

УДК 621.165:536.24

М. Г. Шульженко, д-р техн. наук
П. П. Гонтаровський, канд. техн. наук
А. О. Глядя
О. В. Пожидаєв

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України
(м. Харків, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)

РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ РОТОРА ТУРБІНИ З ВИКОРИСТАННЯМ РІЗНИХ КОЕФІЦІЄНТІВ ЗАПАСУ

*Рассматриваются вопросы определения поврежденности от ползучести и малоцикло-
вой усталости, оценки остаточного ресурса ротора турбины. Проводится сравнение
результатов расчетов остаточного ресурса ротора турбины при использовании раз-
ных коэффициентов запаса.*

*Розглядаються питання визначення пошкодженості від повзучості і малоциклової вто-
ми, оцінки залишкового ресурсу ротора турбіни. Проводиться порівняння результатів
розрахунків залишкового ресурсу ротора турбіни з використанням різних коефіцієнтів
запасу.*

Вступ

У 1996 р. фахівцями Росії та України розроблено нормативний документ (НД) РД 34.17.440-96 «Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса» [1], що введений в дію в Росії і вже вдруге перевиданий у 2003 р., а в Україні так і не набрав чинності.

На цей час окремі положення цього НД в частині розрахункового оцінювання залишкового ресурсу високотемпературних роторів і корпусних деталей застаріли і потребують уточнення.

В ІПМаш НАН України на основі досвіду виконання розрахункових досліджень теплових полів, напружено-деформованого стану (НДС) і оцінки ресурсу елементів парових турбін розроблено проект НД з розрахункового оцінювання ресурсу високотемпературних роторів і корпусних деталей парових турбін [2].

В проекті НД [2], що пропонується, на відміну від відповідного матеріалу НД РД 34.17.440-96 (Додаток 16) внесено зміни, які стосуються моделей, методів і розрахункових схем аналізу теплового, термонапруженого станів, пошкодженості та оцінки ресурсу і рекомендації до їх визначення.

Запропоновано методику для уточненої оцінки пошкодженості від малоциклової втоми, яка враховує всю історію нерегулярного навантаження.

Поряд з використанням коефіцієнтів запасу за [1] (РД 34.17.440-96) використані нові коефіцієнти запасу, які дають менш консервативну оцінку ресурсу.

Розроблено методику розрахунку часу живучості елементів енергомашин з урахуванням практично важливих факторів: складного НДС в вершині тріщини, релаксації напружень при повзучості, ефекту закриття тріщини при циклічному навантаженні та ін. Методика з обчисленням коефіцієнта інтенсивності напружень методом скінченних елементів дозволяє розглядати деталі складної геометрії в умовах перерозподілу напружень в процесі зростання тріщини (наприклад для замкових з'єднань лопаток, коли інші методики не придатні).

Переглянуто критерії оцінки живучості конструкції з тріщиною. Виключено неефективні критерії за швидкістю підростання тріщини. Запропоновано критерій з використанням коефіцієнта запасу за часом до руйнування, який є визначальним при розкіді даних за властивостями тріщиностійкості матеріалів.

Для уточненої оцінки довготривалої міцності високотемпературних елементів енергомашин пропонується використовувати теорію повзучості з анізотропним зміцненням, що доповнюється кінетичними рівняннями пошкодженості матеріалу на основі використання скалярного та векторного параметрів. Це дозволяє розглядати одночасно процеси повзучості і пошкодженості матеріалу, точніше враховувати вплив зміни навантаження за часом, спрямований характер зміцнення, зворотну повзучість, релаксацію напружень, а також нелінійний характер накопичення пошкодженості при складному навантаженні і виявляти місця та характер руйнування.

Використання запропонованого методичного забезпечення розрахункової оцінки ресурсу відповідальних елементів турбін дозволить підвищити точність визначення залишкового ресурсу роторів і корпусних елементів турбін ТЕС і ТЕЦ.

Результати розрахункових досліджень

У даній роботі наводяться результати порівняння прогнозованого залишкового ресурсу ротора турбіни, визначеного за двома базами коефіцієнтів запасу, які пропонуються в [1] і [2].

Згідно з [1] визначення ресурсу до зародження тріщин базується на розрахунках накопиченої пошкодженості від повзучості і малоциклової втоми (МЦВ). При цьому застосовуються коефіцієнти запасу за деформаціями n_ϵ , числом циклів n_N , напруженнями n_{dm} і сумарної пошкодженості від повзучості і МЦВ n_Π , які є заздалегідь призначеними сталими величинами, незалежними від рівня діючих напружень та деформацій. Сумарна пошкодженість Π , що накопичується в зоні дослідження в умовах сумісної дії повзучості (при різних q стаціонарних режимах) і циклічних навантажень (при різних k експлуатаційних циклах), та відповідна йому пошкодженість з урахуванням коефіцієнтів запасу $[\Pi]$ знаходяться за формулами

$$\Pi = \Pi_{ст} + \Pi_{ц} = \sum_{j=1}^q \frac{t_j}{t_{pj}} + \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_{pi}}, \quad (1)$$

$$[\Pi] = \max\{([\Pi_{ст}] + [\Pi_{ц}]), n_\Pi \Pi\} = \max\left\{\left(\sum_{j=1}^q \frac{t_j}{[t_p]_j} + \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{[N]_i}\right), n_\Pi \Pi\right\}, \quad (2)$$

де $\Pi_{ст}$, $\Pi_{ц}$ – пошкодженість від статичних і циклічних навантажень без урахування і $[\Pi_{ст}]$, $[\Pi_{ц}]$ – з урахуванням коефіцієнтів запасу; t_j – час роботи на j -му стаціонарному режимі при температурі металу T_j і з еквівалентними напруженнями повзучості σ_{ej} ; t_{pj} – час до настання граничного стану (зародження тріщини повзучості) під дією σ_{ej} при температурі T_j , який визначається з діаграми довготривалої міцності матеріалу; $[t_p]_j$ – допустимий час роботи на j стаціонарному режимі, який визначається з тієї ж діаграми, що і t_{pj} , але згідно з еквівалентними напруженнями повзучості σ_{ej} , які збільшено в n_{dm} разів ($n_{dm} = 1,5$ згідно з [1]); n_i – кількість експлуатаційних циклів i типу; N_{pi} – кількість циклів i типу до зародження тріщини; $[N]_i$ – допустиме число циклів i типу; n_Π – коефіцієнт запасу за сумарною пошкодженістю від повзучості і МЦВ ($n_\Pi = 5$ згідно з [1]).

Величина $[N]_i$ знаходиться за формулою

$$[N]_i = \min(N_{1i}, N_{2i}), \quad (3)$$

де $N_{1i} = N_{pi}/n_N$ – число циклів до зародження тріщини МЦВ, поділене на коефіцієнт запасу n_N , яке відповідає амплітуді еквівалентних повних деформацій ϵ_{ai} , що приведена до симетричного ізотермічного циклу; N_{2i} – число циклів до зародження тріщини МЦВ, яке відповідає збільшеній амплітуді еквівалентних деформацій $n_\epsilon \epsilon_{ai}$ ($n_\epsilon = 1,5$ згідно з [1]).

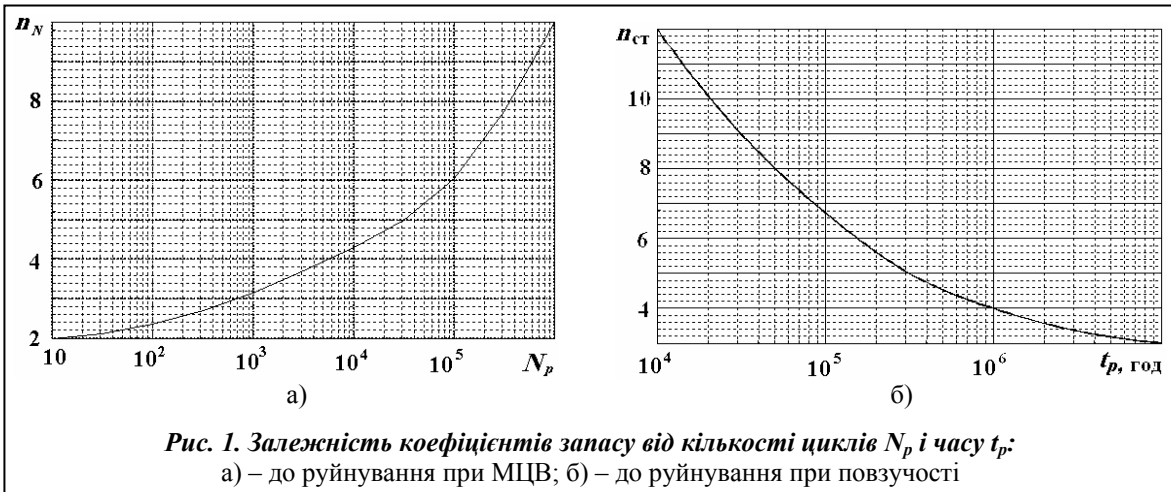


Рис. 1. Залежність коефіцієнтів запасу від кількості циклів N_p і часу t_p :
 а) – до руйнування при МЦВ; б) – до руйнування при повзучості

Величина N_{li} визначається за методикою [1] з використанням експериментальних кривих втоми (в цьому випадку $n_N = 5$) або за наближеними кореляційними залежностями ($n_N = 10$) між кількістю циклів і амплітудою повних пружно-пластичних деформацій ε_{ai} , яка приводиться до симетричного ізотермічного циклу. Деформації ε_{ai} обчислюються через еквівалентні деформації ε_{ei} , які можуть бути отримані із розв’язку задачі термопластичності або з використанням залежності Нейбера.

Формули (1), (2) використовуються для визначення пошкодженості від повзучості і МЦВ як накопиченої за період експлуатації, що передусе розрахунковому аналізу, так і для середньорічної пошкодженості, що прогнозується для наступного періоду експлуатації.

При визначенні допустимої пошкодженості згідно з (2) із двох значень пошкодженості вибирається більше, що приводить до підвищення запасу за ресурсом. При цьому при великій кількості циклів, які викликають МЦВ, і при великих напруженнях повзучості спрацьовують коефіцієнти запасу за n_ε і $n_{ДП}$, а при малій кількості циклів і малих напруженнях – n_N і $n_{п}$.

В проекті НД [2] пропонується замість зазначених чотирьох коефіцієнтів запасу ($n_\varepsilon = 1,5$, $n_N = 5$, $n_{ДП} = 1,5$, $n_{п} = 5$), що прийняті в [1], використовувати два – за числом циклів при МЦВ $n_N(N_p)$ і за пошкодженням при повзучості $n_{ct}(t_p)$. При цьому перший з них пропонується вважати залежним від числа циклів до руйнування N_p , а другий – від часу до руйнування t_p (рис. 1).

Графік $n_N(N)$ (рис. 1, а) побудовано на основі використання кривих МЦВ і аналізу коефіцієнтів запасу для сталей 25Х1М1ФА (Р2МА), 20Х3МВФА (ЭИ-415А), 15Х1М1Ф, 15Х1М1ФЛ в діапазоні температур від 400 до 550 °С [3].

Графік $n_{ct}(t_p)$ (рис. 1, б) побудовано на основі аналізу кривих тривалої міцності сталей Р2МА (520 °С), ЭИ-415 (540 °С) і 15Х1М1ФЛ (500 і 540 °С) [4–6].

Для визначення сумарної пошкодженості [П] від повзучості і МЦВ, що накопичується в зоні дослідження ротора чи корпусу за час експлуатації, пропонується формула, яка впливає з (2) при прийнятих коефіцієнтах запасу

$$[П] = [П_{ct}] + [П_{п}] = \sum_{j=1}^q \frac{n_{ct}(t_{pj})t_j}{t_{pj}} + \sum_{i=1}^k \frac{n_N(N_{pi})n_i}{N_{pi}}, \quad (4)$$

де $n_{ct}(t_p)$ – коефіцієнт запасу за пошкодженням від повзучості; $n_N(N_p)$ – коефіцієнт запасу за числом циклів для i -го типу експлуатаційних циклів.

Формула (4) використовується і для розрахунків середньорічної пошкодженості від повзучості та МЦВ, що прогнозується для наступного (після визначення можливості продовження ресурсу) періоду експлуатації.

Оцінка пошкодженості матеріалу внаслідок МЦВ і повзучості ґрунтується на їх лінійному підсумовуванні. При досягненні сумарною пошкодженістю значення одиниці ресурсу вважається вичерпаним.

В ПМаш НАН України з 1996 року для оцінки індивідуального ресурсу використовувалися положення НД [1]. За цей час виконано розрахункові оцінки індивідуального залишкового ресурсу корпусів і роторів турбін К-200-130 ЛМЗ, К-300-240 ХТГЗ, Т-250/300-240 УТМЗ та інших.

Порівняння результатів розрахунків залишкового ресурсу за двома базами нормативних коефіцієнтів запасу [1] і [2] виконано для ротора високого тиску (РВТ) турбіни Т-250/300-240 УТМЗ. При цьому використовуються результати робіт [7, 8], в яких визначалась інтенсивність спрацювання ресурсу РВТ на перехідних режимах роботи.

Розглянуто такі експлуатаційні цикли:

- (ХС–СР–ЗА) – пуск із холодного стану (скорочене позначення циклу ХС), робота на стаціонарному режимі при номінальній потужності, зупин турбоагрегату зі зривом вакууму;
- (НС–СР–ЗА) – пуск із неостиглого стану (скорочене позначення циклу НС), робота на стаціонарному режимі при номінальній потужності, зупин турбоагрегату зі зривом вакууму;
- (ГС–СР–З) – пуск із гарячого стану (скорочене позначення циклу ГС), робота на стаціонарному режимі при номінальній потужності, зупин турбоагрегату без зриву вакууму;
- (СР–Р–СРМ–Н–СР) – перехідний режим (скорочене позначення циклу (Р–Н)) – робота на стаціонарному режимі при номінальній потужності, розвантаження (скидання потужності), робота на стаціонарному режимі при малій потужності, навантаження (набір потужності), робота на стаціонарному режимі при номінальній потужності.

Досліджено 14 варіантів експлуатаційного циклу (СР–Р–СРМ–Н–СР), із них 6 варіантів розвантаження з 250 до 140 МВт (скорочене позначення циклу (Р–Н)₂₅₀), 8 варіантів – розвантаження з 300 до 140 МВт (скорочене позначення циклу (Р–Н)₃₀₀).

Для оцінки пошкодженості РВТ при роботі на стаціонарному режимі використано результати розрахунку повзучості по ізохронних кривих для 100 тисяч годин.

Для підвищення точності розрахункової оцінки циклічної пошкодженості, що накопичується за досліджуваній термін експлуатації, було визначено фактичну кількість пусків з різних теплових станів, а також перехідних режимів роботи (глибоких розвантажень – роботи на стаціонарному режимі при малій потужності – навантаженні).

Виконано поглиблений аналіз пусків з різних теплових станів і глибоких розвантажень при різних темпах скидання і набору потужності. Виділено такі осереднені темпи розвантаження–навантаження, МВт/хв: $\dot{N} = 2,4; 6,0; 7,6; 10,0; 12,0; 15,0; 17,3; 22,0$.

Враховано, що з 2003 року робота блоку Т-250/300-240 УТМЗ здійснювалась за замовленням Енергоринку.

Встановлено, що за досліджуваній період експлуатації відбулося 72 пуски з холодного стану (72ХС), 68 – з неостиглого (68НС) і 77 – з гарячого (77ГС). Крім того, до 2003 р., тобто до Енергоринку, енергоблок витримав 796 розвантажень–навантажень (796(Р–Н)₃₀₀). Ці перехідні режими були досить повільними (з темпом 2,4 МВт/хв). Згідно з наявними даними прийнято, що з 2003 р. (тобто в умовах Енергоринку) енергоблок витримав 1178 розвантажень–навантажень з 250 до 140 МВт і 128 розвантажень–навантажень з 300 до 140 МВт зі швидкістю 6 МВт/хв.

За даними ТЕЦ середньорічний наробіток турбіни складав біля 6000 годин, а наробіток за весь час експлуатації – приблизно 106 тисяч годин.

Розрахункові дослідження накопиченої пошкодженості від МЦВ і повзучості виконано для небезпечних зон РВТ (рис. 2):

- переднє кінцеве ущільнення (ПКУ) – теплові канавки № 4 і № 7;
- діафрагмове ущільнення (ДУ) другого ступеня – тепла канавка № 2;

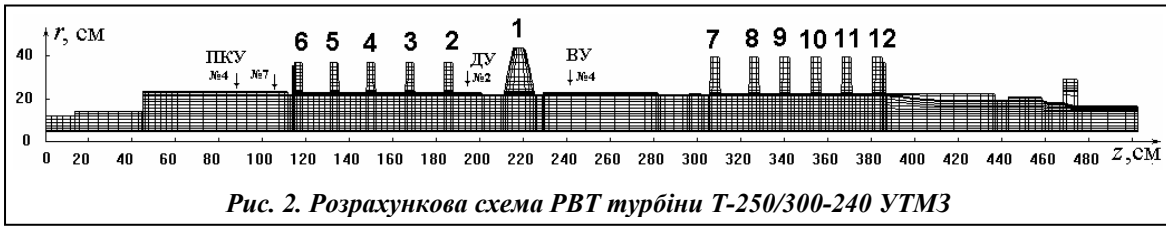


Рис. 2. Розрахункова схема РВТ турбіни Т-250/300-240 УТМЗ

- диск першого ступеня – осьовий канал під диском першого ступеня, передня і задня галтелі диска;
- внутрішнє кінцеве ущільнення (ВУ) – теплова канавка № 4.

За весь розглянутий період експлуатації враховувалась така кількість експлуатаційних циклів:

$$72XC + 68HC + 77GC + 796(P-H)^{2,4}_{300} + 1178(P-H)^6_{250} + 128(P-H)^6_{300}, \quad (5)$$

де верхній індекс у скороченому позначенні (P-H) визначає темп розвантаження-навантаження.

Кількість циклів до появи втомних тріщин без урахування (N_p) і з урахуванням ($[N]$) коефіцієнтів запасу за НД [1] ($n_\epsilon = 1,5$ і $n_N = 5$) і [2] (з урахуванням оновленого коефіцієнта запасу $n_N (N_p)$), який визначається за графіком на рис. 1, а в залежності від кількості циклів N_p) для всіх розглянутих експлуатаційних циклів, вибіркового досліджених зон ротора і вибіркового темпах розвантаження-навантаження, наводиться в табл. 1.

В високотемпературному РВТ місцями вичерпання ресурсу по довготривалій міцності є поверхня осьового каналу і придискові галтелі першого ступеня.

Таблиця 1. Число циклів до появи втомних тріщин без урахування N_p і з урахуванням $[N]$ коефіцієнтів запасу згідно з [1] і [2] для експлуатаційних (Пуск-СР-Зупин) і перехідних (СР-Р-СРМ-Н-СР) циклів при різних темпах розвантаження-навантаження (\dot{N}) і початковій потужності розвантаження (N)

Експлуатаційний цикл	\dot{N} , МВт/хв	N, МВт	Число циклів	Зона РВТ			
				Канавка ПКУ № 4		Канавка ДУ № 2	
				НД [1]	НД [2]	НД [1]	НД [2]
XC-CP-3A	-	-	N_p	12100		3120	
			$[N]$	2420	2719	625	839
HC-CP-3A	-	-	N_p	29900		16900	
			$[N]$	5980	6004	3390	3650
GC-CP-3	-	-	N_p	738		1×10^6	
			$[N]$	148	244	2×10^5	1×10^5
CP-P-CPM-H-CP	2,4	300	N_p	1×10^6		1×10^6	
			$[N]$	2×10^5	1×10^5	20300	1×10^5
	6,0	250	N_p	1×10^6		1×10^6	
			$[N]$	2×10^5	1×10^5	$1,28 \times 10^5$	1×10^5
	300	N_p	1×10^6		9300		
		$[N]$	43700	1×10^5	1860	2178	
	10,0	250	N_p	1×10^6		1×10^6	
			$[N]$	2×10^5	1×10^5	43500	1×10^5
	300	N_p	81300		4170		
		$[N]$	14000	13897	835	1083	
	15,0	250	N_p	1×10^6		1×10^6	
			$[N]$	$1,54 \times 10^5$	1×10^5	27800	1×10^5
300	N_p	40000		3090			
	$[N]$	8010	7663	618	833		

В табл. 2 наведена тривала статична пошкодженість від повзучості в зонах РВТ, де вона суттєва, за середньостатистичний рік експлуатації (6000 годин).

Таблиця 2. Пошкодженість від повзучості за середньостатистичний рік експлуатації за НД [1] і [2]

Зона РВТ	T, °C	σ_i , МПа	$t_p \times 10^{-6}$, год	$\Pi_{ст} = 6000/\tau_p \times 10^3$	$[\Pi_{ст}] \times 10^3$	
					НД [1]	НД [2]
					$\max\{n_{п}\Pi_{ст}; 6000/[t_p]\}$	$n_{ст}(t_p) \times 6000/t_p$
Осьовий канал під диском першого ступеня	506	81	2,35	2,6	13,0	8,9
Задня галтель диска першого ступеня	505	82	2,31	2,6	13,0	9,1
Передня галтель диска першого ступеня	519	75	2,50	2,4	12,0	8,3

У табл. 2 прийняті такі позначення: T – температура металу в розглянутій точці; σ_i – інтенсивність напружень; t_p – час до появи тріщини під дією σ_i і температури T; $[t_p]$ – час до появи тріщини під дією $n_{дм}\sigma_i$ ($n_{дм} = 1,3$, а для зон концентрації $n_{дм} = 0,9 \cdot 1,3 = 1,17$ – зниження на 10%) [1]; $\Pi_{ст}$, $[\Pi_{ст}]$ – статична пошкодженість без урахування і з урахуванням коефіцієнтів запасу довготривалої міцності $n_{дм}$ і пошкодженістю $n_{п} = 5$ за НД [1] і за НД [2] – $n_{ст}(t_p)$ коефіцієнт запасу за пошкодженням від повзучості, який визначається за графіком на рис. 1, б).

Сумарна пошкодженість від МЦВ і повзучості з урахуванням коефіцієнтів запасу, що накопичена в зонах дослідження ротора за час експлуатації, наводиться в табл. 3.

Таблиця 3. Накопичена $[\Pi]'$ пошкодженість РВТ від МЦВ і повзучості з урахуванням коефіцієнтів запасу згідно з [1] і [2]

Зона РВТ	$[\Pi]' \times 10^2$	
	НД [1]	НД [2]
Теплова канавка ПКУ № 4	57,4	37,4
Теплова канавка ДУ № 2 другого ступеня	25,3	18,4
Задня галтель диска першого ступеня	25,1	19,1
Осьовий канал під диском першого ступеня	24,7	18,7
Передня галтель диска першого ступеня	23,2	17,6
Теплова канавка ВУ №4	16,8	14,7

Сумарна пошкодженість з урахуванням коефіцієнтів запасу, що накопичена за час експлуатації і після визначення можливості продовження ресурсу $[\Pi]$, повинна задовольняти умову

$$[\Pi] = [\Pi]' + [\Pi]_{зал} \leq 1. \tag{6}$$

Відповідно до (6) $[\Pi]_{зал}$ визначається за формулою

$$[\Pi]_{зал} = 1 - [\Pi]'. \tag{7}$$

Залишковий ресурс у роках визначається як відношення залишкової пошкодженості ($[\Pi]_{зал}$) до середньорічної пошкодженості від повзучості і МЦВ ($[\Pi_p]''$), що прогнозується для наступного періоду експлуатації

$$[G]_{зал} = [\Pi]_{зал} / [\Pi_p]''. \tag{8}$$

З урахуванням результатів аналізу середньорічного режиму роботи енергоблоку Т-250/300-240 УТМЗ в умовах Енергоринку прийнято прогнозований середньорічний режим роботи

$$5XC + 4HC + 5ГC + 184(P - H)^m_{250} + 20(P - H)^m_{300}, \tag{9}$$

де верхній індекс m означає темп (швидкість) скидання-набору потужності, а нижній – «250» і «300» потужність, з якої відбувається розвантаження; $(P-H)_{250}^m$ – розвантаження-навантаження з потужності 250 МВт при темпах $m = \dot{N} = 6; 7,6; 10; 12; 15$ і 17,3 МВт/хв; $(P-H)_{300}^m$ – розвантаження-навантаження з потужності 300 МВт при темпах $m = \dot{N} = 6; 7,6; 10; 12; 15$ і 17,3 МВт/хв.

Сумарна середньорічна пошкодженість від повзучості і МЦВ $[P_p]''$ і залишковий ресурс $[G]_{\text{зал}}$, що прогноуються для наступного періоду експлуатації в розглянутих зонах ротора в залежності від темпу скидання-набору потужності, наводиться в табл. 4, а на рис. 3 показана залежність прогнозованого залишкового ресурсу $[G]_{\text{зал}}$ від темпу розвантаження-навантаження.

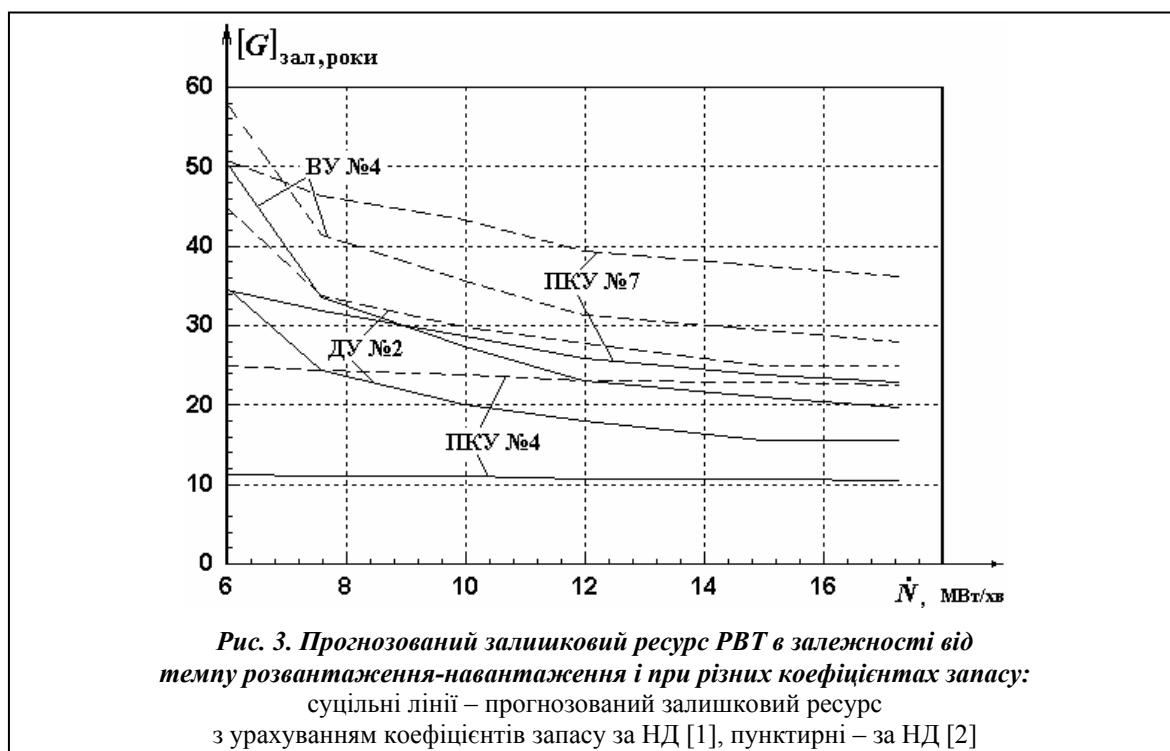
Таблиця 4. Прогнозована середньорічна пошкодженість від МЦВ і повзучості $[P_p]''$ і ресурс РВТ $[G]_{\text{зал}}$ в роках з урахуванням коефіцієнтів запасу за [1] і [2]

Зона РВТ	\dot{N} , МВт/хв	НД [1]		НД [2]	
		$[P_p]'' \times 10^2$	$[G]_{\text{зал}}$	$[P_p]'' \times 10^2$	$[G]_{\text{зал}}$
Теплова канавка ПКУ № 4	6,0	3,79	11	2,50	25
	10,0	3,89	11	2,63	24
	15,0	4,02	11	2,74	23
Теплова канавка ДУ № 2 другого ступеня	6,0	2,14	35	1,81	45
	10,0	3,74	20	2,74	30
	15,0	4,82	16	3,30	25
Задня галтель диска першого ступеня	6,0	1,41	53	1,13	72
	10,0				
	15,0				
Осьовий канал під диском першого ступеня	6,0	1,39	54	1,11	73
	10,0				
	15,0				
Передня галтель диска першого ступеня	6,0	1,31	59	1,05	79
	10,0				
	15,0				
Теплова канавка ВУ № 4	6,0	1,64	51	1,47	58
	10,0	3,05	27	2,40	36
	15,0	3,96	21	2,91	29

При розрахунку залишкового ресурсу РВТ $[G]_{\text{зал}}$, що прогноується на наступний період експлуатації (табл. 4), було прийнято, що середньорічний режим роботи не буде змінюватися. Враховувався, як позначено вище, середньорічний режим роботи за формулою (9).

Із виконаних досліджень випливає (табл. 4 і рис. 3), що використання оновлених коефіцієнтів запасу за НД [2] приводить до збільшення залишкового ресурсу високотемпературного ротора. Так, прогнозований ресурс при темпі розвантаження-навантаження 6 МВт/хв становить 11 років (теплова канавка № 4 ПКУ) при використанні попередніх коефіцієнтів запасу [1] і 25 років при використанні оновлених коефіцієнтів запасу [2]. Найбільший розкид в прогнозованому залишковому ресурсі при використанні двох видів коефіцієнтів запасу спостерігається для теплової канавки № 4 ПКУ – в 2,3 рази. Для інших зон РВТ це становить від 1,2 до 1,6.

При прийнятому прогнозованому середньорічному режимі роботи турбіни Т-250/300-240 УТМЗ необхідно забезпечити спрацювання ресурсу РВТ за термін, не менший 20 років.



Порівняння прогнозованого залишкового ресурсу РВТ Т-250/300-240 УТМЗ, визначеного за двома базами нормативних коефіцієнтів запасу [1], [2], дозволяє зробити такі висновки:

- для доведення строку спрацювання залишкового ресурсу до 20 років при розрахунку з використанням коефіцієнтів запасу за НД [1] треба в умовах щодобового нічного зниження потужності впроваджувати використання графіків роботи за лінійним законом зменшення й збільшення потужності при темпі зміни потужності, не більшому 8–10 МВт/хв; залишковий ресурс в зоні ПКУ РВТ можна значно збільшити за рахунок зменшення кількості пусків з гарячого стану;
- при розрахунку з використанням оновлених коефіцієнтів запасу залишковий ресурс на всіх розглянутих режимах перевищує 20 років.

Висновки

Введення оновлених коефіцієнтів запасу [2] дозволяє зменшити консервативність оцінки залишкового ресурсу високотемпературних роторів. Використання оновлених коефіцієнтів запасу спрощує розрахунки. Їх використання рекомендується за наявності даних про властивості матеріалу і термонапружений стан ротора, що визначені з високим ступенем достовірності.

Надалі при оцінці відповідності прогнозованого ресурсу результатам спостережень доцільно при визначенні накопиченої пошкодженості і залишкового ресурсу роторів і корпусних деталей турбін виконувати порівняльні розрахунки за двома базами коефіцієнтів запасу [1] і [2].

Доцільність оновлення коефіцієнтів запасу пояснюється й зростаючою точністю визначення термонапруженого стану й накопиченої пошкодженості елементів турбін на стаціонарних і змінних режимах роботи, а також можливістю одержання характеристик матеріалів, що експлуатуються тривалий час.

Література

1. *Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса:* РД 34.17.440-96. – М.: ВТИ, 1996. – 153 с.

2. *Методичні вказівки з визначення розрахункового ресурсу і оцінки живучості роторів і корпусних деталей турбін: СОУ–Н–МПЕ.* – 2010.
3. *Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость: РТМ 108.021.103–85.* – М.: НПО Центр. котлотурбин. ин-т, 1986. – 50 с.
4. *Ланин А. А. Жаропрочные металлы и сплавы: справочные материалы / А. А. Ланин, В. С. Балина.* – СПб.: Энерготех, 2006. – 224 с.
5. *Резинских В. Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин / В. Ф. Резинских, В. И. Глашштейн, Г. Д. Авруцкий.* – М.: Издат. дом Моск. энерг. ин-та, 2007. – 296 с.
6. *Свойства сталей и сплавов, применяемых в котлотурбостроении. Ч. первая. Руководящие указания.* – Л.: Центр. котлотурбин. ин-т, 1966. – Вып. 16. – 219 с.
7. *Мацевитый Ю. М. Переменные режимы работы энергоблоков ТЭЦ с турбинами Т-250/300-240 и срабатывание их ресурса / Ю. М. Мацевитый, Н. Г. Шульженко, В. Н. Голощанов // Цільова комплексна програма НАН України «Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин «РЕСУРС», зб. наук. статей за результатами, отриманими в 2007–2009 рр. – Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, 2009. – С. 321–325.*
8. *Шульженко Н. Г. Расчетный ресурс высокотемпературных роторов турбины Т-250/300-240. Ч. I. Методика оценки ресурса / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, В. Н. Голощанов, А. В. Пожидаев, А. Ю. Козлоков // Энергетика та електрифікація. – 2011. – № 1 (329). – С. 41–46.*

Поступила в редакцию
27.02.11

УДК 621.125

А. А. Дворников

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(м. Харків, e-mail: tarelin@ipmach.kharkov.ua)

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ АНАЛИЗА РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Разработан программный комплекс, позволяющий выполнять расчет показателей экономичности как отдельных узлов, так и турбоустановки в целом. Предлагается применять данный программный комплекс для анализа режимов работы турбоустановок в условиях электростанций в режиме реального времени.

Розроблено програмний комплекс, що дозволяє виконувати розрахунок показників економічності як окремих вузлів, так і турбоустановки в цілому. Пропонується застосовувати цей програмний комплекс для аналізу режимів роботи турбоустановок в умовах електростанцій в режимі реального часу.

Введение

Экономичность турбоустановки ТЭС и ТЭЦ зависит от их состояния. На экономичность энергоблоков могут влиять состояние подогревателей питательной воды, конденсатора, цилиндров турбины. Эффективность работы подогревателей и конденсатора может в процессе работы ухудшаться по разным причинам. Это загрязненность поверхностей теплообмена, присосы (из-за неплотностей) и многое другое. Экономичность цилиндров зависит от состояния проточной части, величины зазоров концевых и диафрагменных уплотнений. На экономичность турбоустановки существенное влияние оказывает состояние тракта промперегрева. Со временем КПД отдельных узлов и турбоустановки снижаются. Для эффективной эксплуатации турбоустановок необходимо контролировать их состояние и своевременно выполнять ремонт.