

РІЧКОВИЙ ТА МОРСЬКИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.5.06

DOI <https://doi.org/10.33082/td.2023.1-16.03>

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ПОРУШЕННЯ ПРОТІКАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУДНОВОГО ДВИГУНА MAN B&W 8L48/60 НА ДИНАМІЧНІ ПОКАЗНИКИ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ

М.О. Бойко¹, В.П. Савчук², Д.О. Зінченко³

¹аспірант, старший викладач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0003-4945-2043

²к.т.н., доцент, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-5266-850X

³к.т.н., доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок,
Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна,
ORCID ID: 0000-0002-7333-7347

Анотація

Вступ. Надано оцінку застосування аналізу крутильних коливань динамічних моделей двигунів внутрішнього згорання для розробки та вдосконалення діагностичних комплексів. Зниження експлуатаційних витрат сучасних суднових середньооборотних двигунів (СОД), що пов'язані із вартістю робіт з технічного обслуговування та ремонту, можливе за рахунок оснащення суднових енергетичних установок системами безперервного моніторингу ефективності протікання робочих процесів в циліндрах двигунів. Складність динамічної системи дизеля та стохастична природа виникнення несправностей потребує детального дослідження впливу зміни технічного стану систем та механізмів двигуна на показники крутильних коливань. Одним із ефективних засобів такого дослідження є комп'ютерне моделювання із використанням спеціалізованих програмних комплексів. **Мета.** Дана стаття присвячена дослідженню динамічних процесів механічних систем двигунів внутрішнього згорання, що використовуються для моделювання крутильних коливань в програмному комплексі GT-SUITE. Надано опис комп'ютерної 1-D моделі суднового дизеля MAN 8L48/60 та особливостей налаштування головних шаблонів для моделювання динамічних процесів справного двигуна та такого, що має порушення протікання робочого процесу 5-го циліндру. **Результати.** Порівняння результатів моделювання вказують на те, що різниця кутових прискорень маховика складає 3033 рад/с², а на вільному кінці – 20652 рад/с² для номінального режиму навантаження. Встановлено вплив гармонічних коливань елементів на значення величин кутових прискорень колінчастого

валу. Висновки. З'ясовано, що основний вплив здійснюють гармонічні коливання четвертого порядку, що перевищують інші в 6 і більше разів.

Ключові слова: судновий двигун, кривошипно-шатунний механізм, крутильні коливання, динамічні процеси, моделювання, кутові прискорення маховика, колінчастий вал.

DETERMINATION OF A MAN B&W 8L48/60 MARINE ENGINE WORKFLOW DISRUPTION INFLUENCE ON THE DYNAMIC INDICATORS OF THE CRANK MECHANISM

M.O. Boyko¹, V.P. Savchuk², D.O. Zinchenko³

Graduate Student, Senior Lecturer of the Department of Vessel's Power Plants Operation,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine
ORCID ID: 0000-0003-4945-2043

²Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Vessel's
Power Plants Operation,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine
ORCID ID: 0000-0002-5266-850X

³Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Department of Vessel's Power
Plants Operation,
Kherson State Maritime Academy, Kherson, Ukraine
ORCID ID: 0000-0002-7333-7347

Summary

Introduction. The application of torsional oscillation analysis of dynamic models of internal combustion engines for the diagnostic complexes development and improvement is evaluated. Reducing the operating costs of modern marine medium-speed engines (MSE), associated with the cost of maintenance and repair, and is possible by equipping ship power plants with systems for continuous monitoring of the workflow efficiency in engine cylinders. The complexity of the diesel engine dynamic system and the stochastic nature of malfunctions occurrence requires a detailed study of the impact of engine systems and mechanisms technical condition changes on the indicators of torsional oscillations. One of the effective means of such research is computer modeling using specialized software packages. **Purpose.** A description of the objects of the dynamic processes research module of internal combustion engines mechanical systems, used to simulate torsional oscillations in the GT-SUITE software package, is presented. A description of a computer 1-D model of the MAN 8L48/60 marine diesel engine and the features of setting up the main templates for modeling the dynamic processes of a serviceable engine and an engine with a disruption of the 5th cylinder workflow are presented. **Results.** Comparison of the simulation results indicates that the difference in flywheel angular accelerations is 3033 rad/s^2 , and at the free end is 20652 rad/s^2 for the nominal load mode. The effect of elements harmonic oscillations on the value of the crankshaft angular accelerations is established. **Conclusions.** It has been established that the main influence is exerted by fourth-order harmonic oscillations, exceeding the others by 6 or more times.

Key words: marine engine, crank mechanism, torsional oscillations, dynamic processes, modeling, flywheel angular accelerations, crankshaft.

Вступ та постановка проблеми. Двигун внутрішнього згорання (ДВЗ) є джерелом вібрацій, що виникають в результаті періодичної дії сил газів та інерції. Ці сили викликають згинальні, осьові та крутильні коливання. Перші два види коливань не впливають на термін служби деталей кривошипно-шатунного механізму (КШМ), однак, незалежно від динаміки роботи двигуна, крутильні коливання найбільш небезпечні для його колінчастого валу. Як особливий вид вібрації крутильні коливання зазвичай використовують для опису крутильно-деформаційних рухів валів, що обертаються [1]. Причини крутильних коливань колінчастого валу ДВЗ можна розділити на дві категорії: внутрішні та зовнішні. Внутрішні та зовнішні причини крутильних коливань колінчастого валу обумовлені відповідно пружними деформаціями тіла колінчастого валу та періодичною дією крутних моментів, що діють на нього. Деталі КШМ можна вважати крутильною системою, яку можна моделювати за допомогою моделі зі зосередженою масою. Дослідження закономірностей розвитку крутильних коливань та вплив на них протікання робочих процесів ДВЗ є перспективним напрямком, що забезпечить умови для розвитку систем безперервного моніторингу. Контроль розбалансування потужності за циліндрами, порушення протікання робочого процесу в одному чи декількох циліндрах та виявлення роботи двигуна в критичній зоні частоти обертання можливо здійснити шляхом контролю за параметрами коливань обертальних деталей. Важливим питанням, що потребує ретельного дослідження, є вдосконалення методів та алгоритмів діагностування для конкретних типів ДВЗ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню впливу крутильних коливань на динамічні показники КШМ присвячено безліч публікацій. В роботі [2] досліджено вплив на кутові зміщення кривошипів змінних характеристик інерції КШМ (до цього ефекти змінної інерції ДВЗ вважалися незначними та не враховувалися у розрахунках). Методику прогнозування поведінки крутильних коливань ДВЗ в перехідному режимі методом модального накладання представлено в роботі [3] та взаємозв'язок зміни інерції кутового положення колінчастого валу з осьовими згинальними коливаннями описано в роботі [4]. В роботі [5] запропоновано теоретичну та гібридну моделі для оцінки коефіцієнтів демпфування; зокрема визначені абсолютні коефіцієнти демпфування в залежності від кута повороту колінчастого валу в [6]. Дослідження в напрямку застосування динамічних моделей для виявлення несправностей КШМ та порушення протікання робочого процесу наведено в роботах [7, 8].

Формулювання цілей статті. Враховуючи високу вартість експлуатаційних витрат сучасних суднових середньооберткових двигунів (СОД), що пов'язані із вартістю робіт з технічного обслуговування та ремонту, важливим є завдання оснащення суднових енергетичних установок системами безперервного моніторингу ефективності протікання робочих процесів в циліндрах двигунів. Таке завдання потребує проведення в першу чергу теоретичних та експериментальних досліджень динамічних показників при різних ймовірних порушеннях протікання робочого процесу. Одним із ефективних засобів такого дослідження є проведення комп'ютерного моделювання із використанням спеціалізованих програмних комплексів, таких як GT-SUITE, AVL та ін. З метою визначення закономірностей впливу параметрів робочого процесу на динамічні показники суднового дизеля,

на прикладі двигуна MAN 8L48/60, ставиться задача моделювання його динаміки в програмному комплексі GT-SUITE.

Виклад основного матеріалу.

Методологія частотного аналізу програмного комплексу GT-SUITE Програмний комплекс GT-SUITE має механічний вирішувач у частотній області, який наразі обмежений топологіями та шаблонами одновимірних механічних моделей. Це дозволяє виконувати два типи частотного аналізу:

- аналіз вільних вібрацій без згасання.
- аналіз демпфованої примусової вібрації.

Аналіз частоти можна запросити в GT-SUITE, підключивши до об'єкту «TorsFreqAnalysis» в кінці системи вибраних одновимірних механічних примітивів або спеціалізованих компонентів, які використовуються для моделювання (колінчастий вал, маховик, шатуни і т.д.). Такі системи, тобто крутильні кластери та застосовувані до них моменти навантаження, ідентифікуються об'єктом «TorsFreq-Analysis», який автоматично збирає їх матриці маси, жорсткості та демпфування, обробляє моменти навантаження та виконує вільний та/або примусовий частотний аналіз кластера. Об'єкт «TorsFreqAnalysis» також посилається на об'єкт «ForcedFreqAnalysis», параметри якого використовуються для налаштування та керування аналізом і вибором бажаних результатів.

Щоб виконати аналіз примусової реакції для такої системи, крутні моменти можуть застосовуватися:

- 1) підключення об'єкту «Torque» до об'єкту «Inertia» через пряме з'єднання;
- 2) підключення об'єкту «CrankSlider» до «Inertia» через «RigidConn» і застосування граничної умови тиску до «поршневого» лінку «CrankSlider» за допомогою компонента «EngCylPres» або «Pressure» та «PressureConn» підключення. У цьому випадку крутний момент, що змодельовано в шаблоні «Inertia», буде отримано шляхом розв'язку рівнянь руху КШМ.

Під час аналізу примусової реакції періодичні зміни прикладеного крутного моменту, змодельовані будь-яким із наведених вище підходів, автоматично розкладаються та виражені в термінах гармонік у частотній області для цілей аналізу.

Пружну систему створюють за допомогою шаблонів деталей і з'єднань, таких як: «Journal», «ShaftSegment», «CrankWeb», «CrankPin», «Flywheel», «BalanceShaft», «SplitPinTransPlate», «Gear», «Sprocket», «Pulley», «CamLobe» і «ShaftConn», для яких пружні та динамічні властивості (тобто момент інерції, жорсткість на кручення, коефіцієнт демпфування на кручення) можуть бути призначені або розраховані на основі геометрії та властивостей матеріалу. Вузли шаблону «CrankPin» враховують інерцію зворотно-поступального вузла за виразом:

$$I_{pin, effective} = I_{pin} + M_{rot}R^2 + \frac{(M_{recip} + M_{piston})}{2}R^2,$$

- де I_{pin} – інерція мотилевої шийки;
 M_{rot} – маса обертання шатуна;
 M_{recip} – поступальна маса шатуна;
 M_{piston} – маса поршня;
 R – радіус повороту кривошипа.

Для виконання частотного аналізу в системі, що складається з згаданих вище шаблонів деталей, параметр аналізу в головній частині CrankAnalysis встановлюється як «Torsion». Для спеціалізованих складових компонентів, на додаток до використання примітивного компонента «Torque», функція примусу може бути змодельована за допомогою підключення компонента «ConnectingRod» (з приєднаним компонентом «Piston») до частини «CrankPin» через частини «RevoluteJoint» і застосування граничної умови тиску на «Piston» за допомогою компонентів «EngCylPres» або «Pressure» та з'єднання «PressureConn2D». Результатом є крутний момент КШМ, прикладений до «CrankPin».

Моделювання динамічних показників двигуна MAN 8L48/60 в програмному комплексі GT-SUITE

Відповідно до параметрів прототипу та за допомогою вище описаних шаблонів деталей програми було розроблено 1D модель двигуна. (рис. 1). В шаблонах моделі задано масо-габаритні параметри деталей та їх моменти інерції. За допомогою об'єкту дослідження кінематики «CrankAnalysis» задано конфігурацію КШМ: кількість, розташування циліндрів, порядок їх роботи, напрямок обертання, тактність. На вкладках об'єкту «Analysis» вказано параметри проведення розрахунку: тип двигуна – тронковий (Type of Engine); опція визначення ВМТ за положенням кривошипа (TDC Angle Convention), режим навантаження крутним моментом (Speed or Load Specification), варіант проведення розрахунку вала на кручення, коли всі вузли колінчастого вала замінюються на обертальні ступені свободи з параметрами інерції, жорсткості та демпфування для кожного окремого компоненту (Crankshaft Analysis Option). Крім того вказано, які з розрахованих залежностей отримують графічне представлення.

Для аналізу коливальних процесів в елементах КШМ використовується шаблон «TorsFreq-Analysis». Результати, отримані від нього, можуть бути з'єднані з кластером одновимірних обертальних частин для виконання вільного та/або примусового крутильного аналізу в частотній області (гармонічного) кластера одновимірних обертальних компонентів.

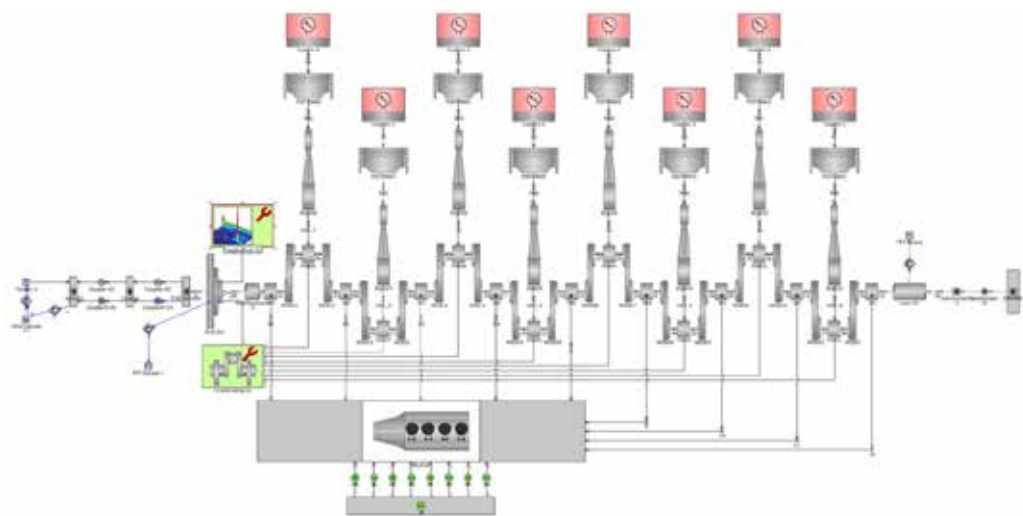


Рис. 1. 1-D модель двигуна MAN 8L48/60

Для визначення параметрів аналізу та бажаного результату для примусового частотного аналізу крутильних систем використовується об'єкт «ForcedFreqAnalysis». У цьому блоці встановлюється мінімальна та максимальна швидкості, що аналізується в розв'язанні вимушеної частоти, вказується кількість рівних кроків частоти обертання, які використовуються для поділу діапазону. Примусовий частотний аналіз виконується з кожним кроком частоти обертання, визначеним у межах діапазону. У пункті «Maximum Order Range for Analysis» визначається порогова частота для визначення резонансу. Якщо жодна комбінація частоти обертання двигуна та порядку (як визначено мінімальною швидкістю, максимальною швидкістю та максимальним замовленням для аналізу) не входить у межі, визначені для відомої резонансної частоти; буде додана нова точка швидкості, щоб резонансна частота була точно записана. Вкладка «Forcing Function Order Plots» надає можливості отримати графіки примусових функцій показників амплітуди та порядку. Для графіка буде намальовано три криві, одна з мінімальною та максимальною швидкістю, а одна з приростом швидкості, найближчим до середини діапазону. Для введення даних щодо характеру дії тиску газів на поршень використовується об'єкт «EngCylPres» (рис. 2).

Цей блок дозволяє застосувати один профіль тиску газів для всіх циліндрів одночасно, при цьому порядок роботи відповідає вказаному у «CrankAnalysis». Особливістю шаблону «EngCylPres» є те, що розрахунок циклу роботи двигуна починається з 0 градусів (ВМТ такту робочого ходу). Для контролю та стабілізації частоти обертання колінчастого вала під час проведення дослідження в програмі використовується динамометричний комплекс наведений на рис. 3. Він складається з об'єкту «Inertia», датчиків частоти обертання, PID-контролера, об'єкту навантаження крутним моментом «Torque», який можна використовувати для застосування крутного моменту до обертових механічних частин. Даний об'єкт

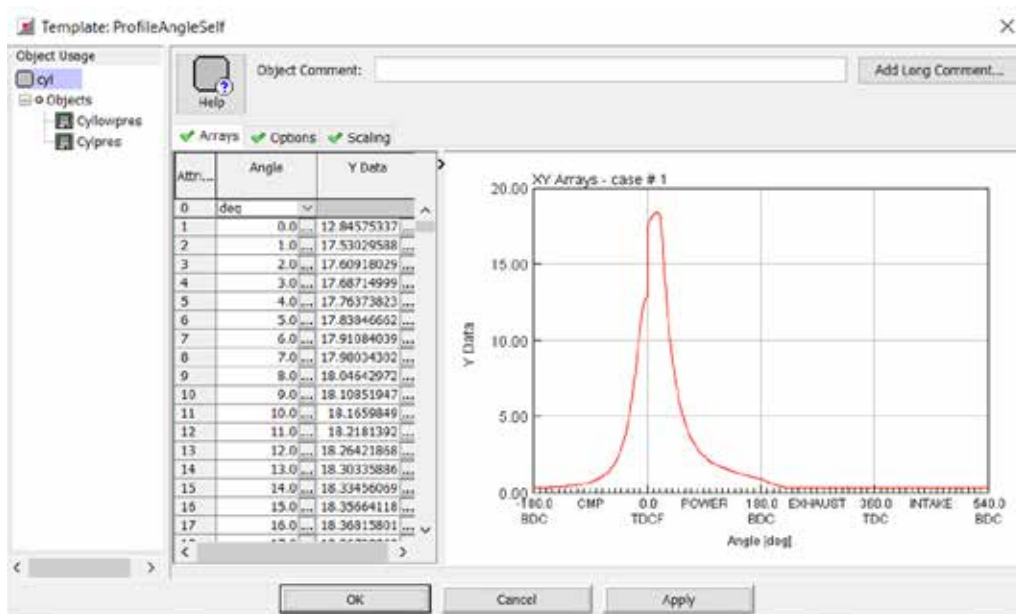


Рис. 2. Представлення індикаторної діаграми в шаблоні «EngCylPres»

є простим і має один змінний параметр (крутний момент), та він дозволяє задати прикладений крутний момент різними способами, включаючи постійний або змінний крутний момент, активацію з області керування або обчислення в моделі.

Розрахунок програмою проводиться відповідно до параметру об'єкту «Automatic Shut-Off When Steady-State» що вказує, чи слід зупинити моделювання до досягнення максимальної тривалості, визначеної в атрибутах і, що моделювання буде зупинено, якщо були виконані всі критерії конвергенції в усталеному стані. Відповідно до конфігурації двигуна порядок роботи циліндрів 1-3-2-5-8-6-7-4 з інтервалом 90° повороту колінчастого вала. Розрахунок гармонічних коливань проводиться в діапазоні частоти обертання від 60% (300 хв⁻¹) до 100% (500 хв⁻¹) з інтервалом 50 хв⁻¹. Значення параметрів інерції елементів колінчастого вала колінчастого вала розраховані за допомогою методології асоціації В.І.С.Е.Р.А. [9].

Розрахунки виконувались для двох варіантів: перший – для справного двигуна, другий – для двигуна в якому порушено процес згоряння у п'ятому циліндрі. На підставі отриманих результатів проведемо аналіз характеру зміни показників при зміні технічного стану двигуна.

Для повністю справного двигуна характер протікання крутного моменту та кутових прискорень маховика та вільного кінця колінчастого валу виглядає наступним чином (рис. 4, а, б, в). Для несправного двигуна відповідні показники наведено на рис. 4, г, д, е.

З результатів розрахунку та графічного відображення частотного аналізу вимушених коливань колінчастого вала (рис. 5) видно, що основний внесок у створення

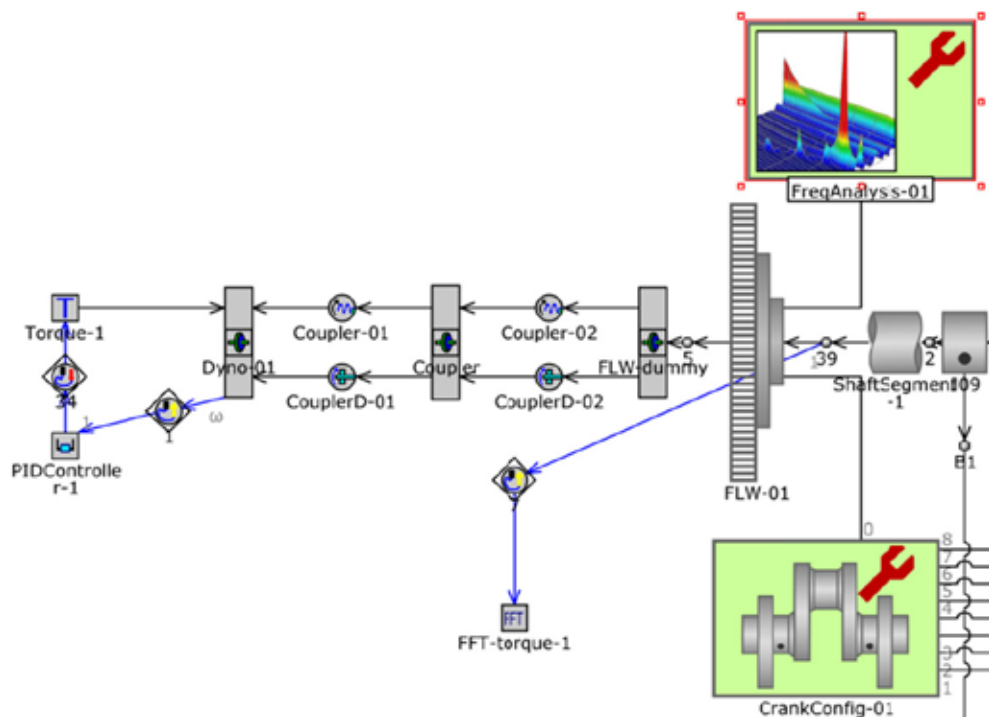


Рис. 3. Динамометричний комплекс контролю частоти обертання колінчастого вала

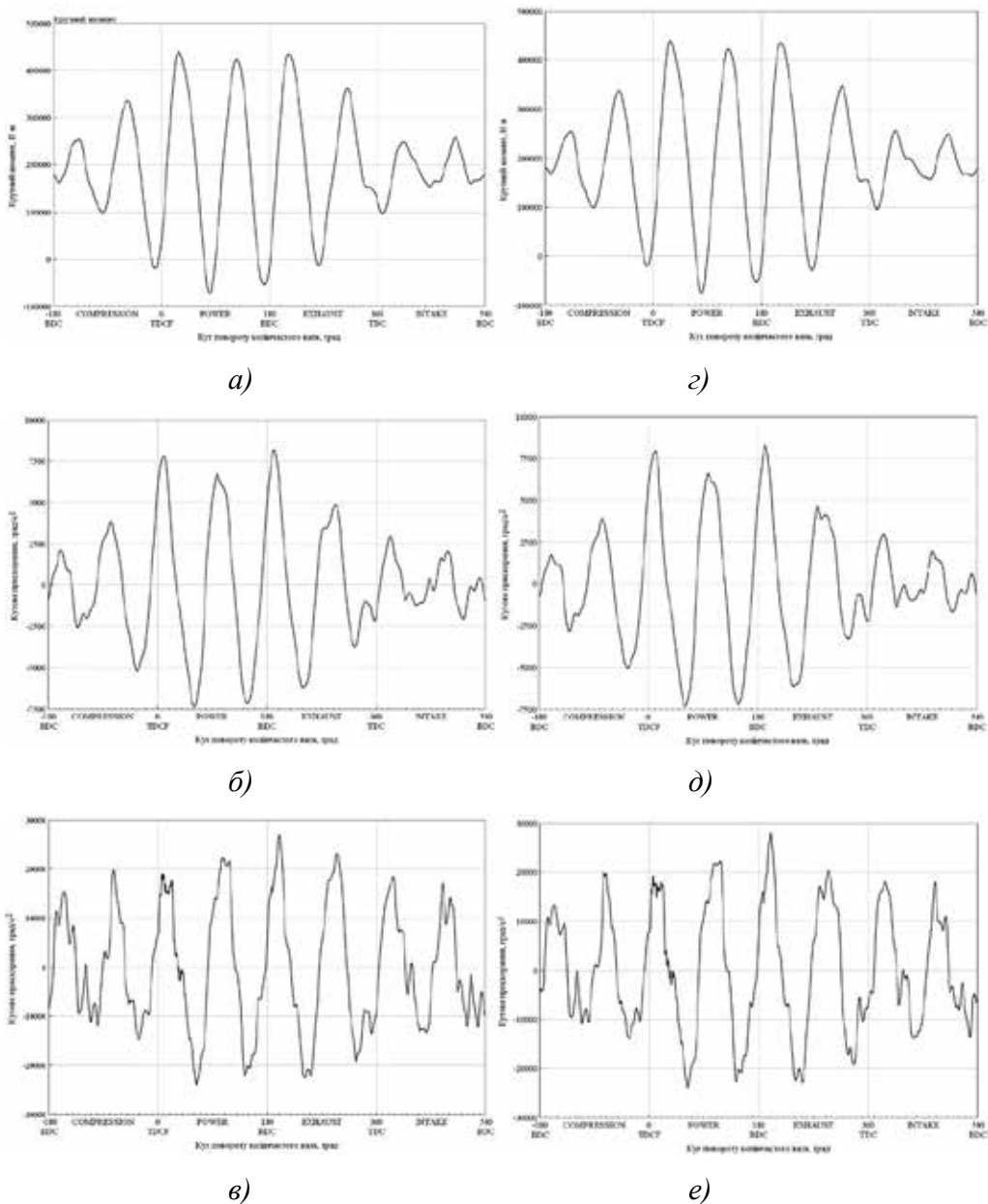


Рис. 4. Характер протікання крутного моменту та кутових прискорень маховика та вільного кінця колінчастого валу справного (а, б, в) та несправного (г, д, е) двигуна:
а, г – крутний момент; б, д – кутове прискорення маховика;
в, е – кутове прискорення вільного кінця

кутового прискорення як маховика, так і вільного кінця колінчастого валу створюють гармонічні коливання четвертого порядку. Їх величина мінімум у 8,3 рази більше за гармоніки інших порядків для маховика та у 7,8 рази більше для вільного кінця при номінальній частоті обертання справного двигуна.

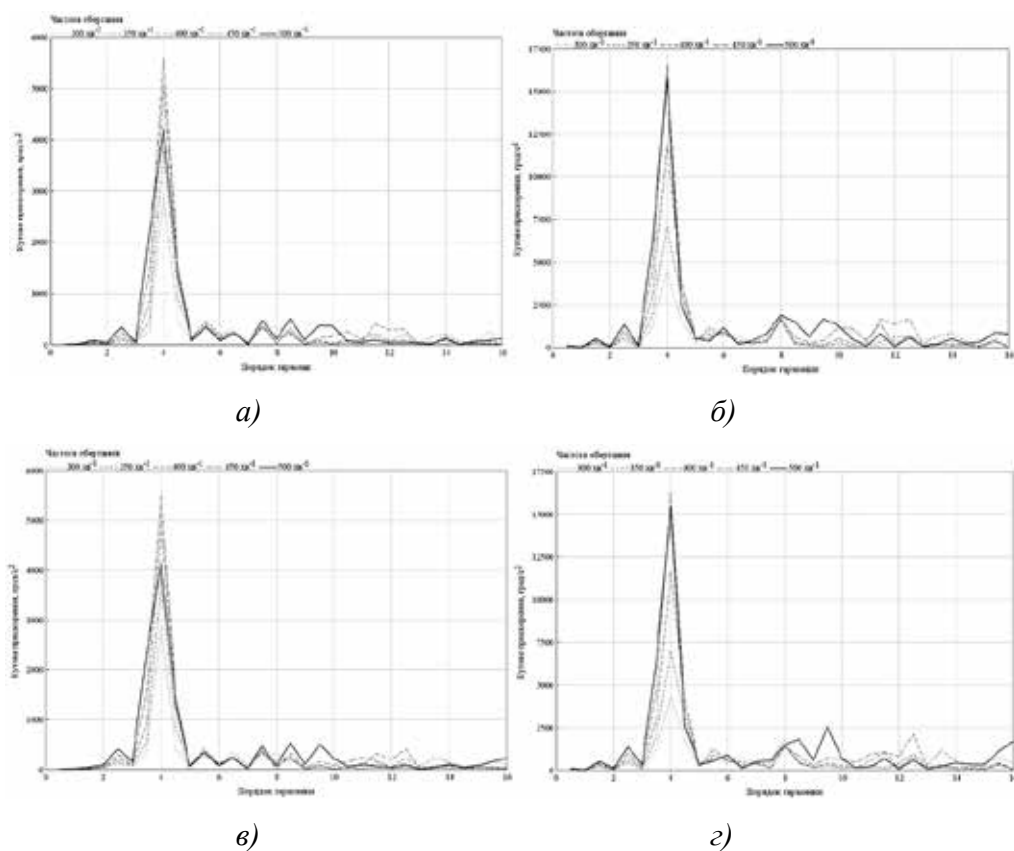


Рис. 5. Результати розрахунку та графічного відображення частотного аналізу вимушених коливань колінчастого валу:

а, б – амплітуда кутового прискорення маховика та вільного кінця справного двигуна; в, г – амплітуда кутового прискорення маховика та вільного кінця несправного двигуна

Аналіз отриманих результатів моделювання несправного двигуна вказує на те, що часина амплітуди кутового прискорення маховика від гармонічних коливань четвертого порядку у 7,9 рази більша та для вільного кінця – у 6,1 рази відповідно.

Враховуючи це, можна зробити висновок, що налаштування вимірювання кутового прискорення колінчастого валу в умовах експлуатації доцільно проводити на частотах, що відповідають цій гармоніці.

Результати відхилень крутного моменту для справного та несправного двигунів представлено на рис. 6. З графіку видно, що порушення процесу згоряння у п'ятому циліндрі провокує виникнення різниці крутного моменту в зоні робочого ходу для справного та несправного станів. Для номінальної частоти обертання максимальна амплітуда моменту складає 67124 Н·м. Такі коливання створюють значні навантаження на колінчастий вал двигуна, що в свою чергу може призвести до його пошкодження або руйнування. Враховуючи те, що варіювання крутного моменту обумовлює відповідні зміни кутової швидкості, виникає різниці кутових прискорень маховика та вільного кінця (рис. 7, 8). Таким чином, при номінальній частоті обертання максимальна різниця кутових прискорень маховика справного

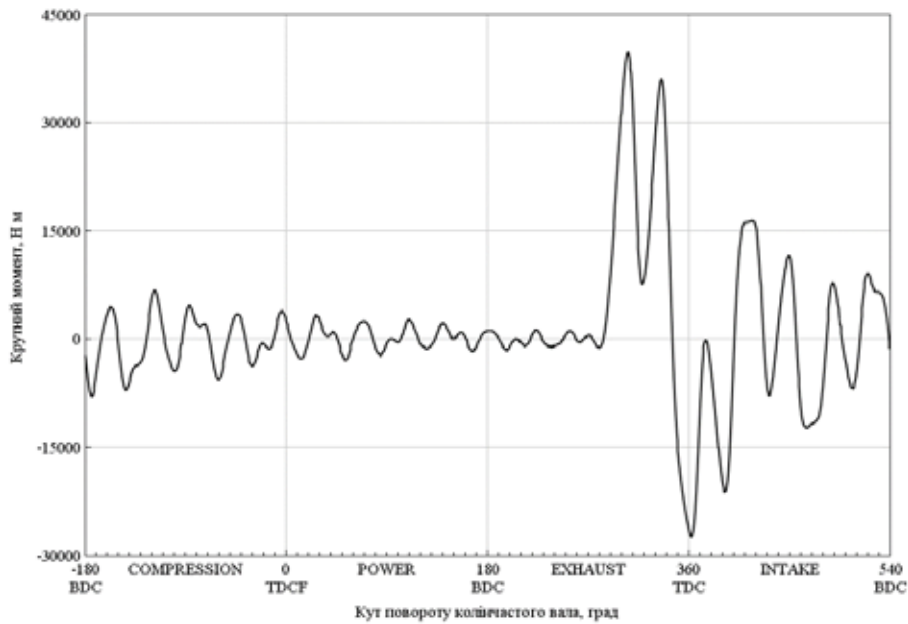


Рис. 6. Різниця крутного моменту справного та несправного двигуна

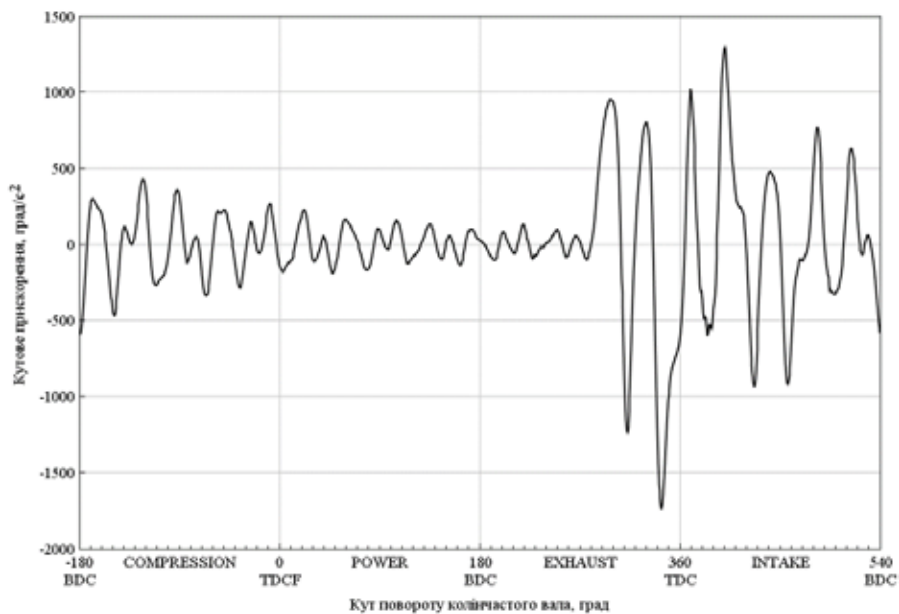


Рис. 7. Різниця кутових прискорень маховика справного та несправного двигуна

та несправного двигуна виникає на такті робочого ходу п'ятого циліндра та складає зі сторони маховика 3033 град/с² та для вільного кінця – 20652 рад/с². Ці показники можна використовувати в якості діагностичного параметру протікання робочого процесу у двигуні. В комбінації з застосуванням фільтрації сигналу за частотами, що відповідають гармоніці четвертого порядку, можливо підвищити точність діагностування.

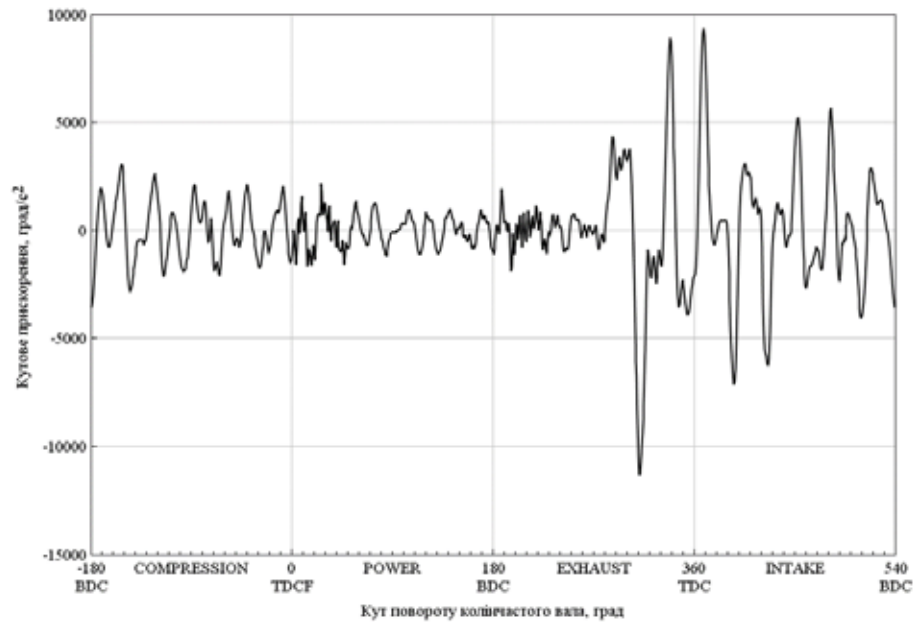


Рис. 8. Різниця куткових прискорень вільного кінця справного та несправного двигуна

Висновки. Враховуючи представлені результати, можна стверджувати, що за показниками крутильних коливань динамічної системи ДВЗ можливо здійснювати ефективний моніторинг та діагностування протікання робочих процесів в кожному окремому циліндрі. Комп'ютерне моделювання динамічних процесів в КШМ надає можливості визначити головні параметри, за якими можливо виявити порушення справного стану дизеля. Отримані результати куткових прискорень колінчастого валу двигуна СОД MAN 8L48/60 вказують на те, що в разі порушення процесу згоряння в одному з циліндрів різниця куткових прискорень на маховику складає 3033 рад/с^2 , на вільному кінці – 20652 рад/с^2 для номінального режиму навантаження. Встановлено, що головний вплив гармонічних коливань елементів на значення величин куткових прискорень колінчастого валу здійснюють гармонічні коливання четвертого порядку, що перевищують інші порядки на 6 і більше разів. Таким чином, підтверджена ефективність даного методу дослідження вказує на необхідність проведення подальших досліджень впливу основних несправностей СОД, що призводять до порушення протікання робочого процесу в кожному окремому циліндрі та розробка вимог до діагностичного обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Matyja T., Łazarz B. Modeling the coupled flexural and torsional vibrations in rotating machines in transient states. *Journal of Vibroengineering*. 2014. Volume 16(4). pp. 1911–1924.
2. Pasricha M.S. Effect of the gas forces on parametrically excited torsional vibrations of reciprocating engines. *Journal of Ship Research*. 2001. Volume 45(4). pp. 262–268.

3. Johnston P.R., Shusto L.M. Analysis of diesel engine crankshaft torsional vibrations. *SAE Spec. Pub., presented at SAE Government / Industry Meeting and Exposition*, Washington, DC, USA. May 18–21 1987. pp. 21–26.
4. Iwamoto S., Wakabayashi, K. A study on the damping characteristics of torsional vibration in diesel engines (Part I). *Journal of the marine engineering society in Japan*. 1985. Volume 19. pp. 34–39.
5. Song X.G., Song T.X., Xue D.X., Li B.Z. Progressive torsional-axial continued vibrations in crankshaft systems: a phenomenon of coupled vibration. *13th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise: Rotating Machinery and Vehicle Dynamics*, Miami, Florida, USA. September 22–25, 1991. pp. 319–323.
6. Wang Y., Lim T.C. Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine. *Journal of Sound and Vibration*. 2000. Volume 238(4). – pp. 710–719.
7. Tsitsilonis K-M., Theotokatos G., Xiros N., Habens M. Systematic investigation of a large two-stroke engine crankshaft dynamics model. *Energies*. 2020. Volume 13. pp. 2486-2514.
8. Liu E., Amaratunga G., Collings N., Soliman A. An Experimental Study on Engine Dynamics Model Based In-Cylinder Pressure Estimation. *SAE Technical Papers*. SAE International: Warrendale, PA, USA. – 2012, doi:10.4271 /2012-01-0896.
9. Nestrorides E.J. A Handbook on Torsional Vibration. *Cambridge University Press: British Internal Combustion Engine Research Association (B.I.C.E.R.A)*, 1958. 694 p.

REFERENCES

1. Matyja T., Łazarz B. (2014) Modeling the coupled flexural and torsional vibrations in rotating machines in transient states. *Journal of Vibroengineering*, 16(4), 1911–1924.
2. Pasricha M.S. (2001) Effect of the gas forces on parametrically excited torsional vibrations of reciprocating engines. *Journal of Ship Research*, 45(4), 262–268.
3. Johnston P.R., Shusto L.M. (May 18–21 1987) Analysis of diesel engine crankshaft torsional vibrations. *SAE Spec. Pub., presented at SAE Government / Industry Meeting and Exposition*, Washington, DC, USA, 21–26.
4. Iwamoto S., Wakabayashi, K. (1985) A study on the damping characteristics of torsional vibration in diesel engines (Part I). *Journal of the marine engineering society in Japan*, 19, 34–39.
5. Song X.G., Song T.X., Xue D.X., Li B.Z. (September 22–25, 1991) Progressive torsional-axial continued vibrations in crankshaft systems: a phenomenon of coupled vibration. *13th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise: Rotating Machinery and Vehicle Dynamics*, Miami, Florida, USA, 319–323.

6. Wang Y., Lim T.C. (2000) Prediction of torsional damping coefficients in reciprocating engine. *Journal of Sound and Vibration*, 238(4), 710–719.
7. Tsitsilonis K.-M., Theotokatos G., Xiros N., Habens M. (2020) Systematic investigation of a large two-stroke engine crankshaft dynamics model. *Energies*, 13, 2486–2514.
8. Liu E., Amaratunga G., Collings N., Soliman A. (2012) An Experimental Study on Engine Dynamics Model Based In-Cylinder Pressure Estimation. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271 /2012-01-0896.
9. Nestrerides E.J. (1958) A Handbook on Torsional Vibration. *Cambridge University Press: British Internal Combustion Engine Research Association (B.I.C.E.R.A)*, 694.