

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО НАПРАЦЮВАННЯ ДО ВІДМОВИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА З ТРІЩИНОЮ З ВІДКЛЮЧЕНИМИ ЦИЛІНДРАМИ

Молодан А.О., Полянський О.С.,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

В даній статті наведена методика розрахунку еквівалентних напружень в тріщині деталей двигуна з відключеними циліндрами за допомогою якої можна замінити обчислення кожного експлуатаційного режиму з різною кількістю відключених циліндрів окремо одним розрахунком.

Зазначено, що напрацювання (в циклах навантаження), це тільки математичне сподівання, яке може відхилитися як в більшу, так і у меншу сторону і досить значно. Це відхилення характеризується законом розподілу зі своїми параметрами.

Ключові слова: залишкове напрацювання, відмова, напруження, деталі двигуна, відключення циліндрів, подача палива, експлуатація.

Вступ

Деталі автотракторного двигуна (надалі ДВЗ) являють собою досить складні конструкції, експериментальних даних по ним в літературі немає. Найбільш серйозні розрахунки, що стосуються швидкості росту тріщини при дії циклічних напружень при відключенні циліндрів, де використовується рівняння П. Периса [1], є результатом узагальнення великої кількості експериментальних результатів з певним статистичним розкидом. Є також небезпека прогнозу, коли параметри реальної експлуатації двигуна з відключеними циліндрами можуть відрізнятись від прийнятих у розрахунках. Крім того, характеристики опору втоми матеріалу є випадковими величинами. Напруження, що діють в деталях ДВЗ, також мають випадкову природу внаслідок нестабільності параметрів робочого процесу за рахунок коливань циклової подачі палива при відключенні циліндрів, ступеня стиснення, частоти обертання і т.д. Слід говорити про величину ризику при прийнятті рішення про продовження експлуатації деталі з тріщиною в двигуні з відключеними циліндрами.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Вибір методики для розрахунку деталі з тріщиною може бути виконаний на основі експертних оцінок, з урахуванням особливостей конкретної ситуації. Вибір надзвичайно великий. Зокрема для аналітичного опису кривої росту тріщини запропоновано більше 60 формул. З них найбільш відомою є формула П. Периса [1]. Для практичних розрахунків використовуються й інші підходи, такі як формула А. Хеда [2], вона отримана з урахуванням того, що метал біля вершини тріщини зміцнюється до тих пір, поки амплітуда напружень σ_a не досягне межі текучості σ_T .

Н. Фрост і Д. Дагдейл встановили, що основним чинником зростання тріщини є зміна дійсних напруг, і представили свої вираження у вигляді [3, 4]. Серед формул, що враховують коефіцієнт асиметрії циклу R , більшого поширення набула формула Р. Формана [5].

Мета і постановка задачі

Метою даного дослідження є визначення ймовірності того, що дійсний ресурс деталі з тріщиною не буде менше запланованого строку експлуатації для двигуна з відключеними циліндрами, вираженої в годинах або в циклах навантаження.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні задачі:

– визначити методику одного розрахунку експлуатаційного режиму з різною кількістю відключених циліндрів, використовуючи поняття еквівалентних напружень;

– дослідити можливість виконання прогнозу і оцінки ризику стосовно до випадків, коли під дією навантажень тріщина продовжує розвиватися та, коли тріщина не розвивається і можна експлуатувати двигун.

Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами. Перша фаза втомного руйнування завершується утворенням візуально видимої тріщини. Далі, при триваючому змінному навантаженні, тріщина буде розвиватися до тих пір, поки не досягне критичного розміру, після чого настає остаточне руйнування деталі. Як правило, час росту втомної тріщини від її утворення до критичного розміру становить досить значну частину ресурсу деталі. Природа появи тріщини може бути не тільки втомною. У процесі виготовлення деталей неминучі дефекти структури матеріалу (раковини, порожнечі, вкраплення інших матеріалів), які за їх впливом на міцність еквівалентні утомним тріщин. Тріщини також можуть бути наслідком конструкторських прорахунків і виробничо-технологічних недоліків.

У процесі розрахунку залишкової напрацювання підраховується розмах граничного коефіцієнта інтенсивності навантаження за формулою [6]

$$\Delta K_{\min} = 12,7 - 0,006\sigma_T - (11,37 - 0,0065\sigma_T)R. \quad (1)$$

де R – коефіцієнт асиметрії циклу напруг, обчислюється на основі експериментальних або розрахункових навантажень P_{\min} і P_{\max}

$$R = \frac{P_{\min}}{P_{\max}}. \quad (2)$$

Обчислимо граничний коефіцієнт інтенсивності напружень

$$K_{\min} = \frac{\Delta K_{\min}}{1 - R}. \quad (3)$$

Розрахункове значення K порівнюється з граничним коефіцієнтом інтенсивності напружень. Якщо $K \leq K_{\min}$, то руйнування не буде і розрахунок залишкової довговічності припиняється.

Якщо $K \geq K_{\min}$, то розраховується величина критичного коефіцієнта інтенсивності напружень за формулою

$$K_{\max} = \sqrt{(v - v_{\min}) \frac{\pi \sigma_T E}{2 \cdot 10^{-3} Y} + K_{\min}^2}, \quad (4)$$

де v_{\min} – мінімальне значення швидкості росту тріщини, визначається по відповідній діаграмі росту втомної тріщини. Зазвичай $v_{\min} = 10^{-10} \dots 10^{-11}$ мм/цикл; v – швидкість росту тріщини, відповідна максимальному коефіцієнту інтенсивності напружень. Ця

швидкість задається такою, щоб в околицях тріщини виконувалася умова плоскої деформації. Попередньо, вважають $v = 10^{-5} \dots 10^{-8}$ мм /цикл; Y – коефіцієнт, чисельно рівний 2 – для вуглецевих сталей, 1,1 – для легованих сталей і 0,8 – для чавуну.

Виконаємо перевірку на наявність плоскої деформації в околі тріщини. Така деформація буде якщо $b_{\min} \leq b$, де

$$b_{\min} = 2,5 \left(\frac{K_{\max}}{\sigma_T} \right)^2. \quad (5)$$

b – товщина деталі в місці розташування тріщини. У тому разі, якщо умова плоскої деформації не виконується, виробляють ітераційні розрахунки з зменшенням U . Ітерації вважаються завершеними, коли умову $b_{\min} \leq b$ отримано.

Визначимо критичну довжину тріщини. З цією метою виконуються ітераційні розрахунки для схеми навантаження. Значення ітерацій полягає в тому, що за відомим значенням K_{\max} визначається $a_{\text{кр}}$.

Підрховуємо поправку на критичну довжину тріщини, завдяки якій враховується пластична зона у вершині тріщини. Для плоскої деформації ця поправка обчислюється за формулою

$$\Delta a = \frac{1}{6\pi} \left(\frac{K_{\max}}{\sigma_T} \right)^2. \quad (6)$$

Визначаємо ефективну критичну довжину тріщини

$$a_2 = a_{\text{кр}} + \Delta a. \quad (7)$$

Обчислюємо розмах критичного коефіцієнту інтенсивності напруг

$$\Delta K_{\max} = K_{\max} (1 - R). \quad (8)$$

Для ефективної довжини тріщини і заданих номінальних напружень в околі тріщини визначається коефіцієнт C_1

$$C_1 = \frac{\Delta K_{\max}}{\Delta \sigma \sqrt{\pi a}}, \quad (9)$$

де $\Delta \sigma$ – розмах змінних напружень в околі тріщини МПа, величина задається або попередньо обчислюється.

Після розділення змінних це рівняння приймає вигляд

$$\int_{a_1}^{a_2} \frac{1}{a^{\frac{n}{2}}} da = \int_0^N C(C_1 \Delta \sigma \sqrt{\pi})^m dN. \quad (10)$$

В остаточному вигляді

$$N = \frac{1}{C(C_1 \Delta \sigma \sqrt{\pi})^m} \int_{a_1}^{a_2} \frac{1}{a^{\frac{n}{2}}} da. \quad (11)$$

Описаним шляхом вдається прогнозувати залишкове напрацювання деталі з тріщиною при сталому навантаженні двигуна з відключеними циліндрами. У разі

неусталеного навантаження, характерного для експлуатаційних режимів роботи автотракторного двигуна з відключеними циліндрами розрахунок напрацювання для кожного режиму виконується окремо. Результатом кожного такого розрахунку є напрацювання, а розмір тріщини після N_i циклів навантаження, відповідної i -го блоку. При цьому рівняння П. Периса [1] після розділення змінних записують у вигляді

$$\int_{a_1}^{a_i} da = \int_0^{N_i} C \Delta K_i^m dN. \quad (12)$$

Для приведення використаємо криву втоми, рівняння якої можна записати так

$$\sigma_i^m t_i = \sigma_{\text{екв}}^m t_{i \text{ екв}}, \quad (13)$$

де m – показник нахилу кривої втоми.

З останньої залежності витікає

$$t_{i \text{ екв}} = t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{екв}}} \right)^m. \quad (14)$$

Сумарна еквівалентне число $N_{\text{екв}}$ циклів зміни напруг буде

$$N_{\text{екв}} = \sum_{i=1}^z N_i t_{i \text{ екв}} = \sum N_i t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\text{екв}}} \right)^m. \quad (15)$$

Звичайно така експлуатація носить обмежений часовий характер. Наприклад, на час переходу до ремонтної бази, місця утилізації або до наступного опосвідчення. Тут слід відразу уточнити, що експлуатація з відключеними циліндрами автотракторного двигуна з деталями, що мають тріщини, носить екстраординарний характер. Однак практика показує, що можливі ситуації, коли дефектні (по тріщинах) деталі можна замінити на увазі їх тимчасової просторової недоступності або для старих двигунів вони зовсім рідкісні і внаслідок цього досить дорогі. Тому існує достатньо прикладів експлуатації двигунів з деталями, такими, як блок картеру, що мають тріщини. У цьому випадку необхідні рекомендації для безпечної експлуатації двигуна, ще й з відключеними циліндрами і в такій ситуації. Вони дозволять оцінити ризики для різних деталей і дати рекомендації щодо режимів і тривалості експлуатації.

При напрацюванні деталі N_0 , вплив випадкових факторів призводить до того, що залишковий ресурс $N_{\text{зал}} = N_{\text{д}} - N_0$ також є випадковою величиною і може не перевищувати планований період експлуатації $N_{\text{н}}$. Таким чином, вирішується задача знаходження ймовірності відмови P деталі з тріщиною на заданий період експлуатації $N_{\text{н}}$ рішення засноване на проведенні $N_{\text{вип}}$ статистичних випробувань, в результаті яких визначається скільки разів ($N_{\text{н.л}}$) заданий період експлуатації $N_{\text{н}}$ виявився більше залишкового ресурсу, визначеного із заданим значенням коефіцієнта варіації V .

Виконаємо оцінку ризику експлуатації шатуна з тріщиною представленого на рисунку 1. Посилаючись на розробки [7] відомо, що: початковий розмір тріщини $a_1 = 0,15$ мм; критичний розмір тріщини $a_{кр} = 1,17$ мм, при якому відбувається її некерований розвиток і руйнування деталі; залишковий ресурс після виявлення тріщини завдовжки 0,15 мм оцінюється в $N = 370000$ циклів. Останню величину, внаслідок вказаних вище причин, можна розглядати як математичне очікування залишкового ресурсу.

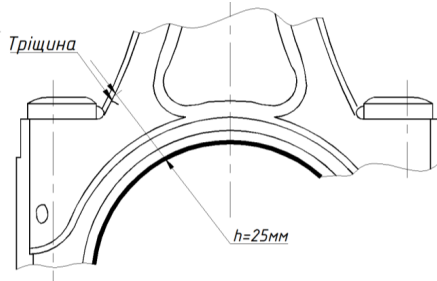


Рис.1.Фрагмент кривошипної головки шатуна

Критичного розміру тріщини відповідає не момент руйнування деталі, а тільки початок прискороеного росту тріщини, проте якщо брати $N_H = N$, то при будь-якому симетричному законі розподілу вірогідність відмови складе 0,5. Тому прийmemo, що заданий період експлуатації $N_H = 370000$ циклів. Це дещо менше моменту досягнення критичного розміру тріщини. Використовуючи гіпотезу при нормальному законі, статистичні випробування при $V = 0,01$ і $N_{вип} = 150000$ показали, що ймовірність відмови складала $P = 0,0823$.

Таким чином прогноз і оцінка ризику дозволяють перейти від детермінованого прогнозу залишкового ресурсу до ймовірнісної його оцінки, що є вихідною інформацією для прийняття мотивованих рішень для управління ризиками експлуатації автотракторного ДВЗ.

Висновки

1. Визначено, що користуючись поняттям еквівалентних напружень можна замінити обчислення кожного експлуатаційного режиму з різною кількістю відключених циліндрів окремо одним розрахунком за викладеною вище методикою.

2. Досліджена можливість виконання прогнозу і оцінки ризику стосовно до випадків, коли під дією навантажень тріщина продовжує розвиватися і визначається залишкова напрацювання до відмови N цій деталі та, коли тріщина не розвивається і можна експлуатувати двигун навіть з відключеними циліндрами до наступного опосвідчення без усунення тріщини в деталі. Для першого слід зазначити, що напрацювання N (в циклах навантаження), це тільки математичне сподівання, щодо якого дійсне значення N_D може відхилитися як в більшу, так і у меншу сторону і досить значно. Це відхилення характеризується законом розподілу зі своїми параметрами.

Список використаних джерел

1. Paris P.C. A rational analytic theory of fatigue / P.C. Paris, M.P. Gomez, W.E. Anderson // The Trend in Engineering at the University of Washington. – 1961. – V.13. – №1. – P. 9-14.
2. Head A.K. The growth of fatigue cracks / A.K. Head // Phil. Mag. – 1953. – V. 44. – Ser. 7. – №356. – P. 925-938.
3. Frost N.E. The effect of environment: on the propagation of fatigue cracks in mild steel / N.E. Frost // Appl. Mat. Res. – 1964. – №3 – P. 131.
4. Dugdale, D.S. Yielding of steel sheets containing slits / D.S. Dugdale // J. Mech. and Phys. Solids. – 1960: – V.8. – №2. – P. 100-108.
5. Forman, R.G. / Numerical analysis of crack propagation in a cyclicloaded structure / R.G. Forman, V.E. Kearney, R.M. Engle // ASME Trans. J. Basic Eng. – 1967. – V.89. – Ser.D. – №3. – P. 459-464.
6. Кочаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Кочаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
7. Прочность судового оборудования. В 2 ч. 4.1. Конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания: учебник / В.К. Румб, В.В. Медведев. – СПб.: СПбГМТУ, 2006. – 536 с.

Аннотация

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОЙ НАРАБОТКИ ДО ОТКАЗА ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ С ТРЕЩИНОЙ С ОТКЛЮЧЕННЫМИ ЦИЛИНДРАМИ

Молодан А.А., Полянський А.С.

В данной статье приведена методика расчета эквивалентных напряжений в трещине деталей двигателя с отключенными цилиндрами при помощи которой можно заменить вычисления каждого эксплуатационного режима с разным количеством отключенных цилиндров отдельно одним расчетом.

Указано, что наработка (в циклах нагружения), это только математическое ожидание, которое может отклоняться как в большую, так и в меньшую сторону и довольно значительно. Это отклонение характеризуется законом распределения со своими параметрами.

Ключевые слова: остаточная наработка, отказ, напряжение, детали двигателя, отключение цилиндров, подача топлива, эксплуатация.

Abstract

DETERMINATION OF RESIDUAL RUNNING TIME TO FAILURE OF ENGINE PARTSWITH A CRACK WITH DISABLED CYLINDERS

A.Molodan, O.Poljans'kyj

This article provides a methodology for calculating equivalent stresses in a crack in engine parts with disabled cylinders, with which you can replace the calculations of each operating mode with a different number of disabled cylinders separately by one calculation.

It is indicated that the operating time (in loading cycles) is only a mathematical expectation, which can deviate both up and down and quite significantly. This deviation is characterized by the law of distribution with its own parameters.

Keywords: *residual hours, failure, voltage, engine parts, cylinder shutdown, fuel supply, operation.*