

УДК 622.242

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ
ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ НАФТОГАЗОВОГО
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ ТА БУРОВИХ УСТАНОВОК
ЗА НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР НАВКОЛИШНЬОГО
СЕРЕДОВИЩА**

С. І. Криштопа, Л. І. Криштопа

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (3422) 4-21-23; e-mail: retes@mail.ru*

Стаття присвячена дослідженню експлуатаційних режимів роботи дизельних двигунів з турбокомпресорами нафтогазового технологічного транспорту і бурових установок за низьких температур навколишнього середовища. Доведена актуальність питання та проаналізовані недоліки існуючої на даний час технічної документації з експлуатації дизельних двигунів. Проведені експериментальні дослідження величини тиску моторної оливи перед турбокомпресором і витрати моторної оливи через підшипники турбокомпресора. Запропоновані заходи, які дозволять запобігти передчасному виходу з ладу дизельних двигунів з турбокомпресорами нафтогазового технологічного транспорту і бурових установок за низьких температур навколишнього середовища.

Ключові слова: *бурові установки, нафтогазовий технологічний транспорт, силовий привід, дизельні двигуни, турбокомпресори.*

Розвиток газової та нафтової промисловості України пов'язаний з постійним збільшенням енергоозброєності галузі. Буріння свердловин та ефективне функціонування нафтогазового технологічного транспорту вимагає постійного підвищення потужності силових установок. Для збільшення літрової потужності дизельних двигунів з одночасним забезпеченням високої економічності в нафтогазовій галузі в даний час широко використовуються дизельні двигуни з турбонаддувом повітря, наприклад, 6 ЧН 21/21 (в бурових установках ЗД86-1), В2-500ТК-С4 (в НБО-Д), ЯМЗ-238 та КамАЗ-740 (в багатьох установках нафтогазового технологічного транспорту). Тому збільшення ресурсу та надійності турбокомпресорів таких двигунів є актуальним завданням для фахівців нафтогазової галузі.

Одним з найнесприятливіших експлуатаційних режимів роботи дизельного двигуна з турбокомпресором є режим пуску при низьких (нижче 0⁰С) температур. В цих умовах спостерігається значна затримка надходження моторної оливи до підшипників турбокомпресора, обумовлена гідравлічним опором трубопроводів на лінії всмоктування оливного насоса і на лінії нагнітання оливи підвищеної в'язкості. Затримка надходження моторної оливи призводить до зміни гідродинамічних умов роботи підшипників турбокомпресорів, і при порушенні режиму

прогрівання дизельного двигуна після пуску можлива відмова турбокомпресорів.

Несприятливі моменти, що супроводжують пуск дизельних двигунів з турбокомпресорами за крайніх температур навколишнього середовища, на даний час недостатньо враховані в рекомендаціях з експлуатації дизельних двигунів, які використовуються, в тому числі, в нафтогазовому технологічному транспорті. Наприклад, Ярославський моторний завод рекомендує обмежувати частоту обертання колінчастого вала дизельного двигуна з турбокомпресором під час його прогрівання. В технічній документації фірми Каммінс зазначено, що під час прогрівання не допускається різке підвищення частоти обертання колінчастого вала дизельного двигуна з турбокомпресором. Фірма Катерпіллер рекомендує обмежувати навантаження на двигун з турбокомпресором під час його прогрівання. Тобто, рекомендації мають занадто загальний характер.

Тому, завданням проведених досліджень було встановити, як залежить надійність роботи турбокомпресора від експлуатаційних режимів роботи двигуна та його технічного стану. Експериментальні дослідження проводились узимку 2010-2011 року на дизельному двигуні з турбокомпресором ЯМЗ-238, який використовується в багатьох установках нафтогазового технологічного транспорту.

Будова системи мащення цього двигуна є наступною. Моторна олива з піддону дизельного двигуна через сітчастий оливоприймач засмоктується шестеренчастим двосекційним насосом і через повнопоточковий сітчастий фільтр грубого очищення оливи надходить в головний оливний канал. В корпусі фільтра встановлено перепускний клапан. Коли різниця тиску до і після фільтра сягає 0,18-0,23 МПа, клапан відкривається. Після чого частина неочищеної оливи подається безпосередньо в оливну магістраль. Таке підвищення тиску може відбутися при засміченому фільтрі і при великій в'язкості оливи, наприклад, при пуску дизельного двигуна в холодну пору року. З оливного каналу по отворах в блоці циліндрів олива подається до пар тертя двигуна. Під тиском змащуються: корінні і шатунні підшипники колінчастого валу, підшипник у верхній головці шатуна, підшипники кулачкового вала механізму газорозподілу, підшипник проміжної шестерні приводу оливного насоса, вісь коромисла, паливний насос високого тиску, регулятор, поршневий компресор. З головного каналу частина оливи (близько 10%) подається до відцентрового фільтра очищення оливи. З відцентрового фільтра очищення далі олива зливається в піддон. В корпус підшипників турбокомпресора олива поступає з головного оливного каналу через спеціальний фільтр з паперовим фільтруючим елементом. Тонкість фільтрації оливи складає приблизно 30 мкм. З турбокомпресора олива зливається в піддон двигуна. Радіаторна секція оливного насоса подає оливу тільки в радіатор охолодження. З радіатора охолоджена олива також зливається в піддон. Особливістю систем мащення дизельних двигунів з турбокомпресорами є, переважно, наявність фільтра перед турбокомпресором.

Турбокомпресор є самою віддаленою від оливного насоса точкою мащення. Ця обставина вимагає дотримання певних умов запуску і прогрівання дизельного двигуна з турбокомпресором, особливо при негативних температурах навколишнього середовища. Основними показниками системи мащення, які впливають на ресурс турбокомпресора є величина тиску моторної оливи перед турбокомпресором та витрата моторної оливи через підшипники турбокомпресора.

Тиск P моторної оливи перед турбокомпресором можна визначити за формулою

$$P = P_n(1 - \Psi) \frac{\rho_o \mu_o}{2} \alpha_g R^2,$$

де P_n – тиск оливного насоса, Ψ – коефіцієнт гідравлічних втрат, ρ_o – густина моторної оливи, μ_o – в'язкість моторної оливи, α_g – коефіцієнт витрати моторної оливи, R – радіус оливного каналу перед турбокомпресором.

Витрата V моторної оливи через підшипники турбокомпресора знаходиться за залежністю

$$V = 2\alpha F_c \sqrt{\frac{2P}{\rho_o}},$$

де F_c – площа перерізу оливного каналу перед турбокомпресором.

Для визначення часу затримки надходження оливи до підшипників турбокомпресора та часу підняття тиску до рівня, встановленого нормативно-технічною документацією, були проведені дослідження за типових для України зимових температур. Пуски дизельного двигуна проводились при температурах мінус 5, мінус 10 та мінус 15°C та різними станами фільтруючих елементів фільтру турбокомпресора. Випробування проводили в однакових умовах на оливі М8Г₂. Визначення тиску в корпусі вузла підшипників і різних точках системи мащення двигунів, проводили цифровим давачем тиску. Давач тиску підключався до електронного мотор-тестера. Температуру оливи вимірювали хромель-капельевими термопарами. Витрата моторної оливи через корпус підшипників турбокомпресора визначалась об'ємним методом.

Згідно нормативно-технічної документації, для забезпечення нормальної роботи підшипників турбокомпресора, мінімально необхідне значення тиску в корпусі підшипників повинно складати 0,15 МПа, а при пуску необхідно забезпечити витрату оливи через підшипники в діапазоні 150-200 мл за хвилину на оборотах холостого ходу, що відповідає тиску перед турбокомпресором 0,1-0,15 МПа.

Як показали досліди, при пуску дизельного двигуна з новим (чистим) оливним фільтром при температурі мінус 5°C олива до місця відбору з головного каналу до фільтру турбокомпресора поступає через 4-5 секунд, при температурі мінус 10°C олива до турбокомпресора поступає через 7-8 секунд, при температурі мінус 15°C олива до турбокомпресора поступає приблизно через 10-12 секунд.

Затримка надходження оливи до підшипників турбокомпресора при різних станах оливного фільтру дизельного двигуна при температурі мінус 10°C за вказаних вище умов складає: при установці нового елементу – 7-8 секунд; при установці забрудненого елементу, який відпрацював на дизельному двигуні 200 мотогодин – 23-25 секунд; при установці сильно забрудненого елементу, який відпрацював на дизельному двигуні 400 мотогодин – 60-70 секунд.

Підняття тиску перед турбокомпресором до 0,15 МПа при різних станах оливного фільтру дизельного двигуна при температурі мінус 10°C за вказаних вище умов складає: при установленні нового елемента – 14-15 секунд; при установленні забрудненого елемента, який відпрацював на дизелі 200 мотогодин – 60-65 секунд; при установці сильно забрудненого елемента, який відпрацював на двигуні 400 мотогодин – близько двох хвилин.

Таким чином, у ході досліджень були виявлені умови, що дозволяють запускати дизельний двигун за низьких температур, не погіршуючи працездатності вузла підшипників турбокомпресора. Перед пуском дизельного двигуна, який обслуговувався згідно регламенту та, відповідно, з чистим оливним фільтром турбокомпресора після тривалої (6-8 годин та більше) зупинки або заміни моторної оливи, необхідно запобігти передчасному запуску двигуна. Для цього необхідно встановити скобу рейки паливного насоса високого тиску в положення вимкненої подачі палива. Далі, протягом кількох секунд необхідно провертати стартером колінчастий вал без запуску двигуна. Цей час, в залежності від температури навколишнього середовища, повинен складати:

- при температурі мінус 5°C – 5 секунд,
- при температурі мінус 10°C – 8 секунд,
- при температурі мінус 15°C – 12 секунд.

При цьому необхідно переконатись за показами манометра на контрольно-вимірювальному щитку установки, що після прокрутки колінчастого вала дизельного двигуна в холостому режимі з'явився тиск оливи в системі мащення та в головному оливному каналі турбокомпресора. За появи тиску можна пускати двигун.

Експлуатація турбокомпресорного дизельного двигуна з істотно забрудненим оливним фільтром при низьких температурах навколишнього середовища неприпустима. Для появи оливи в каналах турбокомпресора необхідно крутити колінчастий вал двигуна занадто довго, що призведе до виходу з ладу стартера або суттєвого зменшення його ресурсу. Як варіант, можливе використання додаткового оливного насоса попередньої підкачки оливи з електричним або ручним приводом.

При зупинці двигуна та, відповідно, вала турбокомпресора в порожнині корпусу підшипників залишається невелика кількість оливи. Цієї кількості оливи достатньо для виключення пошкодження втулок протягом часу збільшення тиску перед турбокомпресором двигуна, якщо частота обертання колінчастого вала дизеля не перевищує оборотів холостого ходу. За цих умов роботи турбокомпресора не буде змін в поверх-

нях тертя вузла підшипників. Таким чином, після пуску дизель повинен працювати на режимі холостого ходу при частоті обертання не вище 700-800 обертів за хвилину, до появи стабільного тиску оливи перед турбокомпресором в діапазоні 0,1-0,15 МПа:

- за наявності нового фільтруючого елемента – 15 секунд;
- за наявності сильно забрудненого фільтруючого елемента – близько двох хвилин.

Витрата моторної оливи через підшипники турбокомпресора в початковий момент роботи дизельного двигуна при установленні нового фільтруючого елемента та температурі мінус 10°C за вказаних вище умов складає всього 50 мл за хвилину. У міру збільшення частоти обертання ротора різко зростає пропускна спроможність підшипників і при частотах обертання 20-30 тисяч оборотів за хвилину, що відповідає режиму максимального крутного моменту дизельного двигуна, витрата оливи складає вже близько 450 мл за хвилину, що відповідає тиску перед турбокомпресором менше 0,05 МПа.

Така недостатня подача оливи при високій частоті обертання ротора турбокомпресора призводить до втрати стійкості оливного шару у вузлі підшипників, що призводить до контактування поверхонь тертя. При огляді деталей вузла підшипників було відзначено пошкодження ділянок контакту. При тривалому контакті поверхонь спочатку з'являються мікропошкодження, які фіксуються за допомогою мікроскопа. Далі, а особливо за наявності в оливі абразивних частинок, виникають подряпини. Послідовне накопичення мікропошкоджень та подряпин призводить до якісних змін в роботі зв'язаних поверхонь вузла підшипників і, зрештою, до відмови вузла підшипників турбокомпресора при провертанні підшипника відносно корпусу. Наведена модель відмови підшипників турбокомпресора підтверджується і даними експлуатації. При розбиранні такого турбокомпресора характерним є сліди бронзи на валу ротора, втрата рухомості кілець турбінного ущільнення і підвищене нагароутворення. При роботі дизельного двигуна з таким дефектом спостерігається синій дим на випуску та підтікання моторної оливи через з'єднання після турбінного колеса турбокомпресора.

Література

1. Римеров Д.С. Двигатели буровых установок / Д.С.Римеров, М.Б.Астафьев. – М.: Недра, 1986.
2. Дизель В2. Описание и руководство по эксплуатации. – М.: Энергомашэкспорт, 1985. – 251 с.
3. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И.Колчин, В.П.Демидов. – М.: Высш. школа, 1980. – 400 с.
4. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей с турбонаддувом / Гюнтер Губертус. – М.: ЗАО КЖИ “За рулем”, 2004. – 176 с.

5. Греков Л.В. Топливная аппаратура дизелей с турбонаддувом и электронным управлением / Л.В.Греков. – М.: Легион-Автодата, 2003. – 176 с.
6. Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования: Учеб. пособие для вузов / А.Л.Ильский, Ю.В.Миронов, А.Г.Чернобыльский. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
7. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов / Р.А.Баграмов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
8. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов/ Д.Н.Вырубов, Н.А.Ивашенко, В.И.Ивин и др.; Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 13.10.2011 р.
Рекомендовано до друку д.т.н., професором Мойсишиним В.М.*

RESEARCH OF RELIABILITY OF TURBOCOMPRESSORS OF DIESEL ENGINES OF OIL AND GAS TECHNOLOGICAL TRANSPORT AND BORING OPTIONS AT LOW AMBIENT TEMPERATURES

S. I. Kryshchtopa, L. I. Kryshchtopa

*Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivs'k, Carpathians st., 15;
ph. +380 (3422) 4-21-23; e-mail: e-mail: retes@mail.ru*

The article is devoted to research of operating office hours of diesel engines with turbocompressors of oil and gas technological transport and boring options at low ambient temperatures. Actuality of question is proved and the lacks of existent presently technical document on exploitation of diesel engines are analysed. Experimental researches of size of pressure of motor butter before turbocompressor and expense of motor butter through bearings of turbocompressor are conducted. Measures which will prevent premature death diesel engines with turbocompressors of oil and gas technological transport and boring options at low ambient temperatures are offered.

Key words: *Drilling units, oil and gas technological transport, power drive, diesel engines, turbocompressor.*