

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPIYWOVYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPIYWOVYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

67-68

WARSZAWA—POZNAŃ 1975

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszer 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380 + 90 egz.	Oddano do składania 10 I 1975 r.
Ark. wyd. 28,5. Ark. druk. 22	Podpisano do druku 20 IX 1975 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70×100 cm	Druk ukończono we wrześniu 1975 r.
Nr zam. 112/77	R-17/661 Cena zł 86,-

DRUKARNIA UNIwersytetu im. A. Mickiewicza w Poznaniu

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

**WSPÓŁCZESNE PROBLEMY BADAŃ
I EKSPLOATACJI MASZYN HYDRAULICZNYCH**

Gdańsk, 3 - 5 października 1973 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

**MODERN PROBLEMS OF RESEARCH AND
UTILIZATION OF HYDRAULIC MACHINES**

Gdańsk, October 3 - 5, 1973

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

**СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН**

г. Гданьск, 3 - 5 октября 1973 г.

RYSZARD BUCHOWIECKI, CEZARY BUKAŁA

Radom*

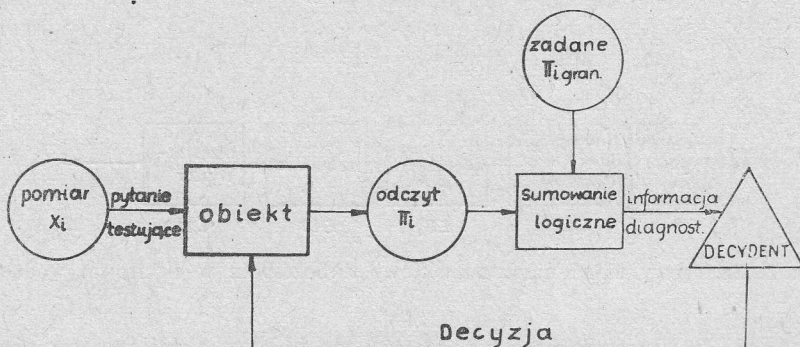
Diagnostyka materiałowa turbin wodnych

Każde działanie diagnostyczne na obiekcie technicznym ma wtedy sens i uzasadnienie, jeżeli stanowi punkt wyjścia dla dwóch innych działań: prognozowania pracy obiektu i prowadzenia w stosunku do niego zabiegów profilaktycznych. Jeżeli przyjąć, że stan obiektu lub jego elementu opisuje zbiór parametrów $\langle X_1, X_2, X_3, \dots, X_n \rangle$ mających w chwili diagnozowania wartości odpowiednie $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n$, to działanie diagnostyczne wyrazić można jako:

- zadanie obiektowi za pomocą odpowiednich technik badawczych, tzw. pytań testujących, mających na celu ustalenie wartości parametru π_i ,
- porównanie uzyskanej wartości z zadaną graniczną (dopuszczalną) wartością parametru π_i ,
- stworzenie informacji diagnostycznej przeznaczonej dla decydenta obiektu.

Na podstawie takiej informacji diagnostycznej może być podjęta decyzja dotycząca obiektu. Schemat opisanego działania diagnostycznego przedstawiono poglądowo na rys. 1.

Z punktu widzenia nauki o eksploatacji urządzeń, odpowiednio obrobiony strumień informacji diagnostycznej może służyć do ciągłego śledzenia poziomu niezawodności obiektu [1]. Daje to również możliwość prognozowania pracy, ustalania optymalnych przebiegów międzyremontowych itp. Warunkiem takiego wykorzystania informacji dia-

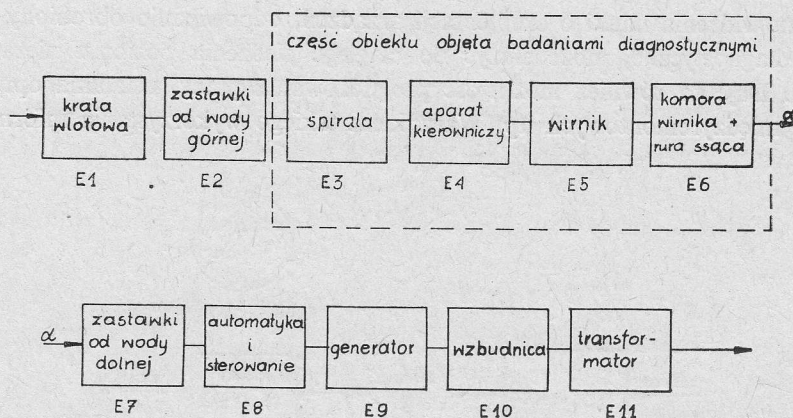


Rys. 1. Ogólny schemat działania diagnostycznego

* Zakłady Energetyczne Okręgu Wschodniego.

gnostycznej jest znajomość funkcji niezawodnościowej obiektu. Funkcję taką można stosunkowo łatwo otrzymać gdy się dysponuje dużymi populacjami obiektów, spełniających warunek tożsamości klasy. Zagadnienie określania funkcji niezawodnościowych staje się trudnym problemem w przypadku małej liczności populacji obiektów lub bardzo złożonej ich wewnętrznej struktury niezawodnościowej.

Na problemy z tym związane wskazano m.in. w pracy [2], dotyczącej oceny niezawodności dużego bloku energetycznego. W kontekście tego co zostało wyżej powiedziane, turbiny wodne muszą się wydać obiektem niezbyt wygodnym do oceny niezawodnościowej choćby ze względu na fakt, iż populacje podobnych turbin są w kraju niewielkie, liczące zaledwie po kilka jednostek. Utrudnia to precyzyjne ustalenie funkcji rozkładu intensywności uszkodzeń w czasie. W tej sytuacji podjęto próbę określania niezawodności turbin wodnych w oparciu o proporcję pomiędzy pewnymi założonymi wskaźnikami charakteryzującymi procesy destrukcyjne a danymi eksploatacyjnymi o poziomie tych wskaźników. Badania prowadzono przez okres trzech lat na czterech turbinach wodnych. Dwie z nich, typu Francisa, miały moc znamionową 40 MW, dwie pozostałe, pracujące jako odwracalne, dysponowały mocą 20 MW. Badania ograniczono do zjawisk typu destrukcji materiałowych, występujących na elementach części przepływowej turbiny. Diagnostyka tego typu jest siłą rzeczy niepełna, nie uwzględnia np. stanów układów regulacji i automatycznego sterowania, czy też stanów układów elektrycznych. Zdecydowano się również na przyjęcie szeregowego układu niezawodnościowego elementów turbozespołów. Schemat tego układu przedstawiono na rys. 2. Takie postępowanie było o tyle uzasadnione, że praktyka eksploatacyjna wykazywała decydujące znaczenie zjawisk materiałowych dla pewności ruchowej turbin. Wybór elementów do badań diagnostycznych (elementy E_2 do E_5 zgodnie z rys. 2) podyktowany był największym nasileniem się zjawisk destrukcyjnych na tych elementach.



Rys. 2. Szeregowy układ niezawodnościowy turbozespołu w elektrowni wodnej

Niezawodność $R_{\Sigma E}$ szeregowego, n -elementowego obiektu określona jest równaniem:

$$R_{\Sigma E} = R_{E1} \cdot R_{E2} \cdot R_{E3} \cdot \dots \cdot R_{En}, \quad (1)$$

gdzie $R_{E1}, R_{E2}, \dots, R_{En}$ — niezawodności poszczególnych elementów obiektu.

Tabela 1

Poziom wartości parametru	Niezawodność elementu	Stan eksploatacyjny
$\pi_i = \pi_{i\text{mp}}$	$R_{Ei} = 1$	stan pewnej pracy elementu
$\pi_{i\text{mp}} > \pi_i > \pi_{i\text{kryt}}$	$1 > R_{Ei} > R_{Ei\text{kryt}}$	stan umożliwiający eksploatację elementu
$\pi_i = \pi_{i\text{kryt}}$	$R_{Ei} = 0$	stan odmowy pracy elementu

$\pi_{i\text{mp}}$ — maksymalnie pozytywna wartość,

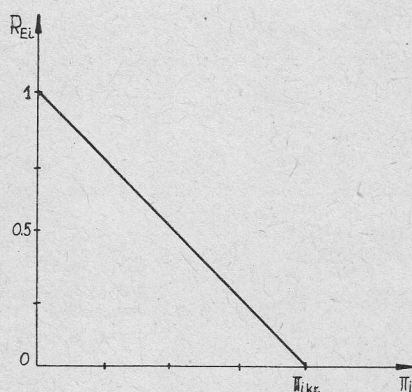
$\pi_{i\text{kryt}}$ — krytyczna wartość parametru π_i , przy której dalsza eksploatacja staje się niemożliwa,

$R_{Ei\text{kryt}}$ — krytyczna wartość niezawodności.

Uznano na podstawie obserwacji, że do procesów destrukcyjnych, określających stan wybranych elementów turbozespołów, należą

- dla elementu *E3*: korozja, pękanie spoin,
- dla elementu *E4*: kawitacja, pękanie łopat,
- dla elementu *E5*: kawitacja, pękanie łopat,
- dla elementu *E6*: korozja, kawitacja, kruche pękanie ścian.

Należało znaleźć kryteria oceny niezawodności elementów na podstawie wyników badań wymienionych procesów destrukcyjnych. Trudno mówić o istnieniu w tym zakresie jakichkolwiek reguł postępowania. Zastosowano w tej sytuacji model, który da się objaśnić następująco: założmy, że proces destrukcji da się wyrazić wartością parametru π_i , przy czym π_i może być wskaźnikiem statycznym, a więc podawać oszacowaną wartość rozmiaru destrukcji w danej chwili, lub też wskaźnikiem kinetycznym charakteryzującym szybkość procesu. Założmy również, że jakąś drogą da się ustalić taką krytyczną wartość parametru $\pi_{i\text{kryt}}$, przy której element musi być wycofany z eksploatacji. Da się to ująć w zależnościach, które ilustruje tabela 1.



Rys. 3. Wyznaczanie poziomu niezawodności w zależności od wartości parametru niezawodnościowego

W konsekwencji powyższego rozumowania: jeżeli uznać proporcjonalność π_i i R_{Ei} dla elementu *Ei*, niezawodność obiektu może być odczytana przy każdym badaniu diagnostycznym z prostego wykresu, którego ogólny przebieg przedstawiono na rys. 3.

Opierając się na powyższym modelu, przyjęto następujące wskaźniki jako parametry charakteryzujące poszczególne procesy destrukcyjne:

$$\text{– dla kawitacji} \quad \pi_k = \frac{\Delta m_k}{S_k}, \quad (2)$$

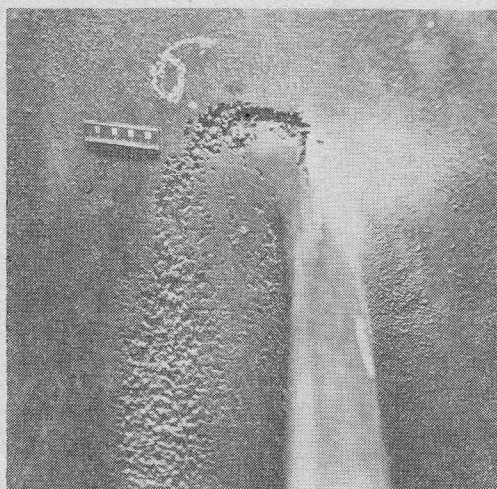
$$\text{– dla korozji} \quad \pi_c = \frac{\Delta m_c}{S_c}, \quad (3)$$

$$\text{– dla pękania} \quad \pi_R = l_R, \quad (4)$$

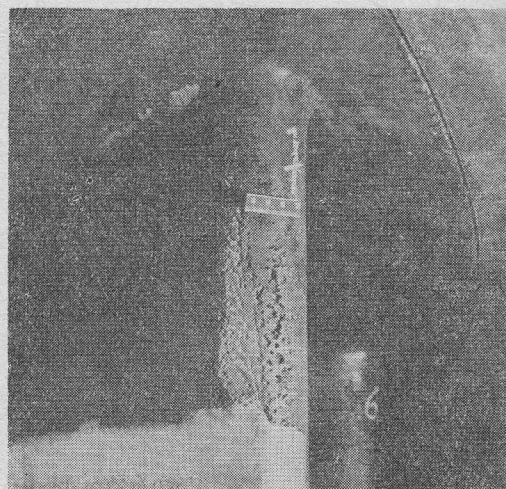
gdzie $\Delta m_k, \Delta m_c$ – ubytek masy elementu spowodowany kawitacją lub korozją, S_k, S_c – powierzchnia objęta kawitacją lub korozją, l_R – bezwzględna długość pęknięcia.

Praktycznie okazało się, że w badanym okresie nie zachodziła konieczność uwzględniania wskaźnika korozji w diagnostyce wytypowanych elementów. Wskaźnik ten ma natomiast wręcz podstawowe znaczenie dla elementów $E1, E2$ i $E7$. Przyjęto więc, że z tytułu korozji niezawodność elementów $E3$ do $E6$ była stale na poziomie $R_E = 1$.

W badaniach diagnostycznych kawitacji stosowano pomiary planimetryczne i zdejmowanie odcisków powierzchni uszkodzonej za pomocą mastiki. Pęknięcia określano kilkoma metodami: penetracyjnie, ultradźwiękowo, metodą magnetyczną oraz drogą badań radiograficznych jeżeli warunki konstrukcyjne na to pozwalały. Stosowano zmienny plan badań diagnostycznych na każdej turbinie. W zależności od sytuacji czas pomiędzy inspekcjami diagnostycznymi turbin wahał się od trzech miesięcy do dwóch tygodni. Taki plan badań umożliwiał dość precyzyjną kontrolę stanu turbin i dostarczał niezbędnego dla obliczeń niezawodnościowych materiału statystycznego. Działanie to umożliwiło jednocześnie prowadzenie optymalnej eksploatacji turbin bez ryzyka wystąpienia nieprzewidzianych zakłóceń.



Rys. 4. Strefy kawitacji na wirniku turbiny 40 MW
(część wylotowa)



Rys. 5. Kawitacja na krawędzi wlotowej łopaty wirnika turbiny 40 MW

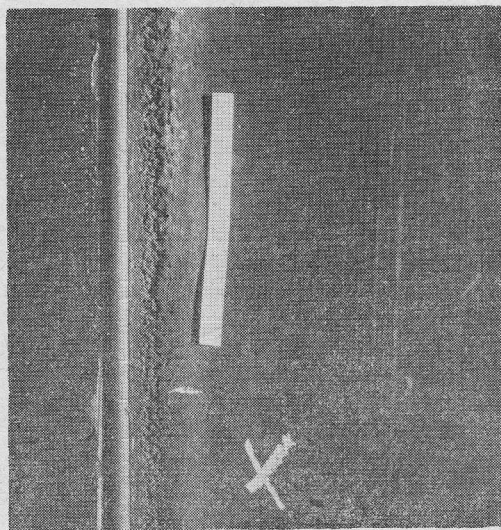
Tabela 2

Element	Strefa	Miejsce lokalizacji	Nr rysunku
E5	A	krawędź wylotowa łopaty wirnika przy piście górnej	4
	B	krawędź wlotowa łopaty wirnika w części stanowiącej nadlewkę piasty (nad spoiną łączącą piastę z łopata)	5
	C	piasta górna w kanale międzyłopatkowym	9
	D	krawędź przejścia nadlewki w piastę górną	10
	E	przejście dolnej krawędzi łopaty wirnika w pierścień dolny	6
E4	F	powierzchnia łopaty kierowniczej od strony wirnika w pobliżu uszczelki	7

Uszkodzenia kawitacyjne wykazywały największą intensywność w turbinie o mocy 40 MW. Już po bardzo krótkim okresie eksploatacji stwierdzono, że procesy erozji kawitacyjnej lokalizują się w pięciu strefach na wirniku (element E5) i w jednej strefie na łopatach aparatu kierowniczego (element E4). Rozmieszczenie stref uszkodzeń kawitacyjnych podano w tabeli 2. Poszczególne strefy kawitacji pokazano na rysunkach 4÷7. Najgroźniejsze uszkodzenia kawitacyjne występowały na krawędziach łopat wirnikowych (strefa A i B). Wzory kawitacyjne stanowiły tu bowiem koncentratory naprężeń mogące ułatwiać powstawanie i propagację pęknięć. Należy zauważyć, że w strefach tych występują w czasie pracy turbiny zmienne co do kierunku i wartości naprężenia, związane z poprzecznymi drganiami łopat. Piasta wirnika badanych turbin wykonana została ze staliwa węglowego, łopaty natomiast ze staliwa chromowo-niklowego i różna podatność obu staliw na kawitację



Rys. 6. Kawitacja dolnej krawędzi łopaty wirnikowej turbiny 40 MW



Rys. 7. Kawitacja łopaty aparatu kierowniczego turbiny 40 MW

tworzyła koncentrator naprężeń w miejscu istnienia progu strukturalnego. Wartość współczynnika określającego kawitację π_k wskazywała na najintensywniejszy przebieg procesu w strefach A i B. Dla strefy A po trzecim roku eksploatacji turbiny π_k osiągnął wartość 8,60 g/cm², dla strefy B – 7,02 g/cm². Na podstawie obserwacji stanu turbiny zdecydowano się przyjąć krytyczną wartość współczynnika π_k na poziomie 30 g/cm². Daje to możliwość obliczenia zmiany niezawodności elementów E4 i E5 w toku eksploatacji przy następujących założeniach:

$$\pi_k = 0, \quad R_E = 1,$$

$$\pi_k = \pi_{k \text{ kryt}}, \quad R_E = 0.$$

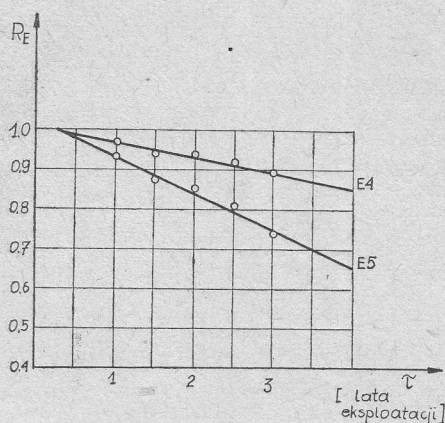
Uzyskane funkcje niezawodnościowe przedstawiono na rys. 8. W trakcie eksploatacji turbin o mocy 40 MW na elementach E5 pojawiły się i ulegały rozwojowi pęknięcia łopat. Pęknięcia te lokalizowały się w dwóch miejscach:

typ pęknięć I – w strefie wpływu ciepła złącza spawanego lub w spoinie łączącej łopatę z nadlewką piasty,

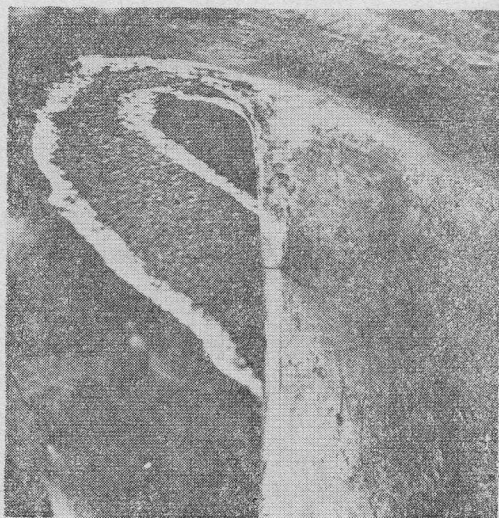
typ pęknięć II – w strefie przejścia nadlewki w część stropową piasty.

Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono wygląd pęknięć obu typów. Na przestrzeni blisko trzech lat obserwowano propagację wymienionych pęknięć. Pęknięcia, szczególnie typu I, osiągały znaczne długości bezwzględne dochodzące do 300 mm. Przy okazji tych badań stwierdzono, że rzeczywiste długości pęknięć są z reguły o ok. 20% większe od długości określanych metodami defektoskopowymi. Pęknięcia obu typów wykazywały również tendencję do rozwierzania się w trakcie ich szlifowania, co świadczy o dużym poziomie naprężeń własnych w strefach, gdzie były zlokalizowane.

W trakcie eksploatacji turbin o mocy 20 MW stwierdzono przypadki pęknięć łopat aparatu kierowniczego. Lokalizowały się one w pobliżu czopów łopat. Obraz takiego pęknięcia przedstawia rys. 11.



Rys. 8. Zmiana niezawodności elementu E4 i E5 turbiny 40 MW na skutek procesów kawitacyjnych



Rys. 9. Przebieg pęknięcia typu I na łopacie wirnika turbiny 40 MW

Diagnostyka elementów pękających jest szczególnie trudna. Pomimo faktu, iż zagadnienia mechaniki pęknięcia są teoretycznie opracowane od dość dawna, praktyczne obliczenia propagacji pęknięć wymagają szeregu założeń i uproszczeń, a cały szereg wielkości niezbędnych do obliczeń i mających charakter cech materiałowych (jak np. współczynnik intensywności naprężeń) nie jest określony dla stosowanych materiałów konstrukcyjnych. Propagację pęknięć elementów $E4$ i $E5$ opisywano stosunkowo prostym równaniem [3]:

$$l = A \cdot \exp(\alpha \cdot n), \quad (5)$$

gdzie l – długość pęknięcia, A – stała, α – wielkość zależna od poziomu naprężeń, n – ilość cykli.

Jeżeli założyć proporcjonalność ilości cykli do czasu ($n = c \cdot \tau$), co jest dopuszczalne przy rozpatrywaniu pracy turbin w większych przedziałach czasowych, równanie (5) można przedstawić w postaci:

$$\lg l = \lg A + \beta \tau, \quad \text{gdzie} \quad \beta = \frac{\alpha \cdot c}{2,303}. \quad (6)$$

W układzie osi $\lg l - \tau$ obrazem zależności (6) jest linia prosta.

Współczynnik intensywności naprężeń K obliczano na podstawie [4] z równania:

$$K = \sigma \sqrt{\pi \cdot l}, \quad (7)$$

gdzie σ – naprężenie w elemencie pękającym, l – długość pęknięcia. Dla krytycznej wartości $K = K_{Ic}$ długość pęknięcia ma rozmiar krytyczny. Na tej podstawie obliczano l_{kryt} jako:

$$l_{kryt} = \frac{K_{Ic}^2}{\pi \cdot \sigma^2}. \quad (8)$$

Po uczynieniu niezbędnych założeń dla określenia K_{Ic} i σ uzyskano następujące długości pęknięć dla warunków krytycznych:

pęknięcia typu I, element $E5$ turbin 40 MW – $l_{kryt} = 350$ mm,

pęknięcia typu II, element $E5$ turbin 40 MW – $l_{kryt} = 394$ mm,

pęknięcia na elemencie $E4$ turbin 20 MW – $l_{kryt} = 620$ mm.

Przyjmując za parametr π_R bezwzględną długość pęknięcia, otrzymuje się zależności:

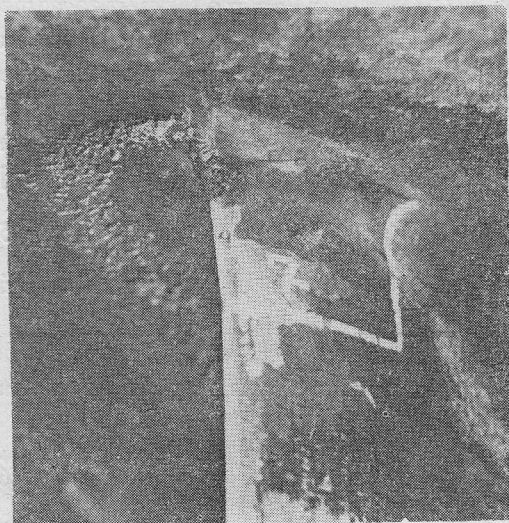
$$\pi_R = 0, \quad R_E = 1,$$

$$\pi_R = l_{kryt}, \quad R_E = 0.$$

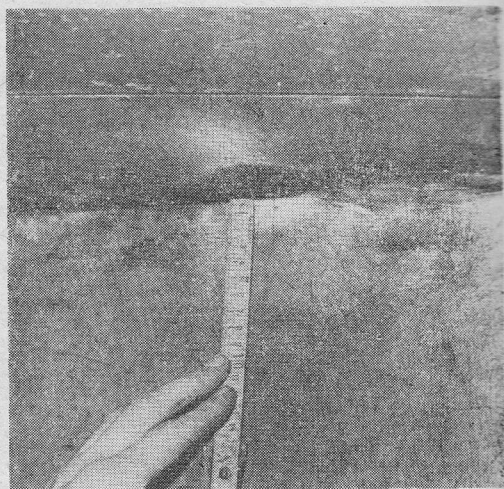
Na tej podstawie obliczono zmiany niezawodności elementów $E4$ i $E5$ w okresie trzech lat eksploatacji. Funkcje te przedstawiono na rys. 12.

W przypadku gdy ten sam element poddany jest różnym procesom destrukcyjnym zachodzi konieczność uwzględniania ich łącznego wpływu na niezawodność tego elementu. Jeżeli procesy destrukcji są niezależne od siebie, a osiągnięcie krytycznej wartości przez parametr jednego z procesów trwale uszkadza obiekt, niezawodność takiego obiektu można wyliczyć z równania:

$$R_E = R_{E(\pi_1)} \cdot R_{E(\pi_2)} \cdot \dots \cdot R_{E(\pi_i)}, \quad (9)$$



Rys. 10. Przebieg pęknięcia typu II na łopacie wirnika 40 MW

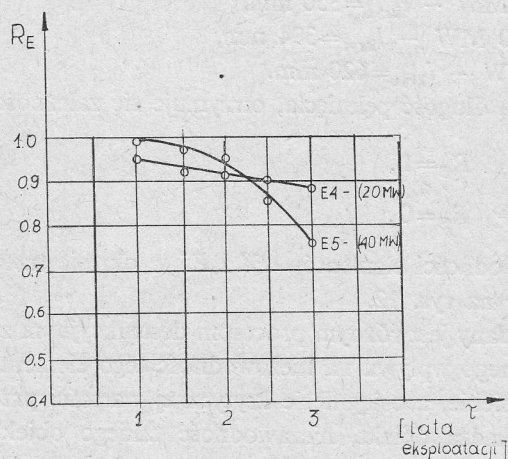


Rys. 11. Pęknięcie na łopacie kierowniczej turbiny 20 MW

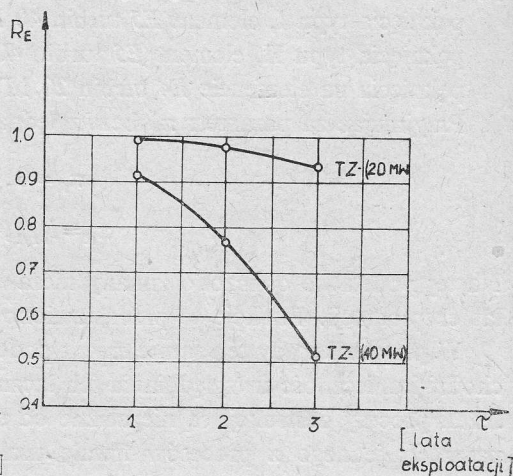
w którym poszczególne człony występujące w iloczynie należy rozumieć jako niezawodności określone ze względu na poszczególne parametry.

Stosując podany wyżej model rozumowania, obliczono zmianę niezawodności elementów $E3 - E6$ turbin o mocy 20 MW i 40 MW na przestrzeni trzech lat eksploatacji. Wyniki tych obliczeń ilustruje wykres przedstawiony na rys. 13.

Można dyskutować dokładność podanego wyżej modelu oceny niezawodności turbin wodnych, wydaje się jednak, że model ten po pewnych udoskonaleniach może być z pożytkiem wykorzystany dla śledzenia kinetyki zmian stanu całego turbozespołu lub jego elementów oraz do prognozowania eksploatacji i cykli międzyremontowych.



Rys. 12. Zmiana niezawodności turbiny 20 i 40 MW na skutek pęknięcia elementów $E4$ i $E5$



Rys. 13. Zmiana niezawodności turbin 20 i 40 MW na przestrzeni trzech lat eksploatacji

Literatura

- [1] B. W. Pawłow, *Badania diagnostyczne w technice*. Warszawa 1967.
- [2] R. Buchowiecki, *Diagnostyka i ocena niezawodności bloku energetycznego*. Materiały krajowego sympozjum „Nauka o eksploatacji na usługach systemu elektroenergetycznego”, Radom 1973.
- [3] R. C. Thurston, *Propagating and Non-propagating Fatigue Cracks in Metals*. Engineering Digest Nr. 2, 1961.
- [4] S. Kocańda, *Zmęczeniowe niszczenie metali*. Warszawa 1972.

Material Diagnostics in Water Turbines

Summary

Water turbines form a comparatively small group of technical objects in this country. This is an unfavourable situation for the reliability testing. On the assumption that the reliability is a function of the parameters characterizing the destruction processes in water turbines the reliability of the object can be evaluated indirectly. This requires establishing critical parameter values at which the reliability of the object is $R_{Ei}=0$. The principle of determining the reliability in this way is shown in Fig. 3.

In this manner the reliability and the time change of reliability of water turbines of 20 MW and 40 MW power were defined (period of three years' operation). A series scheme of reliability (Fig. 2) was adopted. It was recognized that the principal destruction processes over that period were the cavitation and cracking of elements of the flow part. Established were parameters which define the results of the processes (Eqs. (2), (3), (4)) and critical values of the parameters (based on observations of the state of the turbine and on calculations — in the case of cracking of the elements (Eq. (8))). The change in the reliability of the turbines tested vs. time is presented in Fig. 13.

Материальная диагностика гидротурбин

Резюме

Гидротурбины в Польше — это относительно небольшой комплекс технических объектов, а с этим связаны определенные затруднения в исследовании их надежности.

Если принять, что надежность является функцией уровня значения параметров, характеризующих разрушительные процессы в гидротурбинах, то косвенно можно сделать вывод о надежности объектов. Этот способ требует установления критических значений параметров, для которых надежность объекта $R_{Ei}=0$. Принцип определения надежности этим путем изображает рис. 3.

Вышеуказанным способом определена надежность и изменение надежности во времени (в период 3-летней эксплуатации) гидротурбин мощностью 20 Мвт и 40 Мвт. Для гидротурбоагрегатов принята последовательная схема надежности (рис. 2) и предположено, что главными деструктивными процессами во время исследований были: коррозия, кавитация и трескание элементов проточной части гидротурбин. Установлены параметры, определяющие последствия этих процессов (формулы (2), (3), (4)). Критические значения параметров были определены на основе наблюдений состояния гидротурбин или, как в случае трескания элементов, по расчетам (формула (8)). Изменение надежности исследованных турбин во время эксплуатации представлено на рис. 13.