вимикається і двигун запускається за рахунок інерції колінчастого вала і маховика.

Застосування декомпресійного механізму дозволяє запустити двигун навіть при недостатній потужності пускової системи (можливе зменшення кількості акумуляторних батарей). При довгому простої дизельного двигуна, та при проведені реостатних випробувань, перед пуском, необхідно продути циліндри за допомогою індикаторного крану – для запобігання можливого гідроудару.

Вищевказана ситуація визначає актуальність і важливість проведення науково-дослідних робіт, спрямованих на продовження терміну служби акумуляторних батарей і застосування нового схемотехнічного рішення системи пуску тепловозних дизелів

Варбанець Роман Анатолійович, д.т.н., професор,
Клименко Валентин Григорович, асистент,
Кирилаш Олена Іванівна, к.т.н., доцент,
Пізінцалі Людмила Вікторівна, к.т.н., доцент,
Александровська Надія Ігоревна, к.т.н., доцент.
Одеський національний морський університет, кафедра СЕУ і ТЕ, e-mail: roman.varbanets@gmail.com

ВІБРОАКУСТИЧНА ДІАГНОСТИКА ГАЗОТУРБОНАГНІТАЧА СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Сучасні газотурбонагнітачі (Т/С) забезпечують високе значення тиску наддувного повітря (π_k до 5) і високоекономічну роботу морських дизелів з низькою емісією оксидів вуглецю та сажі. Висока економічність дизелів MAN ME і MAN MC (з реальною питомою ефективною витратою на рівні 160–170 г/кВт·год) забезпечується, зокрема, високим тиском наддувного повітря [1]. При зниженні ефективності роботи турбонагнітача економічність дизеля різко падає, а рівень емісії оксидів вуглецю та сажі зростає.

Під час експлуатації морських дизелів при роботі на часткових режимах відбувається засмічення випускних колекторів продуктами неповного згорання. У результаті цього змінюється пропускна здатність випускних колекторів і характер внутрішньої течії газів перед лопатками робочого колеса турбонагнітача. При цьому можлива поява пульсацій, що призводить до коливань ротора. Підвищений рівень коливань ротора створює додаткові навантаження на підшипники турбонагнітача і знижує їх ресурс. У разі появи мікродефектів підшипників турбонагнітача рівень вібрації ротора ще більше збільшується, що може привести до важкої аварії. Експлуатаційний контроль рівня вібрації ротора турбонагнітача може запобігти аварійній ситуації.

На судновому головному дизелі 5S60MC [2] при частоті обертання колінчастого вала 85 rpm був проведений аналіз віброакустичних сигналів турбокомпресора TCA 66-20072 [3], рис. 1. Ефективна потужність двигуна при цьому дорівнювала ~ 4500 kW, що відповідає навантаженню ~ 50 % від

номінального (MCR), і очікувана частота обертання турбокомпресора – 10300 rpm. Зазначені дані отримані з результатів морських випробувань головного двигуна 5S60MC Official Test Data, рис. 2. За даними цих випробувань побудована поліноміальна модель залежності частоти обертання T/C від потужності двигуна *T/Crpm* = *f*(*Ne*, kW), табл. 1 [4]. Турбокомпресор TCA 66-20072 має 22 лопатки на компресорному колесі (11 великих і 11 половинного розміру) [3].

У результаті аналізу було показано, що лопатки компресора турбонагнітача генерують коливання, які присутні в спектрі загальної вібрації незалежно від технічного стану турбонагнітача [5]. Спектральний аналіз показав, що лопатки компресора генерують віброакустичний сигнал з частотою, рівній частоті обертання ротора турбонагнітача, помноженій на кількість повітряних лопаток: $\upsilon_b = n_b * T/Crpm / 60$, де υ_b – лопаткова частота компресора турбонагнітача, Hz; n_b – загальна кількість лопаток компресора; *T/Crpm* – частота обертання турбонагнітача, rpm.

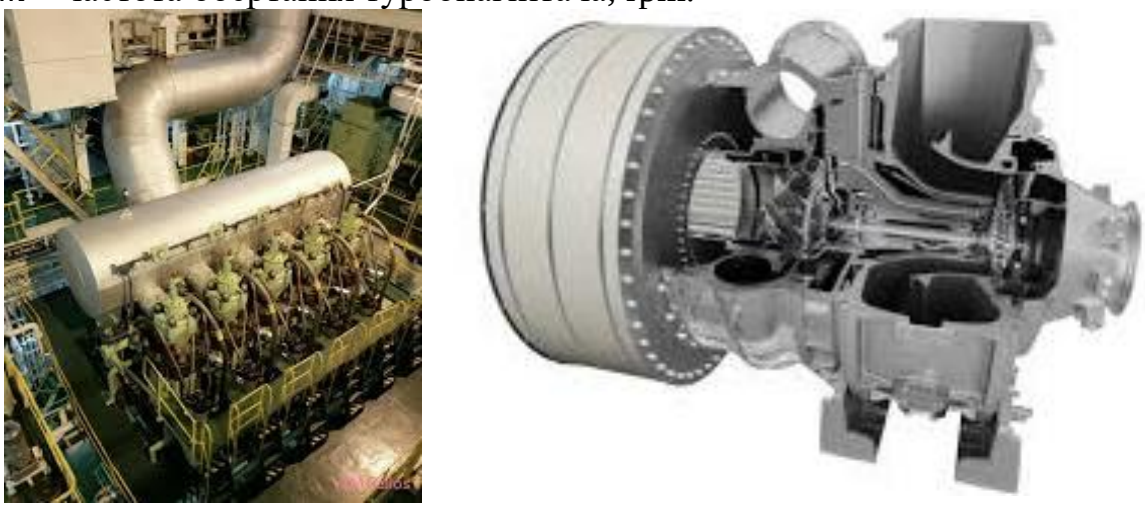

Рисунок 1 – Головний дизель 5S60MC з T/C TCA 66-20072

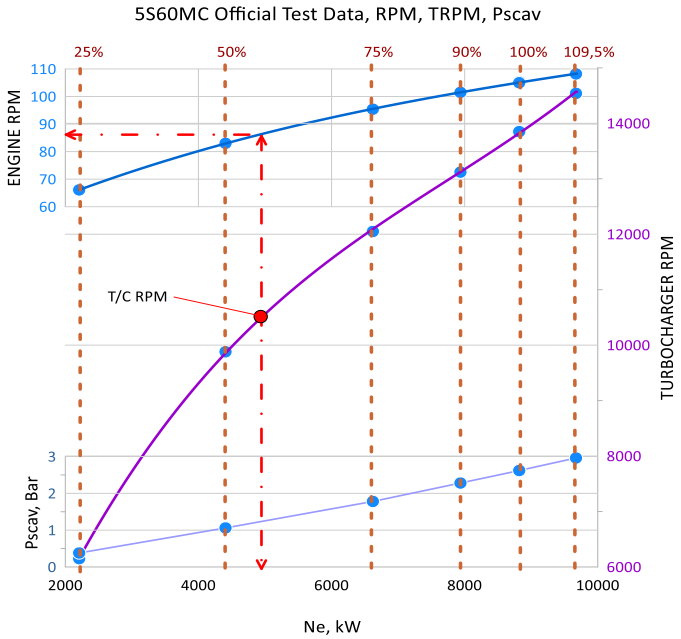

Рисунок 2 – Результати випробувань двигуна 5S60MC Official Test Data

Таблиця 1 – Поліноміальна апроксимація [4] *T/Crpm = f(Ne,* kW)

Equation type: T/Crpm =	((Degree3*Ne+Degree2)*Ne+Degree1)*Ne+Degree0
Coefficients:	Degree 0 = –25.8849715 Degree 1 = 3.508765178 Degree 2 = –0.0003549392173 Degree 3 = 1.531921627E-08
Degree 3 results:	Residual sum of squares = 4820.23 Coefficient of determination, R-sq'd = 0.999909 Correlation coefficient, R = 0.999954499

У першій частині експериментів запис сигналу проводився за допомогою електретного конденсаторного мікрофона EM-4530 зі смугою пропускання 100 Hz ~ 15 kHz [6]. У цьому випадку АЧХ мікрофона сприяла непригніченню сигналу на низьких частотах < 200 Hz. У другій частині експериментів запис сигналу проводився за допомогою вбудованого мікрофона смартфона MI6. Незважаючи на деяке пригнічення сигналу на низьких і високих частотах (~ < 200 Hz і ~ > 7000 Hz), лопаткова гармоніка добре виділялася в спектрі отриманого сигналу і дозволяла розрахувати гармоніку, відповідну основній частоті обертання ротора, рис. 3.

Рисунок 3 – Спектр віброакустичного сигналу лопаток компресорного колеса TCA 66-20072 на режимі 5S60MC 85 rpm, 4500 kW (~ 50 %)

Аналіз спектру на рис. 3 показав, що реальна лопаткова частота дорівнює 3782 Hz. Відповідна гармоніка знаходиться в спектрі близько до очікуваної частоти: 10300 / 60 * 22 = 3776,(6) Hz.

Таким чином, реальна частота обертання ротора газотурбонагнітача TCA 66-20072 на даному режимі навантаження дорівнює:

3782 Hz / 22 = 171,9 Hz;

171,9 Hz * 60 = 10314,(54) rpm.

На основній частоті обертання (171,9 Hz) амплітуда гармоніки носить невиразний характер. Можна сказати, що вона знаходиться в зоні шумів

спектру. Таким чином, можна зафіксувати відсутність скільки-небудь значимих коливань ротора на основній частоті, що з великою ймовірністю характеризує нормальний стан проточної частини Т/С і підшипників.

Характерною особливістю Т/С ТСА 66-20072 є наявність у віброакустичному спектрі кратних гармонік і субгармонік:

– субгармоніка 1/2 = 1891 Hz,

– кратні гармоніки x2 = 7564 Hz, x3 = 11346 Hz, x4 = 15128 Hz, x5 = 18910 Hz, x6 = 22692 Hz.

Наявність кратних гармонік і субгармонік у спектрі може діагностувати різні технічні стани Т/С, для визначення яких необхідно проведення додаткових експериментальних досліджень під час експлуатації.

Висновок

Спектральний аналіз віброакустичного сигналу, записаного з частотою 44,1 kHz дозволяє аналізувати гармоніки з частотою до 22,05 kHz [7]. При цьому аналіз можливий з кроком до 1 Гц. Лопаткова частота компресорів більшості Т/С суднових двигунів менше майже в два рази. Таким чином, у результаті спектрального аналізу віброакустичного сигналу компресора Т/С максимальна абсолютна похибка визначення частоти обертання складає менше 1 rpm. Така точність істотно вище точності штатних приладів, що дозволяє використовувати дану методику при визначенні миттєвої частоти обертання Т/С, при оцінці коливань ро-тора на основній частоті та, в деяких випадках, при подальшій оцінці навантаження двигуна.

Література

1. Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York; London: McGraw-Hill Education, [2018] ©2018.
2. MAN B&W S60MC-C8.2-TII Project Guid. URL: https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60MC-C8_2.pdf
3. Project Guide TCA Turbocharger. URL: https://turbocharger.mandieselturbo.com/docs/default-source/shopwaredocuments/tca.%20pdf?sfvrsn=2
4. Grapher ® 13.1.668 (64-bit) Mar 19 2018 2D & 3D Graphing Software. URL: www.goldensoftware.com
5. Varbanets R.A. Turbocharged Marine diesel engine frequency parameters monitoring / R.A. Varbanets, Y.M. Kucherenko // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine equipment and technology. Astrakhan. - 2013. - № 1. - pp. 103-110.9.
6. EM-4530, 100Hz ~ 15kHz Analog Microphone Electret Condenser 1V ~ 10V Omnidirectional. URL: https://www.soberton.com/em-4530/
7. Applied Time Series Analysis, by Robert K. Otnes and Loren Enochson.New York: Wiley, 1978, pp. 428.