

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ НА РЕЖИМАХ ПУСКУ ТА ЗУПИНКИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ НАФТОГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ ТА БУРОВИХ УСТАНОВОК

С.І. Криштопа, Л.І. Криштопа, С.В. Мисюк

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

Стаття присвячена теоретичному та експериментальному дослідженню експлуатаційних режимів роботи дизельних двигунів з турбокомпресорами нафтогазового технологічного транспорту і бурових установок. Доведена актуальність питання та проаналізовано недоліки, існуючої на даний момент нормативно-технічної документації провідних виробників дизельних двигунів з турбокомпресорами нафтогазового технологічного транспорту і бурових установок. В матеріалах статті аналізується експлуатаційні режими роботи дизельних двигунів з турбокомпресорами нафтогазового технологічного транспорту і бурових установок при низьких температурах навколишнього середовища. Проведені експериментальні та теоретичні дослідження величини тиску моторного масла перед турбокомпресором і витрати моторного масла через підшипники турбокомпресора. Запропоновані заходи, які дозволяють запобігти передчасному виходу з ладу дизельних двигунів з турбокомпресорами нафтогазового технологічного транспорту і бурових установок при низьких температурах навколишнього середовища.

Ключові слова: дизельні двигуни, турбокомпресори, нафтогазовий технологічний транспорт, бурові установки

Статья посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям эксплуатационных режимов работы дизельных двигателей с турбокомпрессорами нефтегазового технологического транспорта и буровых установок. Доказана актуальность вопроса и проанализированы недостатки существующей в данный момент нормативно-технической документации ведущих производителей дизельных двигателей с турбокомпрессорами нефтегазового технологического транспорта и буровых установок. В материалах статьи анализируются эксплуатационные режимы работы дизельных двигателей с турбокомпрессорами нефтегазового технологического транспорта и буровых установок при низких температурах окружающей среды. Проведены экспериментальные и теоретические исследования величины давления моторного масла перед турбокомпрессором и расхода моторного масла через подшипники турбокомпрессора при пуске двигателя. Определены температуры деталей турбокомпрессоров при остановке дизельных двигателей после разных нагрузок. Предложены мероприятия, которые предотвратят преждевременный выход из строя дизельных двигателей с турбокомпрессорами нефтегазового технологического транспорта и буровых установок.

Ключевые слова: дизельные двигатели, турбокомпрессоры, нефтегазовый технологический транспорт, буровые установки

The article is devoted to theoretical and experimental researches of operating office hours of diesel engines with turbocompressors of oil and gas technological transport and drilling units. Actuality of question is proved and the lacks of existent presently normal-technical documentations on exploitation of of leading producers of diesel engines with turbocompressors of oil and gas technological transport and drilling units are analysed. In materials of the article operating office hours of diesel engines turbocompressors of oil and gas technological transport and drilling units at low ambient temperatures is analyzed. Researches of size of pressure of motor oil before turbocompressor and expense of motor oil through bearings of turbocompressor during starting of engine are conducted. The temperatures of details of turbocompressors in case of stopping of diesel engines after different loadings are certain. Experimental and theoretical researches of size of pressure of agile oil before turbocompressor and expense of agile oil through bearings of turbocompressor are conducted. Measures which will prevent premature death diesel engines with turbocompressors of oil and gas technological transport and drilling units are offered.

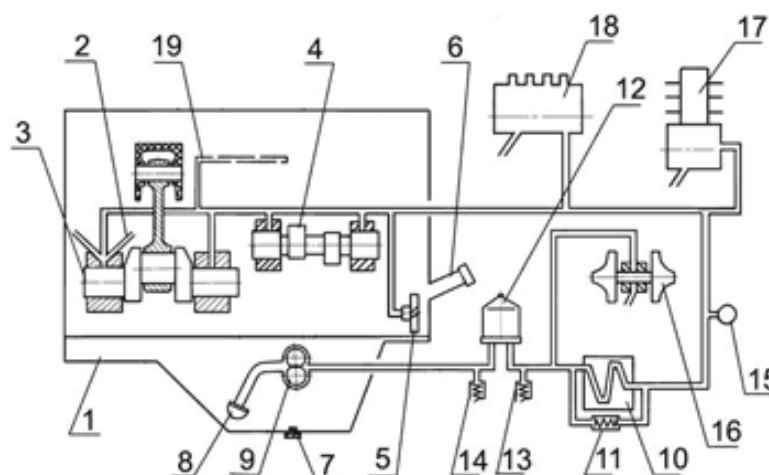
Keywords: diesel engines, turbocompressors, oil and gas technological transport, drilling units

Сучасний стан нафтогазової промисловості України пов'язаний з постійним збільшенням енергооснащеності галузі. Функціонування нафтогазового технологічного транспорту, буріння свердловин та інші технологічні процеси вимагають постійного збільшення 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. Одними з найнесприятливіших експлуатаційних режимів роботи дизельного двигуна з турбокомпресором є режими пуску при низьких (нижче 0°C) температурах та зупинки двигуна.

Дослідження режимів пуску дизельного двигуна з турбокомпресором.



1 – картер для оливи, 2 – форсунки охолодження поршнів, 3 – вал колінчастий, 4 – вал розподільний, 5 – шестерня проміжна, 6 – горловина оливозаливна, 7 – пробка оливного картера, 8 – оливоприймач, 9 – насос оливний, 10 – радіатор оливний, 11 – клапан радіаторний редуційний, 12 – відцентровий оливний фільтр, 13 – клапан зливний, 14 – клапан запобіжний, 15 – давач тиску, 16 – турбокомпресор, 17 – компресор, 18 – паливний насос високого тиску, 19 – оливний канал осі коромисел

**Рисунок 1 – Будова систем мащення та наддуву повітря дизельного двигуна ЯМЗ-238**

В умовах пуску дизельного двигуна має місце 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, тому при порушенні режиму прогрівання дизельного двигуна після пуску можлива відмова турбокомпресорів.

Несприятливі моменти, які супутні пуску дизельних двигунів з турбокомпресорами при несприятливих для експлуатації температурах 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 дизельного 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 зображена на рис. 1. Моторна олива з піддону дизельного двигуна через сітчастий оливоприймач засмоктується шестеренчастим двохсекційним насосом і через повнопотоковий сітчастий фільтр грубого очищення оливи поступає до головного оливного каналу. В корпусі фільтра встановлений перепускний клапан. Коли різниця тиску до і після фільтра досягає 0,18-0,23 МПа, то 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 змашуються: корінні і шатунні підшипники колінчастого вала, підшипник у верхній головці шатуна, підшипники кулачкового вала механізму газорозподілу, підшипник проміжної шестерні привода 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.

У корпус підшипників турбокомпресора олива поступає з головного оливного каналу крізь спеціальний фільтр з паперовим фільтруючим елементом. Тонкість фільтрації оливи сягає 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 турбонагнітачами є, здебільшого, наявність фільтра перед турбокомпресором.

Турбокомпресор є найвіддаленішою 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

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

де:  $P_n$  – тиск оливного насоса,

$\Psi$  – коефіцієнт гідравлічних втрат,

$\rho_o$  – густина моторної оливи,

$\mu_o$  – в'язкість моторної оливи,

$\alpha_g$  – коефіцієнт витрати моторної оливи,

$R$  – радіус оливного каналу перед турбокомпресором.

Витрата  $V$  моторної оливи через підшипники турбокомпресора знаходиться за залежністю

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

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 за температур мінус 5, мінус 10 та мінус 15°C та різними станами фільтруючих елементів фільтра турбокомпресора. Випробування проводили в однакових умовах на оливі М8Г<sub>2</sub>. 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-капельними 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 свідчать досліді, при пуску дизельного двигуна з новим (чистим) оливним фільтром за температури мінус 5°C олива до місця відбору з головного каналу до фільтра турбокомпресора надходить через 4-5 секунд, за температури мі-

нус 10°C олива до турбокомпресора надходить через 7-8 секунд, за температури мінус 15°C олива до турбокомпресора надходить приблизно через 10-12 секунд.

Затримка надходження оливи до підшипників турбокомпресора для різних станів оливного фільтра дизельного двигуна за температури мінус 10°C за вказаних вище умов складає: при установленні нового елемента — 7-8 секунд; при установленні забрудненого елемента, який відпрацював на дизельному двигуні 200 мотогодин — 23-25 секунд; при установці сильно забрудненого елемента, який відпрацював на дизельному двигуні 400 мотогодин — 60-70 секунд.

Підняття тиску перед турбокомпресором до 0,15 МПа при різних станах оливного фільтра дизельного двигуна при температурі мінус 10°C за вказаних вище умов складає: при установці нового елемента — 14-15 секунд; при установці 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, в процесі проведення досліджень були виявлені умови, що дозволяють запускати дизельний двигун при негативній температурі, 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 за низьких температур навколишнього середовища неприпустима. Для появи оливи в каналах турбокомпресора необхідно крутити колінчастий вал дизельного 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 дизельного двигуна та, відповідно, вала турбокомпресора в порожнині корпусу підшипників залишається невелика кількість оливи. Цієї кількості оливи достатньо щоб усунути ймовірність 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 поверхнях тертя вузла підшипників. Таким чином, після пуску дизель повинен працювати на режимі холостого ходу за частоти обертання не вище 700-800 об/хв, до появи стабільного тиску оливи перед турбокомпресором в діапазоні 0,1-0,15 МПа:

- за наявності нового фільтруючого елемента — 15 секунд;

- за наявності дуже забрудненого фільтруючого елемента — близько двох хвилин.

Витрата моторної оливи через підшипники турбокомпресора в початковий момент роботи дизельного двигуна після встановлення нового фільтруючого елемента та за температури 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 обертів на 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, і відповідно, до контакту поверхонь тертя. При огляді деталей вузла підшипників було виявлено пошкодження поверхонь у місці контактування. При тривалому контакті поверхонь спочатку з'являються мікропошкодження, які фіксуються за допомогою мікроскопу.

Далі, особливо за наявності в оливі абразивних частинок, виникають подряпини. 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 візуалізується синій дим на випуску та підтікання моторної оливи крізь з'єднання після турбінного колеса турбокомпресора.

Дослідження режимів зупинки дизельного двигуна з турбокомпресором.

Температурні умови роботи вузла підшипників турбокомпресора визначаються, в основному, частотою обертання ротора турбокомпресора, витратою і температурою моторної

оливи і залежать від температури газів перед турбіною. Висока температура відпрацьованих газів, яка властива турбокомпресорам, обумовлює наявність двох інтенсивних потоків тепла у вузлі підшипників турбокомпресора. Один з них розповсюджується по корпусних деталях, а інший — через колесо турбіни по валу ротора. Таким чином, подача масла до підшипників турбокомпресора повинна забезпечувати створення надійного оливного шару в зазорах підшипників, а також і відведення тепла, що надходить вказаними тепловими потоками.

Дослідження, проведені на дизельному двигуні ЯМЗ-238, дозволили оцінити характер зміни температури моторної оливи і окремих точок корпусу підшипників залежно від частоти обертання ротора турбокомпресора, температури газів і витрати моторної оливи.

З результатів досліджень випливає, що зміна частоти обертання ротора турбокомпресора від 30 до 60 тис. об/хв за постійної температури газів на вході в турбіну (на рівні 650°C) істотно позначається на зміні температури корпусу підшипників турбокомпресора. Збільшення температури пов'язано із збільшенням інтенсивності тертя при підвищенні частоти обертання ротора. Певне зниження температури корпусу турбіни на цих режимах пояснюється зменшенням тепловіддачі від газів при зменшенні частоти обертання ротора через зменшення густини і швидкості газів в газозбірнику турбіни.

Зміна температури газів від 300 до 700°C при постійній частоті обертання ротора на рівні 60 тис. об./хв. підвищує температуру в області кілець ущільнювачів на 50°C. Це призводить до підвищення температури моторної оливи на зливі з вузла підшипників на 20°C, причому найбільше значення температури моторної оливи підвищується до 120°C.

Істотний вплив на працездатність вузла підшипників можуть також робити різкі зупинки дизеля. Дослідження впливу таких зупинок на тепловий стан деталей вузла підшипників полягає у визначенні температур цих деталей після вимкнення подачі палива.

Розподіл температур у момент зупинки дизельного двигуна, що працював під навантаженням при повній подачі палива та після роботи на оборотах холостого ходу наведений в табл. 1.

Через 3-4 хвилини після зупинки дизельного двигуна на режимі повної подачі палива температура вала і корпусу підшипників з боку турбіни сягає близько 320°C, а над кільцями ущільнювачів — 400°C. Біля підшипників з боку компресора температура підвищується меншою мірою і до 10-й хвилині сягає 200°C.

При такому температурному стані вузла підшипників турбокомпресора відбувається закоксування кілець ущільнювачів, втрата рухливості і, як наслідок, протікання моторної оливи через турбіну. Наявність кольорів "побежалості" на деталях ротора турбокомпресора свідчить про їх перегрівання і зменшення надійності роботи.

**Таблиця 1 – Розподіл температур при зупинці дизельного двигуна, що працював під навантаженням та після роботи на оборотах холостого ходу**

Час, хв.	Температура після зупинки дизельного двигуна, °С	
	на режимі номінальних обертів колінчастого вала	на режимі обертів холостого ходу
0	124	115
1	238	157
2	285	170
3	317	175
4	325	178
5	332	180
6	337	179
7	326	175
8	316	172
9	306	169
10	297	167

При зупинці дизельного двигуна після п'ятихвилинної роботи його на оборотах холостого ходу рівень температур деталей турбокомпресора менше майже в два рази, оскільки за цей час температура корпусу і колеса турбіни, від яких підводиться тепло в корпус підшипників і вал ротора, значно зменшуються.

Так, на п'ятій хвилині після роботи дизеля на оборотах холостого ходу температура моторної оливи на підшипниках з боку турбіни складає 114-117°С, а температура корпусу над ущільнюючими кільцями — 173-175°С. При зупинці дизеля з такого режиму температура вала турбокомпресора з боку турбіни підвищується лише до 190°С, а над кільцями ущільнювачів — до 210°С.

На номінальному режимі роботи дизельного двигуна температура гумових кілець ущільнювачів з боку компресора досягає 140°С. Для виготовлення кілець ущільнювачів використовується гума на основі каучуку. Пружні властивості цієї гуми зберігаються в інтервалі температур від -30°С до +130°С. При тривалій роботі при температурі 130°С кільця, виготовлені з такої гуми, втрачають пружність, грубіють, тріскаються і деформуються, а отже, втрачають свої ущільнюючі властивості. В цих місцях починається підтікання моторної оливи, особливо при роботі дизеля на режимах холостого ходу із забрудненим повітряним фільтром.

Найбільш швидко втрата пружних властивостей кілець спостерігається при роботі дизеля на режимах з різко вираженою температурною циклічністю. Це має місце при роботі дизельного двигуна, наприклад, при спуско-піднімальних операціях бурових установок та агрегатів для ремонту свердловин.

При зупинці дизеля, що працював під навантаженням при повній подачі палива, відбувається спочатку пониження температури гумового кільця ущільнювача, а потім знов під-

вищення його температуру. Наведені дані свідчать про те, що для надійної роботи вузла підшипників турбокомпресора дизель з турбонаддувом необхідно зупинити лише після 3-5 хвилин роботи на оборотах холостого ходу.

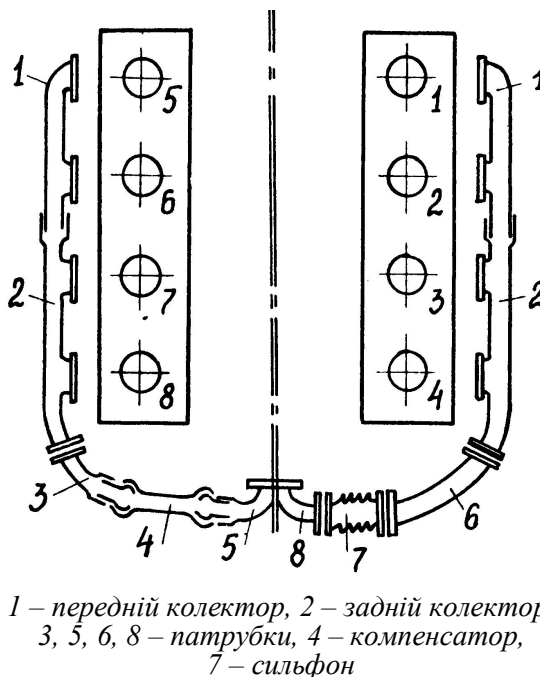
Дослідження роботи дизельного двигуна з турбокомпресором при розгерметизації системи наддуву.

При експлуатації дизеля з наддувом деякі дефекти, що мають місце і для дизельного двигуна без наддуву, викликають якісно інші наслідки, що призводить до відмови. Наприклад, послаблення кріплення випускного колектора, майже нешкідливе для дизеля без наддуву, призводить до миттєвого падіння тиску наддуву. Це, у свою чергу, викликає погіршення тягових властивостей дизельного двигуна з турбокомпресором.

Зменшується вагове наповнення циліндрів повітрям, підвищується температура газів в циліндрі, випускному трубопроводі, що викликає підвищення термічної напруженості деталей циліндропоршневої групи та турбокомпресора, які викликають його відмови. Через підвищення тиску і температури газів дефекти в системі впуску і випуску для дизеля з наддувом можуть бути частіше, ніж для безнаддувного дизельного двигуна. В експлуатації досить часто спостерігаються випадки ослаблення кріплення впускної і випускної систем двигуна на ділянці від головки циліндра до турбокомпресора.

Мають місце прогар азбостальних прокладок, втрата пружності гумових прокладок, що призводить до розгерметизації системи наддуву і відмов турбокомпресора.

Особливості конструкції випускної системи дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбокомпресором зображені на рис. 2.



1 – передній колектор, 2 – задній колектор, 3, 5, 6, 8 – патрубки, 4 – компенсатор, 7 – сільфон

**Рисунок 2 – Будова випускної системи дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбокомпресором**

Випуск газів з чотирьох циліндрів одного блоку здійснюється в один випускний колектор. Випускний колектор складається з двох частин. Передній колектор 1 відлитий з сірого чавуну СЧ 15-32 і не піддається термообробці. Задній колектор 2, виготовлений із спеціального чавуну такого ж хімічного складу, з якого відливається корпус турбіни. При збиранні дизеля передній колектор вкладається в розточку заднього колектора із зазором.

Далі випускні гази через патрубок 3, компенсатор 4 і патрубок 5 поступають в корпус турбіни. З'єднання чавунних патрубків 3 і 5 з компенсатором 4 втулкового типу. Передній і задній колектори кріпляться до головки циліндрів болтами. Болти (по два на кожний фланець) зварного типу. Гайка із сталі 40Х накрутається на один кінець шпильки і по торцю приварюється зваркою. Для ущільнення газового стику між фланцем колектора і головкою циліндра встановлюється прокладка з азбостального полотна з металевою окантовкою або прокладка з листової сталі, яка кріпиться болтовим з'єднанням.

Це болтове з'єднання працює в дуже жорстких умовах. На нього діє істотна вібрація і температура відпрацьованих газів, яка сягає 700°C. При цьому максимальна температура випускного колектора сягає 450°C, втулки під болт — 360°C, а болта — 350°C. Різниця температур по товщині фланця колектора складає 65°C, а температура болтів кріплення одного фланця до головки циліндрів відрізняється майже на 100°C.

При такому великому градієнті температур відбувається викривлення фланців. Непаралельність фланців випускного колектора, навіть при невеликому моторесурсі 500—1000 мото-годин, може сягати 0,2-0,3 мм. При нагріванні колектора відбувається і його видовження, що перевищує 1 мм.

При затягуванні болтового з'єднання створюється тертя між дотичними поверхнями деталей, причому завдяки тертю, усувається відносне поперечне переміщення деталей в площині, яка перпендикулярна осі болта. Отже, якщо до з'єднання буде прикладене в поперечному напрямі динамічне навантаження, то між контактуючими поверхнями виникне невелике бічне ковзання. Наявність податливого елемента в болтовому з'єднанні, яким є прокладка, зменшує зусилля стиснення деталей, а, значить, і тертя між витками різьби при усадці прокладки.

Тертя під головкою болта зменшується в результаті бічного ковзання колектора. Тому, при усадці азбостальної прокладки відбувається ослаблення затягування болта, а під дією вібрації і повне його вивертання. Збільшення первинного затягування болта не усуває ослаблення кріплення випускного колектора, а лише відтягує час відмови. При циклічній деформації колектора відбувається згин стрижня болта, що зменшує тертя під головкою болта і послаблює болтове з'єднання. При цьому можливий обрив болта.

При нагріванні деталей випускної системи відбувається їх теплове розширення. У випадку установа турбокомпресора позаду двигуна над маховиком, переміщення фланця патрубка, що підводить гази до турбіни, може досягати 3-4 мм. Такі великі деформації викликають поломки кронштейна турбокомпресора, обрив кріпильних з'єднань, розворот корпусу турбіни тощо. З цієї причини відносно довгі випускні системи виконуються розрізними. Наприклад, на дизельних двигунах В2 та ЯМЗ між заднім колектором і корпусом турбіни встановлюється сполучна втулка-компенсатор, що дозволяє компенсувати неспіввісність деталей і теплові деформації. Але при цьому виникає інша проблема — герметичності рухомого втулкового з'єднання та необхідності усунення витoku газу.

Витоки газу крізь втулкові з'єднання при роботі дизеля на оборотах холостого ходу при невеликому навантаженні не призводить до відчутних погіршень техніко-економічних показників дизельного двигуна з турбокомпресором, оскільки такі режими роботи характеризуються достатньо високим значенням коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha > 2$ .

При роботі дизельного двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці (при повній подачі палива) значення коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha = 1,4-1,9$ , а температура випускних газів перед турбіною досягає 700°C. На цих режимах роботи витік газу крізь втулкові з'єднання неприпустимий, оскільки це знижує тиск наддуву і призводить до погіршення техніко-економічних показників дизельного двигуна з турбокомпресором. Зменшення зазору у втулковому з'єднанні усуває витік газу, проте за високої температури газів (понад 600-700°C) відбувається заклинювання з'єднання, втрачається його рухливість.

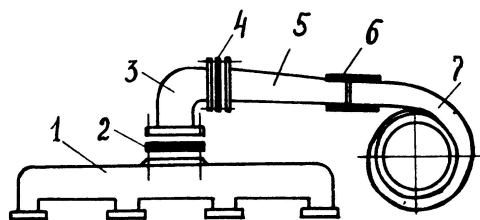
Втулке з'єднання, зібране із зазором 0,05 мм, нероботоздатне, оскільки відбувається його заклинювання, що утрудняє, а іноді і робить неможливим його розбирання. Необхідно виконувати втулке з'єднання із зазором не меншим 0,1 мм. Додаткова установка бандажа на шарнірне з'єднання компенсатора у вигляді зовнішнього кільця, зварюваного встик, підвищує надійність шарнірного з'єднання.

Розгерметизація системи впуску обумовлена послабленням болтових з'єднань, втратою пружних властивостей гумових прокладок, недостатньою міцністю сполучного шланга. Унаслідок більш низьких (в порівнянні з деталями випускної системи) температур деталей системи впуску, послаблення болтового з'єднання тут досить рідкісне явище, яке повністю можна віднести до розряду виробничої відмови. Розгерметизація системи впуску викликана, в основному, втратою пружних властивостей гумових прокладок, розтріскуванням, затвердінням і ослабленням і розшаруванням з'єднувального трубопроводу.

При роботі дизеля максимальна температура внутрішньої поверхні шланга на 20°C нижча температури наддувного повітря і досягає 100-110°C на номінальному режимі. По товщи-

ні шланга температура неоднакова, зовнішня поверхня на 20°C менше, ніж внутрішня. В результаті низької термостійкості гумових шарів, високої температури повітря, що перевищує допустиму для даного матеріалу, відбувається розтріскування і розшарування шланга. Такий дефект відбувається вже після 500-600 мотогодин роботи.

Конструктивне рішення більшості технічних проблем завжди є компромісним між ефективністю, вартістю і трудомісткістю виготовлення. Виключити витік газу у випускній системі пропонується іншим шляхом, як це показано на рис. 3.



1 – впускний колектор, 2 – еластична прокладка, 3, 5 – патрубки, 4 – жорстка прокладка, 4 – трубопровід, 7 – корпус турбокомпресора

**Рисунок 3 – Будова модернізованої випускної системи дизельного двигуна ЯМЗ-238 з турбокомпресором**

Турбокомпресор на дизельному двигуні встановлений так, що вісь ротора перпендикулярна до осі колінчастого валу або турбокомпресор встановлений упоперек дизеля. Колектор впуску 1 є загальним для 4 циліндрів одного блоку. Відливається він з алюмінієвого сплаву АЛ-4. Колектори кріпляться до болта гайками М10Х 1,25 по дві на кожний фланець. Під кожний фланець встановлюється паронитова прокладка 4 завтовшки 1,2 мм. Всередину колектора впуску кожного блоку подається повітря від турбокомпресора 7 через сполучний патрубок 5. Цей патрубок також алюмінієвий.

Стик між фланцями колекторів і патрубка ущільнює гумова прокладка 2 завтовшки  $6 \pm 0,3$  мм. Прокладка виготовляється з гуми на основі каучуку. До сполучного патрубка 3 через гумову прокладку 4 під'єднується патрубок 5. Патрубок 5 з'єднується з корпусом компресора 7 трубопроводом 6. Товщина стінки трубопроводу – 5 мм. Шланг у розрізі має два тканинні прошарки, розділені гумою. Шланг кріпиться двома стрічковими стягнутими хомутами. За технічних умов шланг буде зберігати працездатність в інтервалі температур від мінус 55 до плюс 70°C протягом 10000 мотогодин.

Функції компенсатора у випускній системі буде виконувати сільфон 7, виконаний з гофрованої неіржавіючої сталі. До корпусу турбіни і патрубка 6 сільфон кріпиться трьома болтами. Ресурс сільфона визначається, в основному, якістю зварного з'єднання екрану. При неякісного зварювання під дією вібрацій зварний шов може розтріскуватися, а при великих неспіввідношеннях деталей екран може торкатися

гофри. У результаті утворюється прогар сільфона і розгерметизація системи випуску. Сільфон виконаний із сталі завтовшки 0,2 мм, тому неприпустимі удари і інші механічні дії, оскільки це призводить до його пошкодження. Для зменшення гідравлічного опору і захисту зовнішньої гофрованої поверхні від прогорання всередину сільфона необхідно встановити екран з гладкої труби.

Таким чином, проведені експериментальні і теоретичні дослідження та надані рекомендації дозволять суттєво збільшити ресурс та надійність роботи дизельних двигунів з турбонаддувом повітря бурових установок та установок нафтогазового технологічного транспорту.

### 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 Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії  
14.12.11  
Рекомендована до друку професором  
Мойсишиним В.М.