

УДК 620.179.14

**М. Г. Шульженко**<sup>\*</sup>, д-р техн. наук**Ю. І. Матюхін**<sup>\*</sup>, канд. техн. наук**Н. Г. Гармаш**<sup>\*</sup>, канд. техн. наук**О. В. Пожидаєв**<sup>\*</sup>,**В. П. Гонтаровський**<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup> Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України  
(м. Харків, Україна, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)

<sup>\*\*</sup> Публічне акціонерне товариство «Харківська ТЕЦ-5»

## МЕТОДИКА ОПЕРАТИВНОЇ ОЦІНКИ ПОШКОДЖЕНОСТІ МАТЕРІАЛУ РОТОРА ТУРБІНИ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ І ПОВЗУЧОСТІ

*Пропонується розрахункова методика визначення пошкодженості матеріалу ротора високого тиску турбіни Т-250/300-240 в умовах малоциклової втоми і повзучості для оперативної оцінки спрацювання ресурсу. Використовуються дані про фактичні режими навантаження ротора (визначаються за параметрами АСУ ТП турбоагрегату) та експериментальні характеристики малоциклової втоми й повзучості металу.*

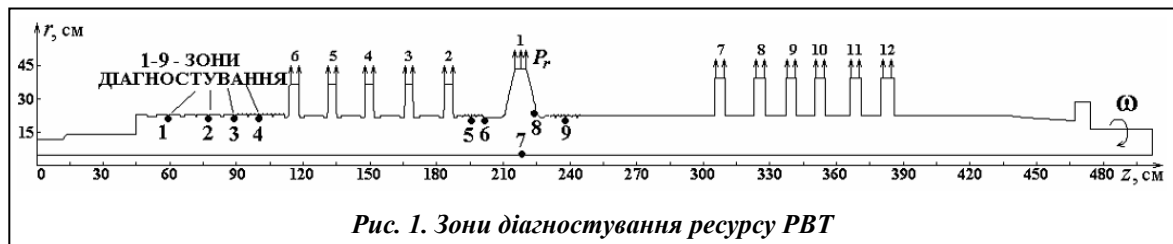
*Предлагается расчетная методика определения поврежденности материала ротора высокого давления турбины Т-250/300-240 в условиях малоциклового усталости и ползучести для оперативной оценки срабатывания ресурса. Используются данные о фактических режимах нагружения ротора (определяются по параметрам АСУ ТП турбоагрегата) и экспериментальные характеристики малоциклового усталости и ползучести металла.*

### Вступ

В статті [1] розглянута методика чисельного моделювання теплового та термонапруженого станів ротора високого тиску (РВТ) турбіни Т-250/300-240 при реальних пуско-зупинних, перехідних і стаціонарних режимах роботи, які визначаються на основі використання параметрів АСУ ТП [2]. Отримані за цією методикою характеристики температурних полів і термонапруженого стану в найбільше напружених зонах РВТ використовуються в лічильнику ресурсу для визначення пошкодженості матеріалу.

Характеристики нестационарних температурних полів і термонапруженого стану РВТ визначаються шляхом покрокового за часом розв'язання осесиметричних задач теплопровідності і термопружності методом скінченних елементів. Вибір довжини кроків за часом здійснюється за спеціальним алгоритмом з використанням заданих інтервалів можливої зміни значень параметрів АСУ ТП (частота обертання ротора, температура гострої пари та потужність генератора). Якщо один з параметрів змінюється на більшу величину, ніж призначено, то в цей момент починається новий крок. Існує обмеження на максимальний розмір кроку, причому кроки мають зростати повільно.

На кожному кроці проводиться аналіз еквівалентних напружень у точках діагностування термонапруженого стану, які показані на рис. 1 цифрами 1–9. Це точки на дні теплових канавок у різних відсіках переднього кінцевого ущільнення (точки 1–4), на дні теплової канавки і галтелі діафрагмового ущільнення між першим і другим ступенями (точки 5, 6), на розточці ротора під першим ступенем (точка 7), передній галтелі диска першого ступеня (точка 8) і на дні теплової канавки внутрішнього ущільнення (точка 9). Ці зони вибрані на основі попередніх досліджень спрацювання ресурсу РВТ на різних режимах роботи турбіни [3].



У точках діагностування РВТ накопичуються пошкодження, що обумовлені неізотермічною високотемпературною малоцикловою втомою (МЦВ) і повзучістю, які з часом спричиняють появу тріщин. В точках 7 і 8 (рис. 1) пошкодження матеріалу проявляються, головним чином, від повзучості матеріалу, а в інших – від МЦВ. Час накопичення прихованих пошкоджень у матеріалі до появи макротріщин у роторів є безпечним часом експлуатації турбіни. За допомогою параметрів АСУ ТП відслідковуються послідовність і якість змінних режимів роботи турбіни (моніторинг режимів експлуатації), за якими враховується історія нерегулярного навантаження зон ротора.

Пошкодження від МЦВ при складному нерегулярному навантаженні визначається за місцевими умовно пружними напруженнями (з урахуванням їх концентрації) і деформаціями за допомогою методики, розробленої з використанням формули Нейбера [4]. При цьому використовуються модель Мазінга-Афанасьєва, ефект пам'яті матеріалу, розмах еквівалентних пружно-пластичних деформацій в циклах навантаження та правило лінійного підсумовування пошкоджень [5, 6]. Пошкодження в точках діагностування розраховуються за амплітудними значеннями еквівалентних умовно пружних напружень і деформацій. За еквівалентні напруження і деформації приймаються відповідні їм інтенсивності зі знаком максимального значення серед радіальної, осової чи окружної компонент.

### Основна частина

Алгоритм визначення пошкоженості ротора при МЦВ полягає в такому. На кожному кроці за часом у точках діагностування аналізуються еквівалентні умовно пружні напруження  $\sigma_e^y$  і відслідковуються локальні максимуми і мінімуми, час і температури, яким вони відповідають. Для цього в кожній точці на двох сусідніх кроках за часом  $t_i - t_{i-1}$  і  $t_{i+1} - t_i$  знаходиться різниця еквівалентних напружень

$$\Delta\sigma_e^i = \sigma_e^y(t_i) - \sigma_e^y(t_{i-1}), \quad \Delta\sigma_e^{i+1} = \sigma_e^y(t_{i+1}) - \sigma_e^y(t_i).$$

Якщо добуток різниці еквівалентних напружень з попереднього кроку  $\Delta\sigma_e^i$  та різниці еквівалентних напружень цього кроку  $\Delta\sigma_e^{i+1}$  менше нуля, то в цій точці при  $t_i$  є екстремум, в протилежному випадку його немає. У випадку екстремуму при  $\Delta\sigma_e^i > 0$  маємо максимум, а при  $\Delta\sigma_e^i < 0$  – мінімум. Після знаходження чергового екстремуму  $\sigma_e^y = \sigma_{e\max}^y$  чи  $\sigma_e^y = \sigma_{e\min}^y$  в точці фіксується температура металу  $T$  (в °С), за якої досягався екстремум  $\sigma_e^y$ . Відповідно до цієї температури  $T$  реєструється модуль пружності  $E(T)$  і границя текучості матеріалу  $\sigma_{0,2}(T)$ .

Щоб скористатися узагальненою діаграмою пружно-пластичного циклічного деформування сталі та ізотермічними експериментальними кривими МЦВ, значення  $\sigma_e^y$ ,  $\sigma_{0,2}$  приводяться до так званої [4] розрахункової температури  $T_p$  за формулами

$$\sigma_e^{ny} = \frac{\sigma_e^y E(T_p)}{E(T)}, \quad \sigma_{0,2}^n = \frac{\sigma_{0,2} 0,8 E(T_p)}{E(T)}, \quad (1)$$

де  $\sigma_e^{ny}$  – приведенне до розрахункової температури еквівалентне умовно пружне напруження;  $\sigma_{0,2}^n$  – приведена границя текучості при циклічному деформуванні.

За розрахункову температуру у досліджуваній точці  $T_p$  приймається максимальна температура, що досягається на номінальному стаціонарному режимі експлуатації.

У випадку першого максимуму чи мінімуму еквівалентних умовно пружних напружень за формулою Нейбера знаходяться еквівалентне діюче напруження  $\sigma_e$  і еквівалентна пружно-пластична деформація  $\varepsilon_e$ . При цьому використовується допоміжна функція  $C = \bar{\sigma}_e \bar{\varepsilon}_e$

(де  $\bar{\sigma}_e = \frac{\sigma_e}{\sigma_{0,2}^n}$ ;  $\bar{\varepsilon}_e = \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_{0,2}^n}$ ;  $\varepsilon_{0,2}^n = \frac{\sigma_{0,2}^n}{1,154E(T_p)} + 0,002$ ) разом з узагальненою діаграмою циклічного пружно-пластичного деформування сталі в безрозмірних координатах  $\bar{\sigma}_e(\bar{\varepsilon}_e)$  [4]. Значення функцій  $C$  та  $\bar{\sigma}_e(\bar{\varepsilon}_e)$  в залежності від  $\bar{\varepsilon}_e$  наводяться в табл. 1.

Таблиця 1. Залежність  $\bar{\sigma}_e(\bar{\varepsilon}_e)$  та значення функції  $C$  для сталі P2MA

$\bar{\varepsilon}_e$	$\bar{\sigma}_e(\bar{\varepsilon}_e)$	$C(\bar{\sigma}_e \bar{\varepsilon}_e)$
0	0	0
0,165	0,375	0,0618
0,33	0,75	0,2475
0,46	0,84	0,3864
0,6	0,9	0,54
0,8	0,96	0,768
1,0	1,0	1,0
1,25	1,032	1,29
1,5	1,06	1,59
1,75	1,081	1,892
2,0	1,1	2,2
2,25	1,121	2,5223
2,5	1,14	2,85
2,75	1,158	3,185
3,0	1,176	3,528

На основі використання принципу Нейбера маємо, що  $\bar{\sigma}_e \bar{\varepsilon}_e = \bar{\sigma}_e^{ny} \bar{\varepsilon}_e^{ny} = C$ . Тоді величина  $C$  обчислюється за формулою

$$C = \bar{\sigma}_e^{ny} \bar{\varepsilon}_e^{ny},$$

де  $\bar{\sigma}_e^{ny} = \frac{\sigma_e^{ny}}{\sigma_{0,2}^n}$ ,  $\bar{\varepsilon}_e^{ny} = \frac{\varepsilon_e^{ny}}{\varepsilon_{0,2}^n}$ ,  $\varepsilon_e^{ny} = \frac{\sigma_e^{ny}}{1,154E(T_p)}$ . З допомогою табл. 1 визначаються шляхом інтерполяції  $\bar{\varepsilon}_e(C)$  та  $\bar{\sigma}_e(\varepsilon_e)$ . Пружно-пластичні деформації і напруження розраховуються за формулами

$$\varepsilon_e = \bar{\varepsilon}_e(C) \cdot \varepsilon_{0,2}^n, \quad \sigma_e = \bar{\sigma}_e(\bar{\varepsilon}_e) \cdot \sigma_{0,2}^n.$$

Далі знаходяться наступні екстремуми  $\sigma_{e\min}^y$  чи  $\sigma_{e\max}^y$  в точці діагностування і за формулою (1) – величини  $\sigma_e^{ny}$ ,  $\sigma_{0,2}^n$ . Якщо друге екстремальне значення за модулем перевищує перше, то формується півцикл  $\sigma_{e1\max}^{ny}$  чи  $\sigma_{e1\min}^{ny}$  (рис. 2) з амплітудою еквівалентної пружно-пластичної деформації  $\varepsilon_e = \varepsilon_{e1\max}$  (рис. 2, а) чи  $\varepsilon_e = \varepsilon_{e1\min}$  (рис. 2, б).

Якщо  $\varepsilon_e$  перевищує граничне значення (що дорівнює 0,0008 для сталі ротора), то кількість циклів до руйнування  $N(T_p, \varepsilon_e)$  знаходиться з кривих МЦВ (дивись РТМ [4]). Якщо  $\varepsilon_e \leq 0,0008$ , то приймається, що матеріал не пошкоджується під час циклічного навантаження.

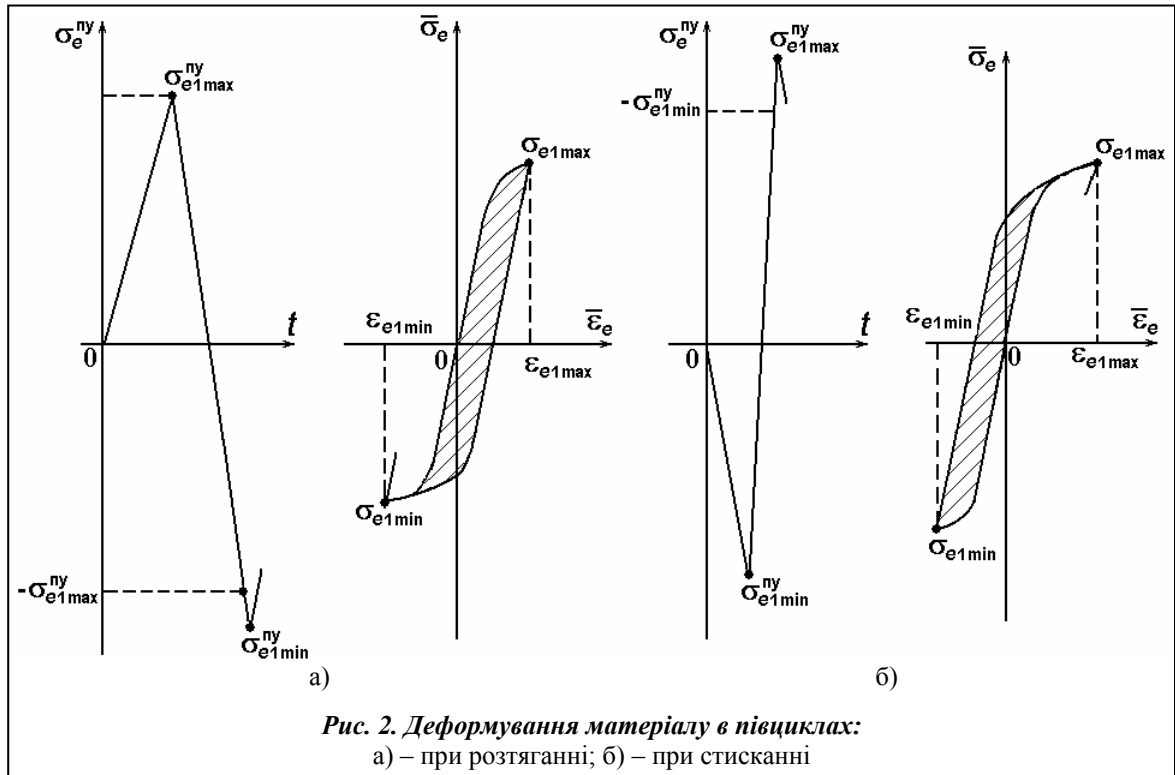


Рис. 2. Деформування матеріалу в півциклах:  
а) – при розтяганні; б) – при стисканні

Приріст пошкодження  $\Delta\Pi$  і допустимого пошкодження  $[\Delta\Pi]$  з урахуванням коефіцієнта запасу за півцикл знаходиться за формулами

$$\Delta\Pi = \frac{0,5}{N(T_p, \epsilon_e)}, \quad [\Delta\Pi] = \frac{0,5 \cdot n(N)}{N(T_p, \epsilon_e)},$$

де  $n(N)$  – коефіцієнт запасу за пошкодженнями від МЦВ, який залежить від кількості циклів до руйнування [7].

Величини  $\Delta\Pi$ ,  $\Pi$ ,  $[\Pi]$  (де  $\Pi$  і  $[\Pi]$  – накопичені пошкодження за час експлуатації лічильника ресурсу, відповідно без урахування і з урахуванням коефіцієнтів запасу),  $N(T_p, \epsilon_e)$  та час їх появи зберігаються в журналі лічильника ресурсу. Оскільки півцикл є уже сформованим, то дані про нього в подальшому не зберігаються. Знайдене наступне екстремальне значення  $\sigma_e^{ny}$  служить відправною точкою для формування наступного циклу чи півциклу.

Якщо перший півцикл не сформувався, відслідковується наступний екстремум  $\sigma_{e2\max}^{ny}$  чи  $\sigma_{e2\min}^{ny}$  і за методом дощу [8] визначається, чи з'явився при цьому цикл (рис. 3).

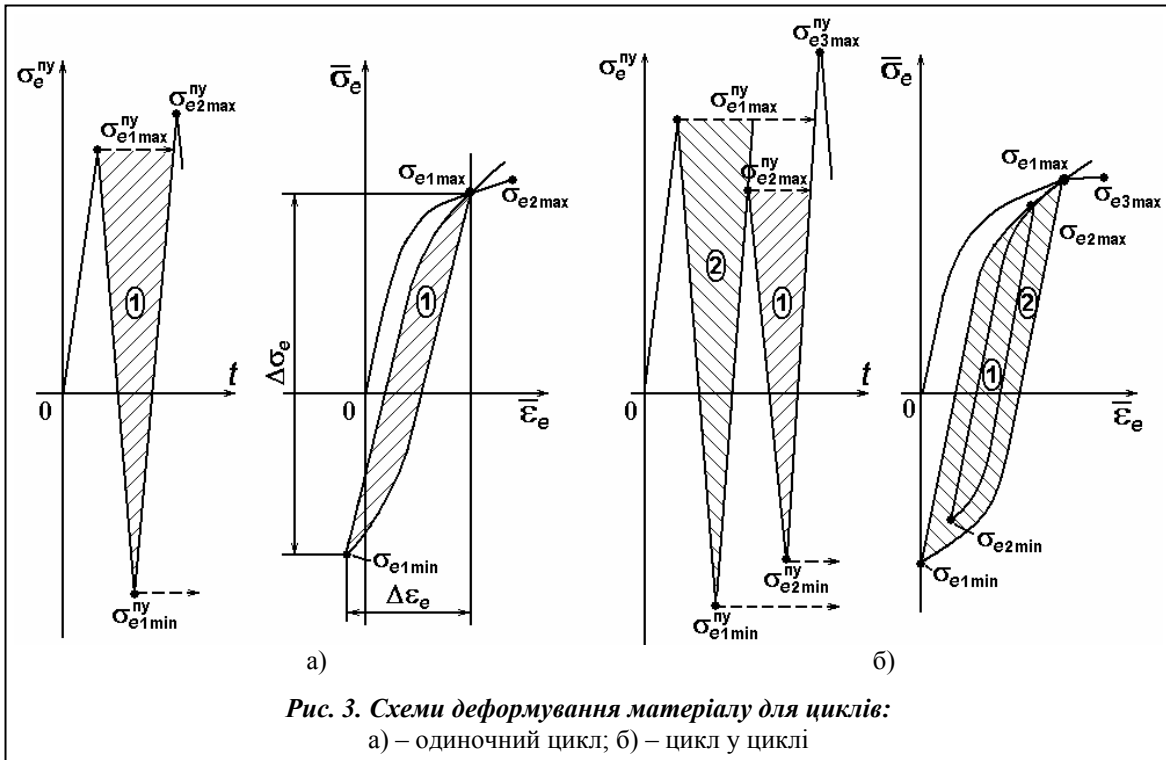
Така процедура продовжується до формування циклу.

Цикл вважається сформованим, якщо наступні значення максимуму чи мінімуму за модулем є не меншими попереднього  $\sigma_{e,j+1,\max}^{ny} \geq \sigma_{ei,\max}^{ny}$  чи  $|\sigma_{e,j+1,\min}^{ny}| \geq |\sigma_{ei,\min}^{ny}|$ .

Якщо цикл не сформувався, то обчислюються пружно-пластичні деформації з застосуванням тих же процедур, що і для першого півциклу. При цьому для отримання амплітудних значень приведені еквівалентних умовно пружних напружень і деформацій, за якими ведуться розрахунки пошкодження від МЦВ, використовуються напіврозмахи  $\sigma_e^{ny}$  і  $\epsilon_e^{ny}$

$$\sigma_e^{ny} = \frac{\sigma_{e\max}^{ny} - \sigma_{e\min}^{ny}}{2} \quad \text{і} \quad \epsilon_e^{ny} = \frac{\epsilon_{e\max}^{ny} - \epsilon_{e\min}^{ny}}{2}$$

і далі – напіврозмахи еквівалентних пружно-пластичних деформацій і напружень



$$\sigma_e = \frac{\sigma_{e \max} - \sigma_{e \min}}{2} \quad \text{і} \quad \varepsilon_e = \frac{\varepsilon_{e \max} - \varepsilon_{e \min}}{2},$$

де  $\varepsilon_{e \max}$  і  $\varepsilon_{e \min}$  – еквівалентні пружно-пластичні деформації, що відповідають значенням  $\sigma_{e \max}$  і  $\sigma_{e \min}$ .

Якщо перший цикл сформувався (рис. 3, а) і при цьому  $\varepsilon_e > 0,0008$ , то за тією ж процедурою, що і для півциклу, знаходиться кількість циклів (як перший) до руйнування без урахування та з урахуванням коефіцієнта запасу. Якщо цикл сформувався, а  $\varepsilon_e \leq 0,0008$ , то пошкодження в цьому циклі відсутні і дані про цикл вилучаються. Приріст пошкодження за цикл знаходиться за формулами

$$\Delta\Pi_j = \frac{1}{N(T_p, \varepsilon_e)}, \quad [\Delta\Pi]_j = \frac{n(N)}{N(T_p, \varepsilon_e)},$$

результати фіксуються в журналі лічильника ресурсу. Інформація з оперативної пам'яті комп'ютера за попередній цикл вилучається, а інформація про останній максимум чи мінімум еквівалентних напружень фіксується замість даних про попередній цикл.

В процесі формування циклу може утворитися внутрішній цикл (рис. 3, б). У цьому випадку здійснюються всі процедури, що вказані для попереднього циклу. Під час формування циклів і вилучення інформації про них останній максимум чи мінімум  $\sigma_e^{ny}$  може стати відповідною точкою формування півциклу чи циклу.

Таким чином, запропонований алгоритм визначення пошкодження від МЦВ враховує історію деформування матеріалу в зонах діагностування РВТ, ефект пам'яті матеріалу, який полягає в тому, що після формування циклу крива подальшого деформування співпадає з кривою деформування попереднього циклу (матеріал «втрачає пам'ять» про деформування за даним циклом [9]). Оцінка накопичення пошкодження матеріалу відбувається у міру утворення півциклів і циклів навантаження згідно з методом дощу. При цьому звільняється оперативна пам'ять комп'ютера, де зберігалась інформація про час, напруження і деформації в цих півциклах чи циклах, а інформація про останній півцикл переміщується на місце, що звільнилось, тому нестача оперативної пам'яті при великій кількості циклів не проявляється.

Пошкодження від повзучості враховується в точках діагностування 7 чи 8 лише тоді, коли температура металу перевищує 450 °С. Для визначення приросту пошкодження за час діагностування  $\Delta\Pi_c$  – без урахування і  $[\Delta\Pi_c]$  – з урахуванням коефіцієнта запасу використовуються співвідношення [4]

$$\Delta\Pi_c = \sum_i \frac{\Delta t_i}{t_{pi}}, \quad [\Delta\Pi_c] = \sum_i \frac{\Delta t_i \cdot n(t_{pi})}{t_{pi}}, \quad (2)$$

де  $t_{pi}$  – час до появи тріщини повзучості, який визначається за еквівалентного усередненого за крок  $\Delta t_i$  діючого напруження  $\sigma_e(t_i)$  при температурі  $T(t_i)$ ;  $n(t_{pi})$  – коефіцієнт запасу для пошкодження від повзучості, який залежить від часу до руйнування.

При визначенні  $\sigma_e(t_i)$  враховується релаксація напружень, яка залежить від наробітку ротора  $t_H$  в умовах повзучості. Час наробітку ротора визначається за формулою

$$t_H = t_{\Pi} + \sum_i \Delta t_i,$$

де  $t_{\Pi}$  – наробіток ротора до початку роботи лічильника ресурсу.

Еквівалентне діюче напруження в точці діагностування пошкоженості від повзучості обчислюється за формулою

$$\sigma_e(t_i) = \sigma_e^y(t_i) - \sigma_e^3(t_H),$$

де  $\sigma_e^y(t_i)$  – еквівалентне умовно пружне напруження в точці діагностування в момент часу  $t_i$ ;  $\sigma_e^3(t_H)$  – еквівалентне залишкове напруження, що виникає за рахунок релаксації під час повзучості.

Залежність  $\sigma_e^3(t_H)$  у точках діагностування 7 і 8 РВТ турбіни від наробітку  $t_H$  визначається за даними попереднього розрахунку повзучості ротора на стаціонарному режимі.

Час до руйнування  $t_{pi}$  за напружень  $\sigma_e(t_i)$  і температури  $T(t_i)$  визначається з використанням температурно-часового параметра  $P$  за формулою [10]

$$t_{pi} = 10^{(1000 \cdot P / (T(t_i) + 273) + 2 \cdot \lg(T(t_i) + 273) - 25)},$$

де  $P = (25728 - 2400 \cdot \lg \sigma_e(t_i) - 7,5483 \cdot \sigma_e(t_i)) \cdot 10^{-3}$ .

Лічильник ресурсу за час чергового діагностування визначає приріст пошкодження від повзучості за формулами (2) і фіксує  $\Delta\Pi_c$ ,  $[\Delta\Pi_c]$  і пошкодження, накопичені за весь час його роботи.

Скорочено схему роботи лічильника ресурсу можна подати таким чином.

Аналізуються кожні 30 с параметри АСУ ТП за час чергового діагностування спрацювання ресурсу (за день, кілька днів чи місяць). На основі аналізу зміни цих параметрів за часом вибираються часові кроки. На кожному з них обчислюються температура і напруження в зонах діагностування. В точках 7 і 8 виконуються розрахунки приросту пошкодження матеріалу від повзучості за час чергового діагностування і підсумовуються з накопиченими раніше пошкодженнями від МЦВ і повзучості. Відслідковуються локальні максимуми і мінімуми місцевих еквівалентних умовно пружних напружень (з урахуванням їх концентрації) і фіксуються їхні значення, час появи і відповідна температура. З використанням методу дощу відслідковуються півцикли і цикли деформування, для яких з використанням принципу Нейбера і моделі Мазінга–Афанасьєва визначаються пружно-пластичні деформації і напруження з урахуванням історії навантаження і «пам'яті матеріалу». За розмахами пружно-пластичних деформацій для кожного циклу чи півциклу визначається пошкодження матеріалу. Фіксується дата, час, приріст пошкодження за цикл чи півцикл і накопичене пошкодження від МЦВ без урахування і з урахуванням коефіцієнтів запасу. Ресурс вважається вичерпаним, якщо пошкодження досягає величини 1,0. Відзначимо, що пошкодження матеріалу за час роботи до включення лічильника ресурсу може бути оцінено за методикою [7].

Після оцінки пошкодження за час діагностування необхідна інформація фіксується і потім використовується у разі наступного діагностування.

### Заключення

Запропонована методика розрахункового визначення пошкодження металу від малоциклової втоми і повзучості є прийнятною для використання в умовах експлуатації парових турбін у формі лічильника спрацювання ресурсу. Методика передбачає автоматизоване використання даних про фактичні режими роботи і температурні навантаження їх елементів, що підвищує якість оцінки спрацювання ресурсу, особливо на режимах експлуатації, які не відповідають інструкційним.

### Література

1. *Визначення* теплового та термонапруженого станів ротора турбіни в лічильнику ресурсу / М. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровський, В. П. Гонтаровський, М. В. Лихвар, Н. Г. Гармаш // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 14, № 4. – С. 54–62.
2. *Гонтаровський В. П.* Автоматизація визначення режимів роботи турбіни Т-250/300-240 за даними АСУ ТП / В. П. Гонтаровський, Ю. Г. Єфремов, Н. Г. Гармаш // Десятий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові: Пр. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2011. – С. 32–34.
3. *Шульженко Н. Г.* Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергетических агрегатов: монография / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Харьков: Харьк. нац. автодор. ун-т, 2011. – 444 с.
4. *Детали* паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость: РТМ 108.021.103–85. – Взамен РТМ 108.021.103–76; введ. 01.07.86. – Л.: НПО Центр. котлотурбин. ин-т, 1986. – 48 с.
5. *Расчетная* оценка остаточного ресурса роторов и корпусов паровых турбин / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, А. В. Пожидаев, Н. И. Мамонтов // Энергетика та електрифікація. – 2006. – № 12. – С. 41–51.
6. *Шульженко Н. Г.* Оперативная оценка теплового и напряженного состояний и выработки ресурса основных элементов паровых турбин / Н. Г. Шульженко, А. В. Пожидаев // Пробл. машиностроения. – 2007. – Т. 10, № 3. – С. 38–49.
7. *Визначення* розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки: СОУ-Н МЕНВ 40.1-21677681-52:2011.- К.: ОЕП "ГРІФРЕ": М-во енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 48 с.
8. *Коллинз Дж.* Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. / Дж. Коллинз. – М.: Мир, 1984. – 624 с.
9. *Костюк А. Г.* Динамика и прочность турбомашин / А. Г. Костюк. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
10. *Резинских В. Ф.* Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В. Ф. Резинских, В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий. – Изд. дом Москов. энерг. ин-та, 2007. – 296 с.

Надійшла до редакції  
05.09.11

УДК 621.01:539.4

**А. Е. Божко**, член-кор. НАН України

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины  
(г. Харьков, e-mail: bozhko@ipmach.kharkov.ua)

## СТРУКТУРНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

*Предложен новый метод определения резонансных (собственных) частот колебательных систем. Показано, что данный метод позволяет определять резонансные частоты для колебательных систем с любым числом степеней свободы. В этом методе не используются численные решения, он аналитически точен.*