднання кривошипа та шатуна верстата-гойдалки / В.Я.Попович, В.Р.Харун // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.– 2013.- №4(49). – С.60-67.

8. Попович В.Я. Дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-гойдалки на деформацію і переміщення його ланок / В.Я.Попович, В.М.Сенчішак, В.Р.Харун // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.– 2014.- №4(53). – С.135-141.

9. Патент України на корисну модель, МПК F04B47/02. Верстат-качалка/ Попович В.Я. - №51968; Заявлено 01.02.2010; Опубліковано 10.08.2010; Бюл. №15.

10. Крижанівський Є.І. Кінематичний аналіз виконавчого механізму одноплечого верстата-гойдалки / Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.Я.Попович // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці» «ІФНТУНГ-40». (16-20 квітня 2007 р.). – Івано-Франківськ. –2007. – С.

11. Попович В.Я. Кінестатичні дослідження важільного механізму привода верстата-гойдалки / В.Я.Попович, В.М.Сенчішак // Матеріали 4 – тої міжнародної науково-технічної конференції «Нафтогазова енергетика 2015». (21-24 квітня 2015 р.). – Івано-Франківськ. –2015. – С.321.

АНОТАЦІЯ

Попович В.Я. Підвищення ефективності експлуатації верстатів-гойдалок. – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого звання кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості, – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, 2015.

Дисертація присвячена удосконалення методів підвищення ефективності експлуатації обладнання для видобування нафти, зокрема насосних штангових установок.

Проведено аналіз сучасного стану досліджень у галузі забезпечення ефективної експлуатації верстатів-гойдалок. Розглянуто конструкції та особливості експлуатації верстатів-гойдалок і встановлено, що на вузлах виконавчого механізму діють різні за величиною і напрямком статичні і динамічні зусилля, які суттєво змінюються за

один цикл роботи механізму. Проведений структурний аналіз кінематичних схем виконавчих механізмів показав наявність надлишкових зв'язків, що призводить до виникнення додаткових навантажень, ударів у кінематичних парах, шуму і, як наслідок, до зменшення довговічності вузлів механізму.

Проведено дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-гойдалки на деформацію і переміщення його ланок. Встановлено, що поява похибки взаємного розміщення гілок кривошипа призводить до відхилення шатунів від вертикалі та взаємного відносного положення. Зміщення шатунів у вертикальній площині відбувається за рахунок їх пружної деформації. Окрім того, відхилення траєкторії траверси в горизонтальній площині призводить до закручування шатунів.

Розроблено алгоритм для проведення кінетостатичного дослідження важільного механізму верстата-гойдалки, причому механізм розглядався як просторовий шестиланковий.

На основі проведених досліджень розроблено структурні схеми виконавчих механізмів верстатів-гойдалок без надлишкових зв'язків, які дають можливість зменшити додаткові навантаження на ланки, що виникають внаслідок пружних деформацій шатунів. Відповідно до розроблених структурних схем запропоновано нові конструкції виконавчих механізмів верстатів-гойдалок.

Розроблено систему діагностування технічного стану верстата-гойдалки та проведено експериментальні дослідження на діючій свердловині для виявлення динамічних похибок виконавчого механізму верстата-гойдалки і порівняння результатів з проведеними теоретичними розрахунками.

Ключові слова: нафтогазове обладнання, штангова насосна установка, верстат-гойдалка, важільний механізм, надлишкові зв'язки, динамічні похибки, гілки кривошипа, шатун, кінематична пара, деформація, ланка.

АННОТАЦИЯ

Попович В.Я. Повышение эффективности эксплуатации станков-качалок.
- Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 - Машины нефтяной и газовой промышленности, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, г. Ивано-Франковск, 2015.

В первом разделе рассмотрены особенности эксплуатации станков-качалок. Отмечено, что на узлы станка-качалки действуют разные по величине и направлению статические и динамические усилия, которые существенно изменяются за один цикл работы механизма. Проведенный структурный анализ кинематических схем исполнительных механизмов станков-качалок показал наличие избыточных связей. Погрешности геометрических размеров звеньев и несоосность кинематических пар превращают механизмы с избыточными связями в жесткие системы. Движение такого механизма возможен только за счет зазоров в кинематических парах и деформаций звеньев. Это приводит к возникновению дополнительных нагрузок, ударов в кинематических парах, шума и, как следствие, к уменьшению долговечности узлов механизма. Негативное воздействие ударов в



кинематических парах можно снизить за счет совершенствования кинематической схемы рычажного механизма и конструкции станка-качалки, ее деталей и узлов.

На основе проведенного анализа сформулированы основные задачи, которые необходимо решить в ходе выполнения диссертационной работы.

Во **втором разделе** проведено исследование влияния динамических погрешностей рычажного механизма станка-качалки на деформацию и перемещение звеньев.

В результате исследования установлено, что появление погрешности взаимного расположения ветвей кривошипа приводит к отклонению шатунов от вертикали и взаимного положения относительно друг друга. Смещение шатунов в вертикальной плоскости происходит за счет их упругой деформации. Кроме того, отклонения траектории траверсы в горизонтальной плоскости приводит к закручиванию шатунов. На основе проведенных исследований предложены структурные схемы исполнительных механизмов станков-качалок без избыточных связей, которые дают возможность уменьшить дополнительные нагрузки на звенья, возникающих от упругих деформаций шатунов

В **третьем разделе** проведены кинетостатические исследования рычажного механизма привода станка-качалки. Для определения сил реакций и моментов сил реакций в кинематических парах механизма составлены расчетные схемы для рационального механизма без избыточных связей и реального с учетом упругих деформаций изгиба и кручения шатунов. Разработан алгоритм для проведения кинетостатического исследования рычажного механизма станка-качалки, причем механизм рассматривался как пространственный шестизвневый.

Четвертый раздел посвящен разработке системы диагностирования технического состояния станка-качалки и проведению экспериментальных и промышленных испытаний разработанной системы.

Для проведения экспериментальных исследований разработана система диагностирования технического состояния станка-качалки, основное назначение которой обеспечить синхронное измерения и регистрацию информационных сигналов от датчиков деформации, установленных на шатунах. Для оценки технического состояния станка-качалки предложено использование разницы в нагрузке шатунов как диагностического параметра. Использование такого параметра позволяет определить критическое значение разницы нагрузки, что очень важно, поскольку можно предупредить разрушение отверстий кривошипа, шатунов и предотвратить преждевременный выход из строя исполнительного механизма станка-качалки в целом.

Ключевые слова: нефтегазовое оборудование, штанговая насосная установка, станок-качалка, рычажный механизм, избыточные связи, динамические погрешности, ветви кривошипа, шатун, кинематическая пара, деформация, звено.

ABSTRACTS

Popovych V.Ya. Pumping-unit operational efficiency improving. – Manuscript

Dissertation for technical sciences candidate's degree in speciality 05.05.12 – Machines of oil and gas industry, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2015

The thesis is devoted to improving the methods of increasing equipment operation efficiency for the oil extraction, in particular rod pumping units.

The analysis of the current state of research in the area of pumping units effective operation has been conducted. The structure and characteristics of pumping units operation were considered. It was founded that different in magnitude and direction static and dynamic forces influence on the components of the actuator, that change substantially in one cycle of the mechanism.

Structural analysis of the kinematic schemes actuators showed the presence of redundant links, which leads to additional loads, shocks in the kinematic pairs, noise and, as a consequence, to mechanism durability decreasing.

The influence of dynamic errors linkage pumping unit on the deformation and movement of units has been carried out. It is found that the occurrence of an error of mutual disposition of the branches of the crank results in a deviation from the vertical rods and the relative position with relative to each other. The displacement rods in the vertical plane is caused by their elastic deformation. Furthermore, the trajectory deflection yoke in the horizontal plane leads to a twisting of rods.

The algorithm for kinetostatic study linkage pumping unit was developed, the mechanism was considered as a spatial six-links mechanism.

Based on conducted research, actuators pumping units without redundant links structural schemes were developed, which allow to reduce the load on the additional units arising from elastic deformation of rods. According to the structural scheme new design actuators pumping units was proposed.

A system of the pumping unit technical condition diagnosing was proposed and experimental studies on the existing wells to identify the dynamic errors actuator pumping unit and comparing the results with theoretical calculations was carried out.

Key words: oil and gas equipment, rod pump installation, pumping unit, linkage mechanism, redundant connections, dynamic errors, branches crank, connecting rod, kinematic pair, deformation, link.