

УДК 621.824.32 : 621.822.001.24

Ю. Л. Тарсіс, К. Ю. Тарсіс

КВАЗІСТАТИЧНИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ ПІДХОДИ ДО РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ МІЦНОСТІ КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ

Порівнюються результати застосування квазістатичного та динамічного підходів до розрахунку параметрів міцності колінчастого вала на основі проблемно-орієнтованого пакета прикладних програм, доповненого програмою визначення власних частот зв'язаних коливань.

Постановка проблеми. Історично склалося так, що для оцінювання міцності колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання використовувалися два незалежних підходи – квазістатичний та динамічний. Відповідно до першого підходу рахувалися тільки сили інерції неврівноважених мас, незважаючи на коливання, що виникають при роботі двигуна. Однак на основі квазістатичного підходу послідовно підвищувалась адекватність математичних моделей колінчастого вала, що дозволило врахувати найбільш істотні фактори, які впливають на параметри його міцності, а саме такі, як статична невизначеність, пружна піддатливість та неспіввісність опор і, нарешті, зазори у гідродинамічних корінних підшипниках ковзання. Другий підхід, згідно з яким спочатку ставилася мета позбавлення резонансних режимів при крутильних коливаннях, а також підбір демпферів і антивібраторів для гасіння небезпечних коливань, зрештою зумовив необхідність розгляду зв'язаних подовжно-згинально-крутильних коливань на базі більш адекватних динамічних моделей, які дедалі більше наближались до рівня квазістатичних.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У праці [1] було наведено аналіз динамічної міцності колінчастого вала дизеля промислового трактора у зіставленні з квазістатичним підходом. При цьому для динамічного розрахунку застосовано 24 гармоніки збудження при розвиненні зовнішнього навантаження у ряди Фур'є. Як свідчать отримані результати, найбільші розбіжності мають місце у небезпечних перерізах 4, 5 та 6-ї щік.

Мета статті – дослідження причини значних розбіжностей результатів розрахунків в окремих елементах колінчастого вала.

Пропонований метод. Алгоритмічне і програмне забезпечення, що реалізує динамічний розрахунок, доповнено програмою визначення власних частот. Алгоритм пошуку частот ґрунтується на методі дихотомії при варіюванні частоти на заданому інтервалі з наперед заданою точністю. Оскільки у методі динамічних жорсткостей на завершенні прямого ходу отримується матриця стійкості всієї системи, то пошук власних частот коливань може бути проведений тільки як знаходження точок переходів через нульове значення визначника матриці стійкості. Для системи, якою є колінчастий вал, практично дуже складно побудувати власні форми, що відповідають даній власній частоті, та встановити, до якого виду коливань вони належать. Тому вплив резонансних режимів на розподіл внутрішніх зусиль, а водночас і на показники міцності вала може бути оцінений лише за результатами розрахунку вимушених коливань. На рис. 1 подано повну (на останній час) структурну схему пакета програм, на базі якої виконані розрахункові дослідження.

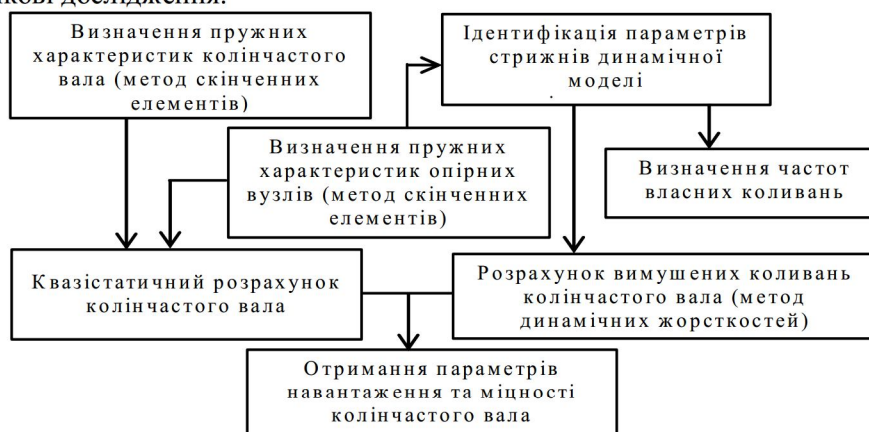


Рис. 1. Структурна схема пакета програм для розрахункових досліджень

Виклад основного матеріалу. У цій статті наведено розрахунок власних частот, який виявив наявність найменшої власної частоти, що становить 2045,27 рад/с. Цей результат приблизно відповідає 21-й гармоніці збудження, яка дорівнює частоті 2033,1 рад/с.

Таким чином, виявилось, що на заданому інтервалі частот збудження має місце майже резонансний режим. Розрахунки зв'язаних вимушених коливань були проведені для 20-ти, 24-х і 28-ми прийнятих гармонік збудження. На рис. 2 показані згинальні моменти у небезпечних перерізах 4, 5 та 6-ї щік за цикл роботи двигуна, а на рис. 3 – амплітуди згинальних моментів у перерізі 4-ї щіки за косинусними та синусними гармоніками збудження з урахуванням 24-х гармонік.

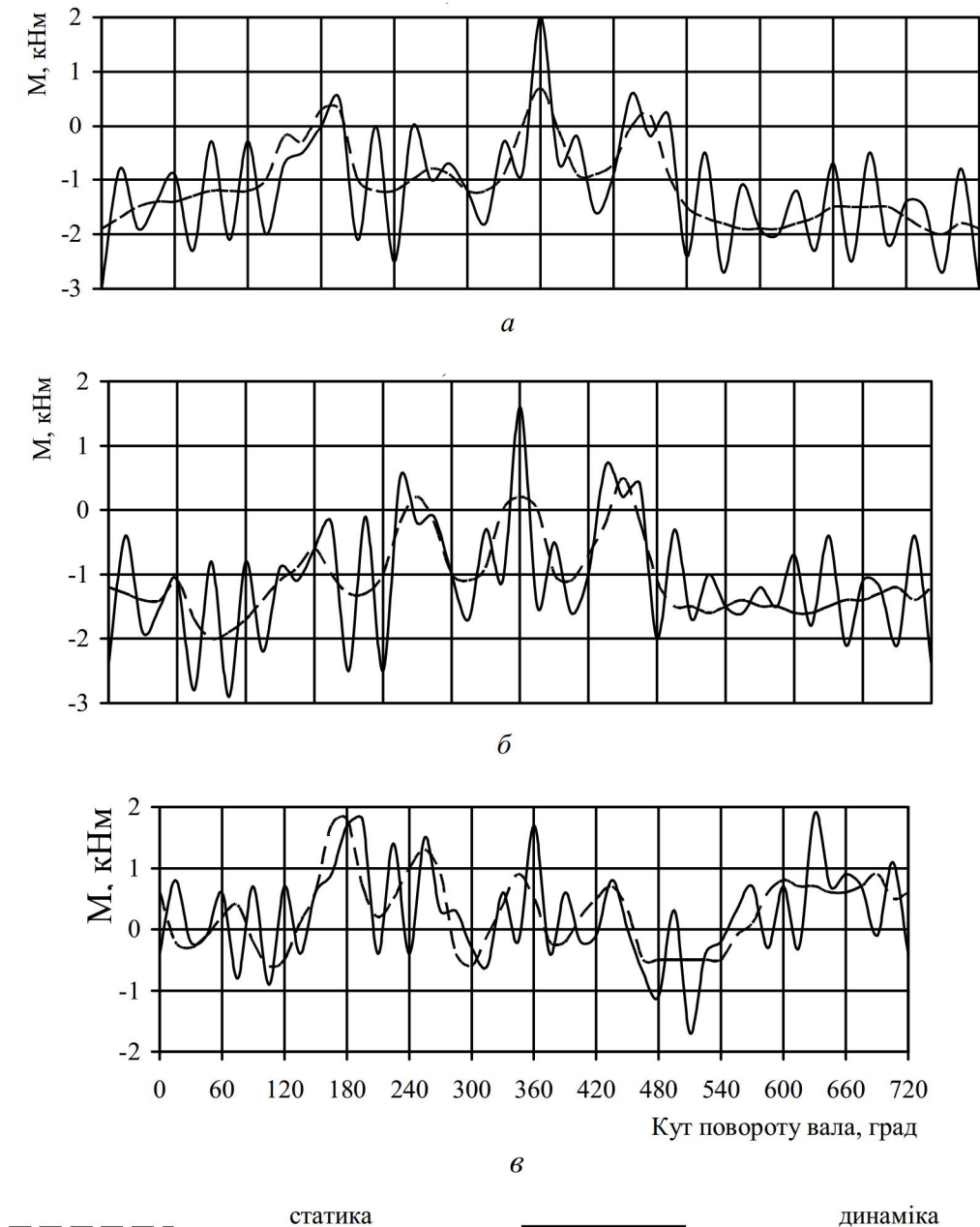


Рис. 2. Згинальні моменти у перерізах щік:
а – 4-а щіка; б – 5-а щіка; в – 6-а щіка

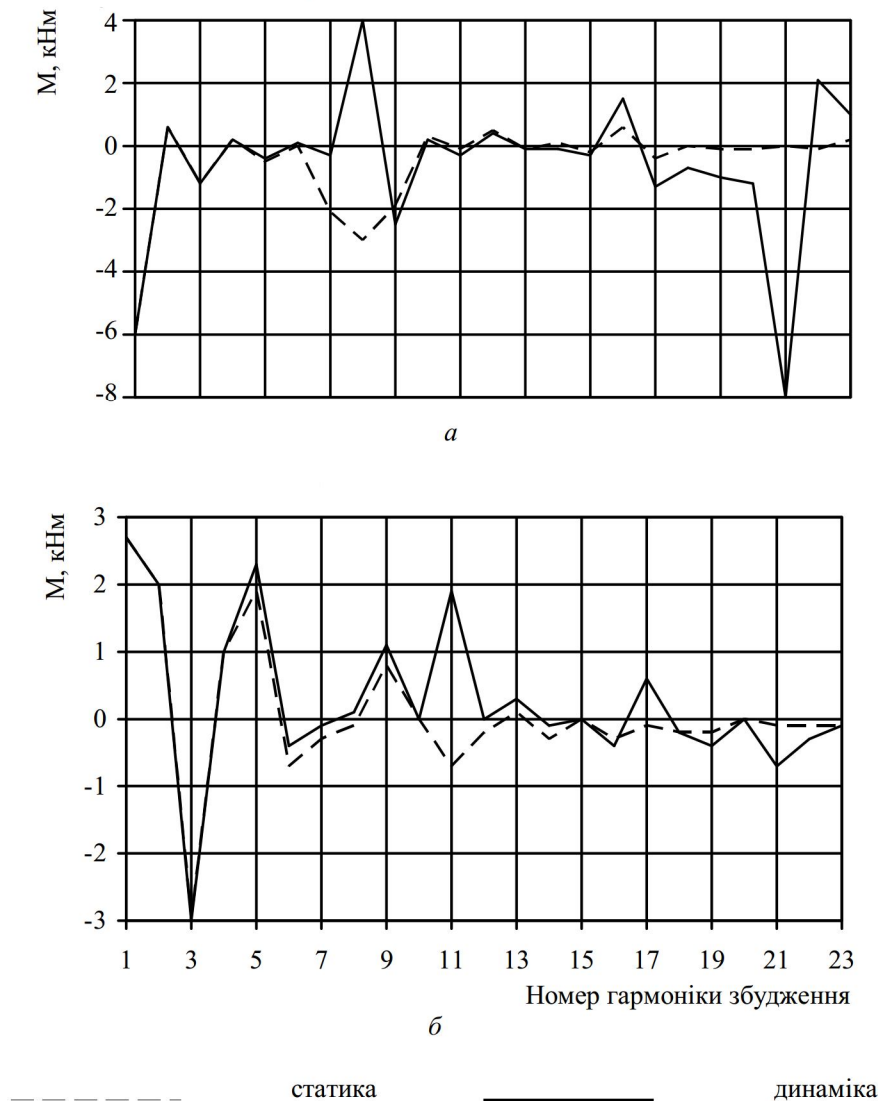


Рис. 3. Амплітуди згинальних моментів у перерізі 4-ї щоки:
a – косинусні гармоніки; *б* – синусні гармоніки

Нарешті, на рис. 4 наведені діаграми запасів міцності у небезпечних перерізах щік для квазістатичного та динамічного розрахунків при утриманні 20-ти, 24-х і 28-ми гармонік збудження.

Порівнювання наведених результатів з даними квазістатичного розрахунку показали, що розходження [1] пов'язані саме з наявністю резонансу. Так, при утриманні 20-ти гармонік збудження, тобто без резонуючої гармоніки, результати квазістатичного та динамічного розрахунків розрізняються незначно, а при утриманні 24-х і 28-ми гармонік – суттєво.

Однак дійсні значення амплітуд коливань повинні бути нижчі за наведені, тому що при дослідженнях не враховувалося демпфірування, яке для високих частот коливань впливає на їх амплітуди, особливо у зоні резонансу.

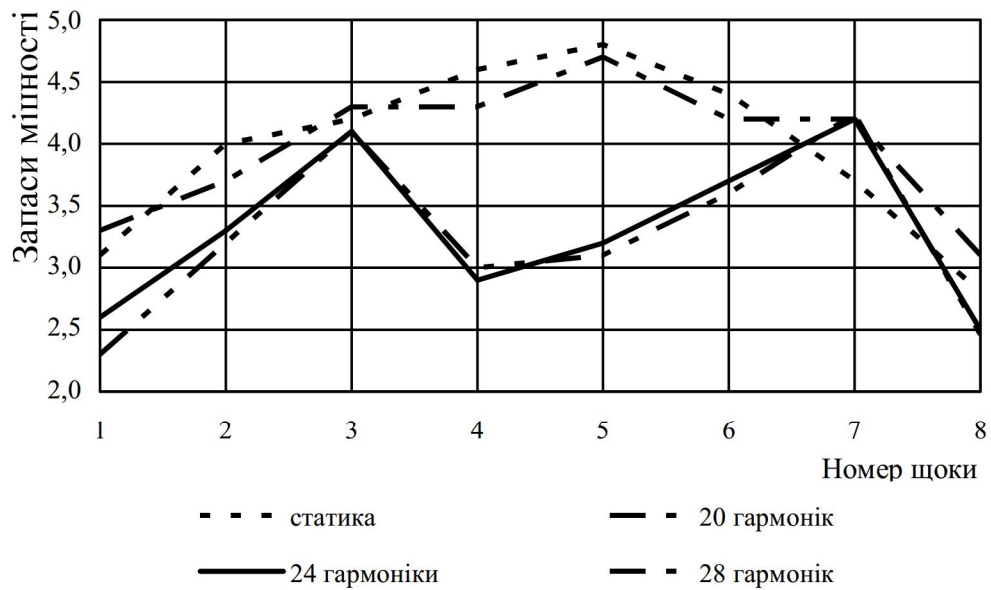


Рис. 4. Запаси міцності в щоках вала

Висновок. Квazистатичний підхід дає цілком прийнятні результати, а його застосування протягом багатьох років достатньо обґрунтовано. Спільне використання обох розглянутих підходів дозволяє практично з єдиних позицій здійснювати комплексну оцінку міцності колінчастих валів на основі досить адекватних математичних моделей, які можуть порівнюватися. Це дає змогу істотно підвищити як можливості, так і вірогідність розрахункових досліджень.

Список використаних джерел

1. Тарсіс Ю. Л. Динамічна міцність колінчастого вала дизеля промислового трактора / Ю.Л. Тарсіс // Внутрішні війська МВС України на етапі реформування та розбудови: зб. тез доп. наук.-практ. конф. 27 – 28 лютого 2007 р. / ГУ ВВ МВС України, Акад. ВВ МВС України. – Х. : Акад. ВВ МВС України, 2007. – С. 261 – 262.

Стаття надійшла до редакції 17.03.2008 р.