

Більшість віброцит працює при частотах 20-40 Гц. Тому потрібно підібрати жорсткість пружин та товщину сітки такими, щоб найбільш оптимальні форми власних коливань попадали в частоти цього діапазону. Слід врахувати також те, що натяг сітки підвищує значення власних частот.

Виконано гармонійний аналіз віброцита з плоскою сіткою. Віброцито навантажується періодичними деформаціями в напрямку осей Y і Z величиною 1 мм. Амплітудно-частотні характеристики будувались для 9 точок сітки (рис.6). Діапазон досліджуваних частот 0..40 Гц. Досліджувались такі величини: амплітуди переміщень по осі Z (UZ), поворотів навколо осей X (ROTX) і Y (ROTY) та еквівалентних напружень за критерієм Мізеса-Губера (SEQV) (рис.7-9).

Аналіз цих характеристик дасть змогу вибрати найбільш раціональні частоти з точки зору продуктивності віброцита та міцності сітки.

Література

1. Резниченко И.Н. Приготовление, обработка и очистка буровых растворов. – М.: Недра, 1982. – 230 с.
2. Копей Б.В. Параметричний ряд циркуляційних систем мобільних установок для буріння і капітального ремонту свердловин // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. – 2005. – № 3(12). – С. 56-66.

УДК 622.242

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ БУРОВИХ УСТАНОВОК МЕТОДОМ АНАЛІЗУ ЗМІНИ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАТОГО ВАЛА

С.І.Криштона

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(03422) 42351
e-mail: retes@mail.ru

Представлено исследование одного из перспективных направлений повышения надежности дизельных двигателей, которые эксплуатируются в составе силового привода буровых установок, методом оценки действительного состояния двигателя по изменению угловой скорости вращения коленчатого вала при постоянном режиме его работы. Доказана актуальность проведения работы в области повышения надежности дизельных двигателей буровых установок. Проведено теоретическое исследование зависимости изменения угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при постоянном режиме его работы от параметров дизельного двигателя. Проанализировано влияние состояния систем дизельного двигателя на изменение угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя при постоянном режиме его работы. Сформулированы выводы и указаны направления последующих исследований.

The research of one of perspective directions of rise of reliability of diesel drives is represented, which are exploited in structure of a power drive of drill units, method of a rating of the real status of a drive on change of an angular velocity of rotating of a crankshaft at the constant mode of its operation. The urgency of conducting of operation is demonstrated in the field of rise of reliability of diesel drives of drilling units. The idealized research of dependence of change of an angular velocity of rotating of a crankshaft of a drive is held at the constant mode of its operation from parameters of a diesel drive. Influencing a status of systems of a diesel drive on change of an angular velocity of rotating of a crankshaft of a drive is parsed at the constant mode of its operation. The outputs are formulated and the directions of the subsequent researches are indicated.

Надійність дизельних двигунів, які експлуатуються в сьогодні в Україні у складі силових приводів бурових установок, є невисокою. Середній термін служби нових дизельних двигунів бурових установок не перевищує 4500 мотогодин [1]. Аналіз наробітків дизельних двигунів В2-450 АВ-С3 між двома капітальними ремонтами на Калуській НГРЕ за період 1989-1992 рр. засвідчив, що мінімальний наробіток між капітальними ремонтами становив 820 мотогодин, а середній – 2631 мотогодину [1].

Надійність довготривалого використання дизельних двигунів бурових установок, що експлуатуються у важких умовах значних динамічних навантажень, залежить від технічного стану їх окремих систем. Підвищення надійності експлуатації дизельних двигунів бурових установок можливе на основі своєчасного виявлення дефектів систем двигуна за рахунок проведення постійного контролю за роботою двигуна.

Існуючі сьогодні методи контролю [2, 3] за роботою дизельних двигунів бурових устано-

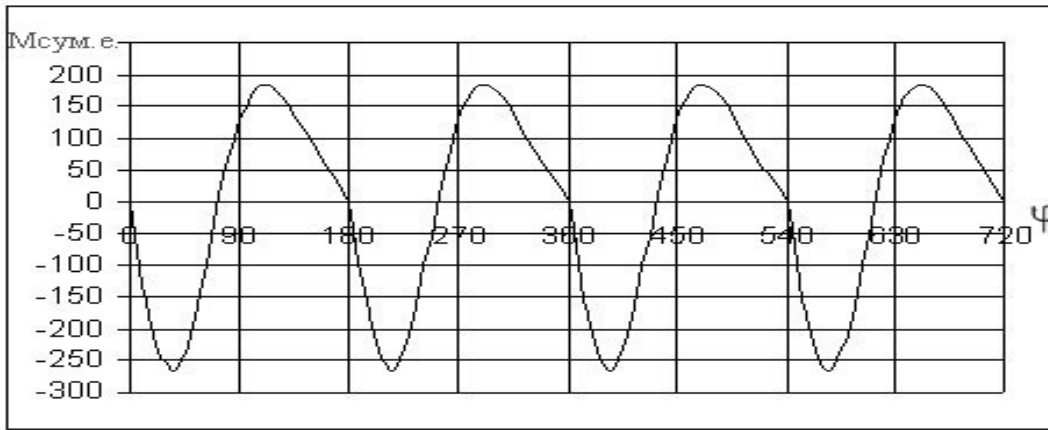


Рисунок 1 – Графік залежності сумарного ефективного крутного моменту двигуна $M_{сум.е.}$ від кута повороту колінчастого вала φ

вок за температурою охолоджувальної рідини, тиском моторної оливи та ін. не дають змоги своєчасно виявляти більшість дефектів. Використання спеціального обладнання для періодичного діагностування дизельних двигунів, що експлуатуються у складі силових приводів бурових установок, обмежене через віддаленість бурових установок від виробничих баз та значну трудомісткість робіт. Крім того, існує діагностувальне обладнання для дизельних двигунів бурових установок неуніверсальне. Тому актуальною є розробка перспективних методів безперервного визначення фактичного стану елементів дизельних двигунів бурових установок під час їх експлуатації та створення на цій основі високоефективних систем діагностування цих двигунів. Вказані системи одночасно повинні уможливити підвищення економічних та екологічних показників двигунів [4].

Найбільш ефективною з практичної точки зору є розробка методів оцінки реального стану різних систем та механізмів дизельних двигунів бурових установок за єдиним критерієм. Надзвичайно бажаною також є можливість перспективного впровадження цього методу оцінки стану за цим же єдиним критерієм для інших елементів силового привода бурових установок. Це дасть змогу на основі взаємодії засобів зняття та перетворення інформації створити комплексну систему аналізу дійсного стану силового привода загалом. Бажаною також є і можливість перспективного впровадження цього методу для оцінки стану інших типів двигунів силового привода бурових установок (електричного та газотурбінного).

З такої точки зору перспективним є метод оцінки дійсного стану дизельного двигуна бурової установки за зміною кутової швидкості обертання колінчастого вала при сталому режимі його роботи.

Зміна кутової швидкості колінчастого вала двигуна при сталому режимі його роботи залежить від зміни сумарного ефективного крутного моменту двигуна $M_{сум.е.}$ (рис. 1).

Сумарний ефективний крутний момент двигуна $M_{сум.е.}$ залежить від сумарного індикаторного крутного моменту двигуна $M_{сум.і.}$ та сумарного моменту механічних втрат двигуна $M_{сум.м.}$

$$M_{сум.е.} = M_{сум.і.} - M_{сум.м.}$$

Сумарний момент механічних втрат двигуна $M_{сум.м.}$ складається з моментів, необхідних на долавання тертя в кривошипно-шатунному механізмі, здійснення процесів впуску повітря та впуску відпрацьованих газів, приводів масляного насоса, насоса охолоджувальної рідини, турбоагнітача та ін. При сталому режимі роботи двигуна сумарний момент механічних втрат двигуна $M_{сум.м.}$ буде мати постійне значення.

Сумарний індикаторний крутний моменту двигуна $M_{сум.і.}$ складається з індикаторних крутних моментів окремих циліндрів $M_{кр.ц.}$ (рис. 2).

Індикаторний крутний момент циліндра $M_{кр.ц.}$ визначається за такою залежністю [5]

$$M_{кр.ц.} = \frac{R \cdot P \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

де: R – радіус кривошипа; P – сумарна сила, що діє в кривошипно-шатунному механізмі; β – кут відхилення шатуна від осі циліндра; φ – кут повороту колінчастого вала.

Тобто, при зміні індикаторного крутного моменту окремого циліндра дизельного двигуна $M_{кр.ц.}$ буде відбуватись зміна миттєвої кутової швидкості обертання колінчастого вала

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

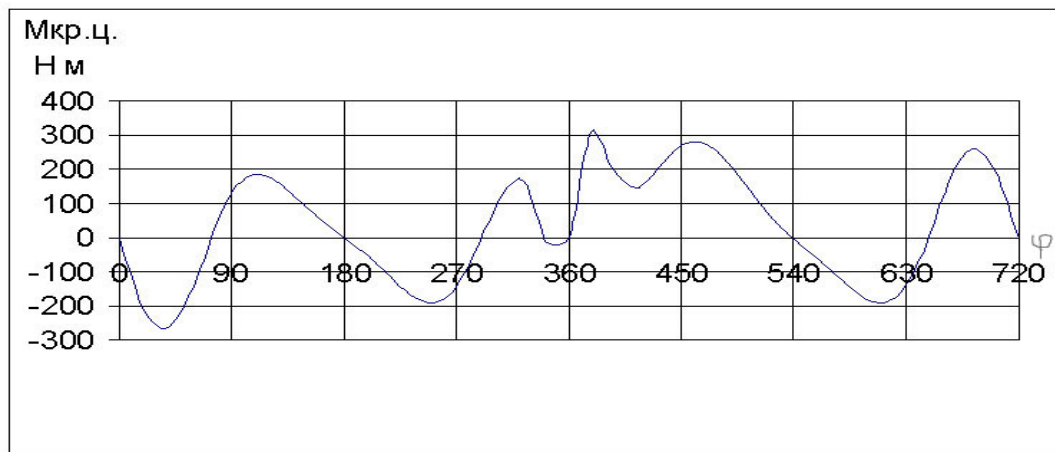


Рисунок 2 – Графік залежності індикаторного крутного моменту кожного циліндра двигуна $M_{кр.ц.}$ від кута повороту колінчастого вала φ

Сумарна сила P , що діє в кривошипно-шатунному механізмі, залежить від сили тиску газів на поршень $P_{г}$ та від сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, кривошипно-шатунного механізму P_j

$$P = P_{г} + P_j .$$

В кожному окремому циліндрі сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, визначаються з такої залежності [5]:

$$P_j = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) ,$$

де: m_j – зосереджена маса, кривошипно-шатунного механізму, що здійснює зворотно-поступальний рух; ω – кутова швидкість колінчастого вала; λ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Величини m_j , R та λ є сталими величинами для кожного конкретного двигуна. Тобто, при сталому режимі роботи двигуна в кожному циліндрі сумарне значення сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, будуть однакові.

Отже, при сталому режимі роботи двигуна характер зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала буде залежати від сили тиску газів на поршень $P_{г}$ в кожному окремому циліндрі.

Сила тиску газів на поршень $P_{г}$ залежить від дуже багатьох чинників, наприклад: міри стиску двигуна, теплоти згоряння палива і т.д., які впливають на середнє значення сили тиску газів. Що ж стосується сили тиску газів на поршень в кожному окремому циліндрі, то при сталому режимі роботи двигуна на цей показник впливає переважно характер протікання в циліндрі процесу згоряння.

Процес згоряння в циліндрі в свою чергу залежить, в основному, від стану:

– системи впорскування дизельного палива (для двигунів з механічним керуванням подачею палива);

– системи керування двигуном (для дизельних двигунів з електронним керуванням подачею палива);

- циліндропоршневої групи;
- газорозподільного механізму.

Для двигунів з механічним регулюванням подачі палива на зміну кутової швидкості колінчастого вала двигуна при сталому режимі його роботи впливають такі параметри системи впорскування [6]:

- різні тиски початку підйому голок форсунок в циліндрах (можуть бути занижені або завищені);
- різна циклова подача палива в циліндри (може бути збільшена або зменшена);
- різний кут випередження подачі палива паливним насосом високого тиску (може бути занижений або завищений);
- негерметичність форсунок у деяких циліндрах;
- відхилення у формі факела подачі палива розпилювачем форсунок у різних циліндрах.

Для двигунів з електронним регулюванням подачі палива (для акумуляторної системи типу Common Rail) на характер протікання процесу згоряння в циліндрах двигуна при сталому режимі його роботи впливають такі параметри системи керування двигуном [7]:

- несправність блоку керування;
- несправність електро- або п'єзопривода форсунок;
- несправності давачів підйому голок форсунок;
- негерметичність форсунок або заїдання голок форсунок у окремих циліндрах;
- відхилення у формі факела подачі палива розпилювачем форсунок у окремих циліндрах.

Крім того, на зміну кутової швидкості колінчастого вала двигуна при сталому режимі його роботи впливає нерівномірне зношення окремих циліндрів циліндропоршневої групи та такі дефекти газорозподільного механізму: нещільність закриття клапанів та неправильні теплові зазори в газорозподільному механізмі.

Таким чином, запропонований метод оцінки дійсного стану елементів дизельного двигуна бурової установки за зміною кутової швидкості обертання колінчастого вала при сталому режимі роботи дасть змогу безперервно визначати стан системи подачі палива, газорозподільного механізму та циліндропоршневої групи дизельного двигуна бурової установки та оперативно реагувати на дефекти, що виникають.

Необхідно зазначити, що неприємною особливістю дефектів вказаних систем дизельного двигуна є те, що вони відразу явно не позначаються на функціонуванні двигуна, але разом з тим значно збільшують ймовірність серйозної аварії двигуна. Наприклад, якщо в одному з циліндрів двигуна виникне дефект поршневого кільця (зламається, втратить пружність та ін.), в циліндрі відповідно дещо зменшиться компресія. Практично встановити це під час експлуатації багаточиліндрового двигуна неможливо. Зменшення компресії в одному з дванадцяти циліндрів двигуна бурової установки майже не позначиться на його потужності, але призведе до неповного згоряння палива в циліндрі. При цьому частина палива, що не згоріла, буде потрапляти в масляний картер системи мащення та погіршувати властивості моторної оливи. Це в свою чергу призведе як мінімум до підвищеного спрацювання деталей дизельного двигуна, а при високих навантаженнях на двигун – до аварійного руйнування його деталей.

Крім того, необхідно зауважити, що оцінка зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала при сталому режимі роботи двигуна також дасть можливість здійснювати точне регулювання системи подачі палива.

Таким чином, можна зробити такі висновки:

1. Розроблений метод оцінки зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна при сталому режимі його роботи є перспективним методом підвищення надійності дизельного двигуна бурової установки шляхом визначення дійсного стану його елементів.

2. Подальші дослідження слід спрямувати на:

- апробацію розробленого методу;
- розробку алгоритму постановки діагнозу стану дизельного двигуна за зміною кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна при сталому режимі його роботи.

Література

1. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник для вищих навчальних закладів. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, Факел, 2001 – 446 с.
2. Римеров Д.С., Астафьев М.Б. Двигатели буровых установок. – М.: Недра, 1986.
3. Дизель В2. Описание и руководство по эксплуатации. – М.: Энергомашэкспорт, 1985. – 251 с.
4. Токсичность отработавших газов дизелей / В.А. Марков, Р.М. Баширов, И.И. Габитов и др. – Уфа: Изд-во БГАУ, 2000. – 144 с.
5. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с.
6. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. – М.: ЗАО „КЖИ „За рулем”, 2004. – 176 с.
7. Греков Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. – М.: Легион-Автодата, 2003. – 176 с.