

Gerard KOSMAN, Jan CZEPELAK
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych, Politechnika Śląska

TRWAŁOŚĆ ELEMENTÓW CIŚNIENIOWYCH OBCIĄŻONYCH NIESYMETRYCZNIE

Streszczenie. Praca dotyczy trwałości ciśnieniowych elementów kotłów parowych pracujących w warunkach pełzania ustalonego z uwzględnieniem niesymetrycznych obciążeń cieplnych. Głównym celem pracy jest ilościowa ocena wpływu różnych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na obliczeniowy czas pracy elementów ciśnieniowych kotła. Zasadniczą uwagę zwrócono na te czynniki, które były do tej pory pomijane lub ujmowane jedynie w sposób przybliżony.

LIFE TIME OF THE ASYMMETRIC LOADED BOILER PRESSURE COMPONENTS

Summary. The paper contents the analysis of the life time of creep operated pressure elements of the steam generator. The main aim of the paper is the qualitative analysis of the influence of constructional and operational factors on the service life of the boiler pressure part. The influences have been taken into account, which in previous works were neglected or calculated approximatively.

ZEITSTANDFESTIGKEIT DER ASYMMETRISCH BEANSPRUCHTEN DRUCKELEMENTE

Zusammenfassung. Der Beitrag betrifft der Zeitstandfestigkeit kriechbeanspruchter Dampferzeuger – Druckelemente die arbeiten bei Asymmetrie der Beheizung. Ziel der Arbeit ist eine quantitative Analyse des Einflusses von verschiedenen Konstruktions- und Betriebsfaktoren auf die Dauerfestigkeit der Bauelemente. Vor allen Dingen die Faktoren wurden betrachtet, die in vorigen Arbeiten vernachlässigt oder nur näherungsweise behandelt worden sind.

1. WSTĘP

Elementy ciśnieniowe występują w kotłach w postaci powierzchni wymiany ciepła, które tworzą różnego rodzaju układy rur. Mogą to być powierzchnie opromieniowane (ekrany) lub powierzchnie konwekcyjne mające postać korytarzowych lub przestawnych pęczków rur.

Przedmiotem rozważań jest zagadnienie obliczeniowej oceny trwałości elementów ciśnieniowych kotłów parowych. Zagadnienie ograniczono do analizy ustalonych warunków pracy, w których decydującym czynnikiem określającym trwałość elementów jest pełzanie materiału. Szczególną uwagę zwrócono na elementy obciążone niesymetrycznie. Przyczyną niesymetrycznego obciążenia może być nierównomierny rozkład temperatury po obwodzie elementu lub obciążenia zewnętrzne w postaci sił i momentów gnących. Dotyczy to zarówno powierzchni ogrzewalnych kotłów, jak i rurociągów pary pierwotnej i wtórnej.

Zasadniczym celem podjętych badań jest przeanalizowanie wpływu wybranych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych pomijanych do tej pory przy ocenie trwałości elementów ciśnieniowych lub ujmowanych jedynie szacunkowo. Założono, że element może pracować w zakresie odkształceń sprężystych lub w warunkach pełzania ustalonego.

Przedstawione wyniki badań stanowią fragment rozprawy [1].

2. ZAKRES BADAŃ

Praca elementów ciśnieniowych w maszynach i urządzeniach energetycznych przebiega przy stałym i zmiennym obciążeniu. Konsekwencją tego są stałe oraz zmienne w czasie naprężenia w materiale. W przypadku obciążeń stałych zachodzi pełzanie materiału, o szybkości którego decydują:

- poziom naprężenia σ ,
- poziom temperatury T ,
- własności materiału.

W przypadku cyklicznie zmiennych obciążeń powstają zmienne odkształcenia $\varepsilon(t)$ o amplitudzie $\Delta\varepsilon$, o wartościach których decydują:

- poziom naprężenia σ ,
- poziom temperatury T ,
- prędkość zmian temperatury $\partial T/\partial t$,
- postać cykli obciążenia.

W przedstawionych poniżej rozważaniach zostanie przeanalizowany wpływ wielu czynników pomijanych do tej pory przy ocenie trwałości elementów ciśnieniowych lub ujmowanych jedynie szacunkowo. Chodzi tu między innymi o następujące zagadnienia, które decydują o trwałości:

- geometria elementu,
- zanieczyszczenie powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej,
- temperatura pracy,
- obciążenia termiczne,
- obciążenia zewnętrzne,
- rzeczywisty stan odkształcenia w elemencie,
- rzeczywisty rozkład naprężeń.

Do realizacji tak przedstawionego celu uzupełniono i rozwinięto stosownie do tej pory obliczeniowe metody oceny trwałości, w aspekcie uwzględnienia pomijanych dotychczas zjawisk i czynników.

Badane zagadnienie sformułowano następująco:

Dany jest element ciśnieniowy o zmiennych cechach konstrukcyjnych, obciążony ciśnieniem wewnętrznym czynnika roboczego, ogrzewany w ogólnym przypadku niesymetrycznie i pracujący w temperaturze powyżej temperatury granicznej. Należy określić stan naprężenia, stan odkształcenia oraz pole temperatury, a w efekcie końcowym obliczeniowy czas pracy elementu.

W szczególności przyjęto następujące dane wejściowe i założenia:

- a) postać i cechy geometryczne wybranych elementów ciśnieniowych uwzględniające zarówno czyste powierzchnie, jak i zanieczyszczone osadami zewnętrznymi i wewnętrznymi,
- b) cechy materiałowe tych elementów, a w szczególności własności termowyrztrzymałościowe w funkcji temperatury,
- c) znany jest charakter obciążenia, a mianowicie zakłada się, że element pracuje w ustalonym stanie obciążenia przy różnych temperaturach, ale stałych w określonych przedziałach czasu,
- d) element może być obciążony następującymi rodzajami obciążeń:
 - obciążenie powierzchniowe – ciśnienie wewnątrz elementu, którego wartość jest znana i ustalona w czasie,
 - obciążenie cieplne – wynikające z istnienia pola temperatury w przekroju poprzecznym elementu. Zakłada się przy tym, że pole temperatury nie zmienia się w czasie i dane są rozkłady współczynników wnikania $\alpha = \alpha(\varphi)$ ewentualnie strumienia ciepła $q = q(\varphi)$ (w zależności od typu warunku brzegowego) oraz temperatura czynnika roboczego wewnątrz elementu,
 - obciążenie zewnętrzne w postaci sił skupionych, rozłożonych i momentów gnących,
- e) założono, że element może pracować w jednym z dwóch stanów odkształcenia:
 - stan odkształceń sprężystych,
 - pełzanie ustalone.

Przedstawiony powyżej zasadniczy cel pracy realizowano poprzez następujące cele cząstkowe:

- I. Ocena trwałości elementu obciążonego ciśnieniem czynnika roboczego na powierzchni wewnętrznej. Przeanalizowany będzie wpływ geometrii rozważanych elementów dla obu stanów odkształcenia na naprężenia zredukowane oraz trwałość elementu.
- II. Określenie wpływu obciążeń cieplnych na trwałość elementu ciśnieniowego. Uwzględniony zostanie zwłaszcza wpływ nierównomierności rozkładu temperatury w przekroju poprzecznym elementu (ogrzewanie niesymetryczne) i związane z tym zginanie termiczne zarówno w sprężystym stanie odkształcenia, jak i przy pełzaniu ustalonym.
- III. Określenie wpływu zanieczyszczeń powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej na trwałość elementu. Obecność zanieczyszczeń powoduje zmianę rozkładu temperatury w ściance elementu. Analiza będzie przeprowadzona dla różnego kształtu i grubości osadów na powierzchni elementu.
- IV. Wpływ średniej temperatury pracy i jej wahań na trwałość elementu ciśnieniowego.
- V. Określenie wpływu dodatkowych obciążeń zewnętrznych wynikających z masy własnej i przepływającego czynnika roboczego oraz będących wynikiem reakcji więzów i kompensacji wydłużeń cieplnych. Wymienione obciążenia zewnętrzne uwzględniono w postaci dodatkowych sił wzdłużnych i momentów gnących.

Wszystkie wymienione zagadnienia rozpatrzono szczegółowo w rozprawie [1]. W niniejszej pracy przedstawiono fragment uzyskanych tam rezultatów. Wybrano zagadnienia ujęte w celu cząstkowym II.

3. WPŁYW NIERÓWNOMIERNOŚCI OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH NA TRWAŁOŚĆ

W elementach ciśnieniowych występujących w maszynach i urządzeniach energetycznych obciążeniem mającym istotny wpływ na wytrzymałość materiału, a zatem i na trwałość, jest obciążenie cieplne. Wynika ono z różnicy temperatury między poszczególnymi punktami elementu i powoduje powstanie naprężeń cieplnych.

W wielu przypadkach przyjęcie założenia o osiowo-symetrycznym rozkładzie temperatury w elemencie ciśnieniowym zbyt daleko odbiega od warunków rzeczywistych. Dotyczy to w szczególności rur tworzących powierzchnie ogrzewalne kotłów i wymienników ciepła. Nierównomierność rozkładu temperatury (różnica pomiędzy maksymalną a minimalną temperaturą na powierzchni rury ΔT_{φ}) może być większa niż różnica temperatur na grubości ścianki.

Nierównomierny rozkład temperatury wynika ze sposobu przekazywania ciepła do zewnętrznej ścianki rury (promieniowanie, omywanie spalinami rury) lub obecności na powierzchni zewnętrznej warstwy osadów, których

grubość zazwyczaj zmienia się po obwodzie, a ich współczynnik przewodzenia ciepła jest dużo niższy niż materiału rury.

W przypadku gdy temperatura jest funkcją zarówno promienia r , jak i współrzędnej kątowej φ ($T = T(r, \varphi)$) rozwiązanie równania przewodzenia ciepła można przedstawić za pomocą okresowej funkcji względem φ z okresem 2π . Najbardziej ogólna funkcja tego typu ma postać (rozkład temperatury):

$$T(r, \varphi) = A_0 + B_0 \ln r + \sum_{n=1}^{\infty} \left[(A_n r^n + B_n r^{-n}) \cos n\varphi + (C_n r^n + D_n r^{-n}) \sin n\varphi \right] \quad (1)$$

gdzie współczynniki $A_0, B_0, A_k, B_k, C_k, D_k$ określa się dla konkretnego przypadku z warunków brzegowych na powierzchniach rury.

W celu określenia wpływu parametrów pracy na rozkład temperatur w ścianie wprowadzono 4 temperatury charakterystyczne: $T_z^{\max}, T_z^{\min}, T_w^{\max}, T_w^{\min}$. Wygodnie jest przedstawić je w formie bezwymiarowych temperatur zredukowanych:

$$\Theta = \frac{T - T_c}{T_s - T_c} = f(r, \varphi, Bi_1, Bi_2, u, R_z) \quad (2)$$

Na rys. 1 przedstawiono wpływ liczb Biota dla $u = 1,4$ i $u = 2$ na przebieg temperatur charakterystycznych Θ_z^{\max} i Θ_z^{\min} . Do obliczeń przyjęto rozkład α_k po obwodzie wg typowego przebiegu dla rury w głębi pęczka w układzie przestawnym [2].

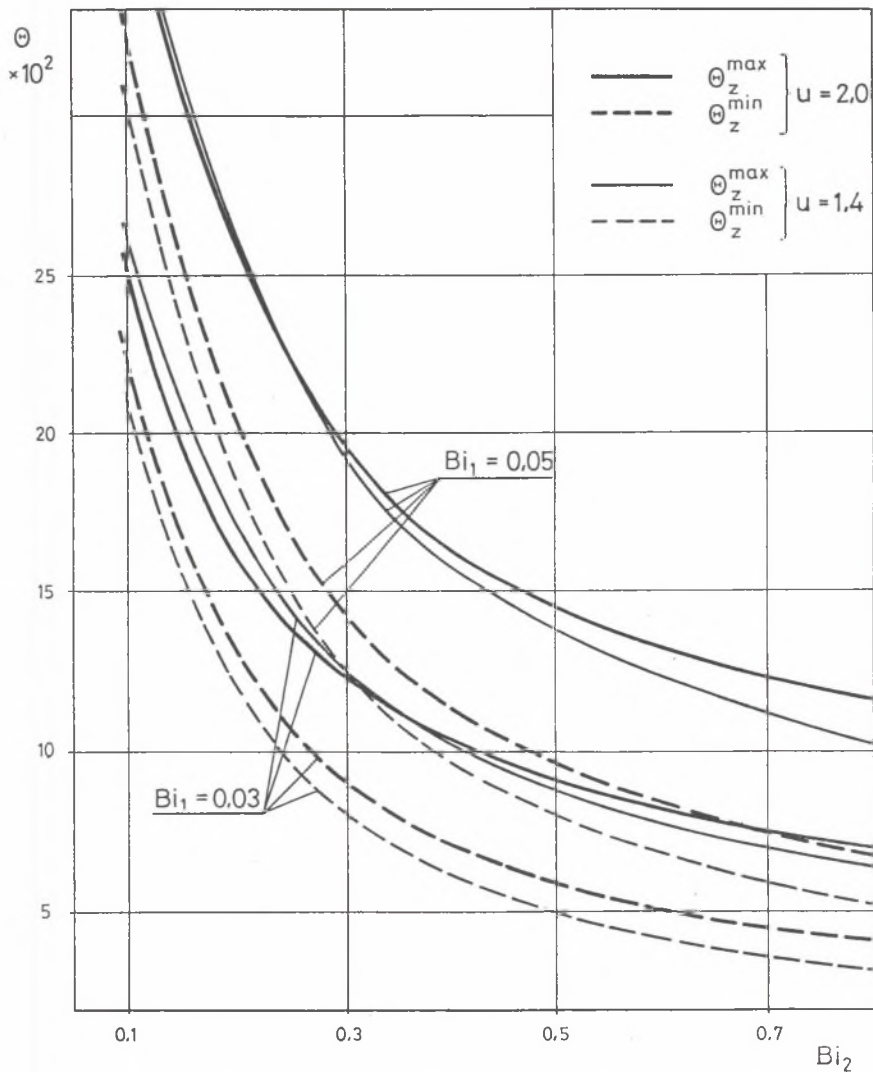
Jako wielkość określającą nierównomierność temperatury można przyjąć maksymalną różnicę temperatur na obwodzie rury (najczęściej ma to miejsce na powierzchni zewnętrznej):

$$\begin{aligned} \Delta T_\varphi &= T_z^{\max} - T_z^{\min} = \\ &= \left| \sum (A_k r^k + B_k r^{-k}) \cos \varphi \right|_{\max} - \left| \sum (A_k r^k + B_k r^{-k}) \cos \varphi \right|_{\min} \end{aligned} \quad (3)$$

W formie bezwymiarowej:

$$\Delta \Theta_\varphi = \frac{\Delta T_\varphi}{T_s - T_c} = \Theta_z^{\max} - \Theta_z^{\min}$$

Wpływ liczb Biota na $\Delta\Theta_\varphi$ jest widoczny na rys. 1. Jak widać z przebiegu krzywych Θ_z^{\max} i Θ_z^{\min} , intensywność wymiany ciepła na powierzchni wewnętrznej wyrażona liczbą Bi_2 ma niewielki wpływ na $\Delta\Theta_\varphi$. Dużo większy wpływ ma wymiana ciepła na powierzchni zewnętrznej określona liczbą Bi_1 .



Rys. 1. Zależność temperatur charakterystycznych od liczb Biota

Fig. 1. Dependence of the characteristic temperature upon Biot numbers

Jak wynika z równania (1), składniki zawierające A_0 i B_0 określają zmianę temperatury na grubości ścianki i nie wpływają na powstanie różnicy temperatury ΔT_φ wynikającej z nierównomiernego obciążenia cieplnego rury. Różnicę tę określają składniki sumy obejmujące zmianę kąta φ , a więc zawierające A_k i B_k . Z rozważań przeprowadzonych w [3, 4] wynika, że naprężenia cieplne opisuje tylko człon zawierający B_1 .

Stan naprężenia określają cztery składowe: σ_r , σ_t , σ_z , τ_{rt} . Dla przypadku stanu sprężystego składowe można wyznaczyć z zależności:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{\beta E}{2(1-\nu)} \left\{ \frac{\Delta T}{\ln u} \left[-\ln \left(\frac{R_z}{r} \right) - \frac{\ln u}{u^2-1} \left(1 - \frac{R_z^2}{r^2} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{R_w^2} \frac{1}{u^2+1} \left(1 - \frac{R_w^2}{r^2} \right) \left(\frac{R_z^2}{r^2} - 1 \right) B_1 \cos \varphi \right\} \\ \sigma_t &= \frac{\beta E}{2(1-\nu)} \left\{ \frac{\Delta T}{\ln u} \left[-\ln \left(\frac{R_z}{r} \right) - \frac{\ln u}{u^2-1} \left(1 - \frac{R_z^2}{r^2} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r}{R_w^2} \frac{1}{u^2+1} \left(3 - \frac{u^2+1}{\left(\frac{r}{R_w} \right)^2} - \frac{u^2}{\left(\frac{r}{R_w} \right)^4} \right) B_1 \cos \varphi \right\} \\ \tau_{rt} &= -\frac{\beta E}{2(1-\nu)} \left[\frac{r}{R_w^2} \frac{1}{u^2+1} \left(1 - \frac{R_w^2}{r^2} \right) \left(\frac{R_z^2}{r^2} - 1 \right) B_1 \sin \varphi \right]\end{aligned}\tag{4}$$

$$\sigma_z = \nu(\sigma_r + \sigma_t) + \beta E [T_{\dot{s}r} - T(r, \varphi)]$$

W powyższych formułach dla wyznaczenia naprężeń σ_r i σ_t i występują dwa człony, z których pierwszy uwzględnia naprężenia cieplne dla średniej wartości obciążenia cieplnego (dla rozkładu równomiernego), a drugi wpływ nierównomierności rozkładu temperatury. Dla naprężenia stycznego występuje tylko drugi człon (dla rozkładu równomiernego $\tau_{rt} = 0$).

Wyznaczenie składowych stanu naprężenia w warunkach pełzania sprawia znacznie większe trudności. Stosuje się w tym przypadku metody przybliżone, przy szeregu założeniach upraszczających. I tak w [5] podano rozwiązanie wykorzystujące metodę Ritza. Z kolei w [6] przedstawiono rozwiązanie w postaci szeregów Fouriera dla różnych założeń upraszczających.

W rzeczywistych warunkach pracy elementów ciśnieniowych w urządzeniach kotłowych różnice temperatury na obwodzie rury ΔT_φ nie są duże, nie

przekraczają najczęściej wartości 20 K (jak widać między innymi z rysunku 1). Można zatem przypuszczać, że wystarczająco dokładne wyniki otrzymamy stosując metodę małego parametru. W związku z tym zakładamy, że temperatura ścianek rury zmienna po obwodzie, a stała wzdłuż osi rury, opisana jest za pomocą małego parametru $\lambda \ll 1$, będącego miarą odchylenia pola temperatury od osiowo-symetrycznego zależnościami:

$$\begin{aligned} T(R_z, \varphi) &= T_{z,\dot{s}r}(1 + \lambda \cos \varphi) \\ T(R_w, \varphi) &= T_{w,\dot{s}r}(1 + \lambda \cos \varphi) \end{aligned} \quad (5)$$

Dla tak określonych temperatur na powierzchniach ograniczających pole temperatury w przekroju rury ma postać:

$$T(r, \varphi) = T_{w,\dot{s}r} + \frac{T_{z,\dot{s}r} - T_{w,\dot{s}r}}{\ln u} \ln \frac{r}{R_w} + \lambda \left(C_1 r + \frac{D_1}{r} \right) \cos \varphi \quad (6)$$

gdzie:

$$C_1 = \frac{T_{w,\dot{s}r} - T_{z,\dot{s}r} u}{1 - u^2} \frac{1}{R_w}$$

$$D_1 = \frac{T_{z,\dot{s}r} - T_{w,\dot{s}r} u}{1 - u^2} \frac{1}{R_z}$$

Rozwiązania poszukujemy w postaci:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \sigma_r^0 + \lambda \sigma_r' & \sigma_t &= \sigma_t^0 + \lambda \sigma_t' \\ \dot{\varepsilon}_r &= \dot{\varepsilon}_r^0 + \lambda \dot{\varepsilon}_r'' & \dot{\varepsilon}_t &= \dot{\varepsilon}_t^0 + \lambda \dot{\varepsilon}_t'' \\ \tau_{rt} &= \lambda \tau_{rt}' & \gamma_{rt}' &= \lambda \gamma_{rt}' \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie wielkości oznaczone $(^0)$ są wyznaczone dla zagadnienia osiowo-symetrycznego (np. zależności podane w [7]), a oznaczone $(^')$ są szukanymi wielkościami uzupełniającymi, pojawiającymi się wskutek niesymetrycznego nagrzania. Do rozwiązania zagadnienia wykorzystano funkcję naprężeń [1]. Końcową postać zależności na naprężenia uzupełniające przedstawiają wzory:

$$\begin{aligned}
 \sigma'_r &= \frac{1}{R_z^2} \left[C_a \left(1 - \frac{1}{m} + \frac{1}{w} \right) \left(\frac{r}{R_z} \right)^{\frac{1}{m} + \frac{1}{w}} + C_b \left(1 - \frac{1}{m} - \frac{1}{w} \right) \left(\frac{r}{R_z} \right)^{\frac{1}{m} - \frac{1}{w}} \right. \\
 &\quad \left. - A \frac{2}{m} \left(\frac{r}{R_z} \right)^{1 - \frac{2}{m}} \right] \cos \varphi \\
 \sigma'_t &= \frac{1}{R_z^2} \left[C_a \left(2 - \frac{1}{m} + \frac{1}{w} \right) \left(1 - \frac{1}{m} + \frac{1}{w} \right) \left(\frac{r}{R_z} \right)^{\frac{1}{m} + \frac{1}{w}} + \right. \\
 &\quad \left. + C_b \left(2 - \frac{1}{m} - \frac{1}{w} \right) \left(1 - \frac{1}{m} - \frac{1}{w} \right) \left(\frac{r}{R_z} \right)^{\frac{1}{m} - \frac{1}{w}} \right. \\
 &\quad \left. - A \left(1 - \frac{2}{m} \right) \frac{2}{m} \left(\frac{r}{R_z} \right)^{1 - \frac{2}{m}} \cos \varphi \right. \\
 \tau'_{rt} &= \frac{1}{R_z^2} \left[C_a \left(1 - \frac{1}{m} + \frac{1}{w} \right) \left(\frac{r}{R_z} \right)^{\frac{1}{m} + \frac{1}{w}} + C_b \left(1 - \frac{1}{m} - \frac{1}{w} \right) \left(\frac{r}{R_z} \right)^{\frac{1}{m} - \frac{1}{w}} \right. \\
 &\quad \left. - A \frac{2}{m} \left(\frac{r}{R_z} \right)^{1 - \frac{2}{m}} \sin \varphi \right.
 \end{aligned} \tag{8}$$

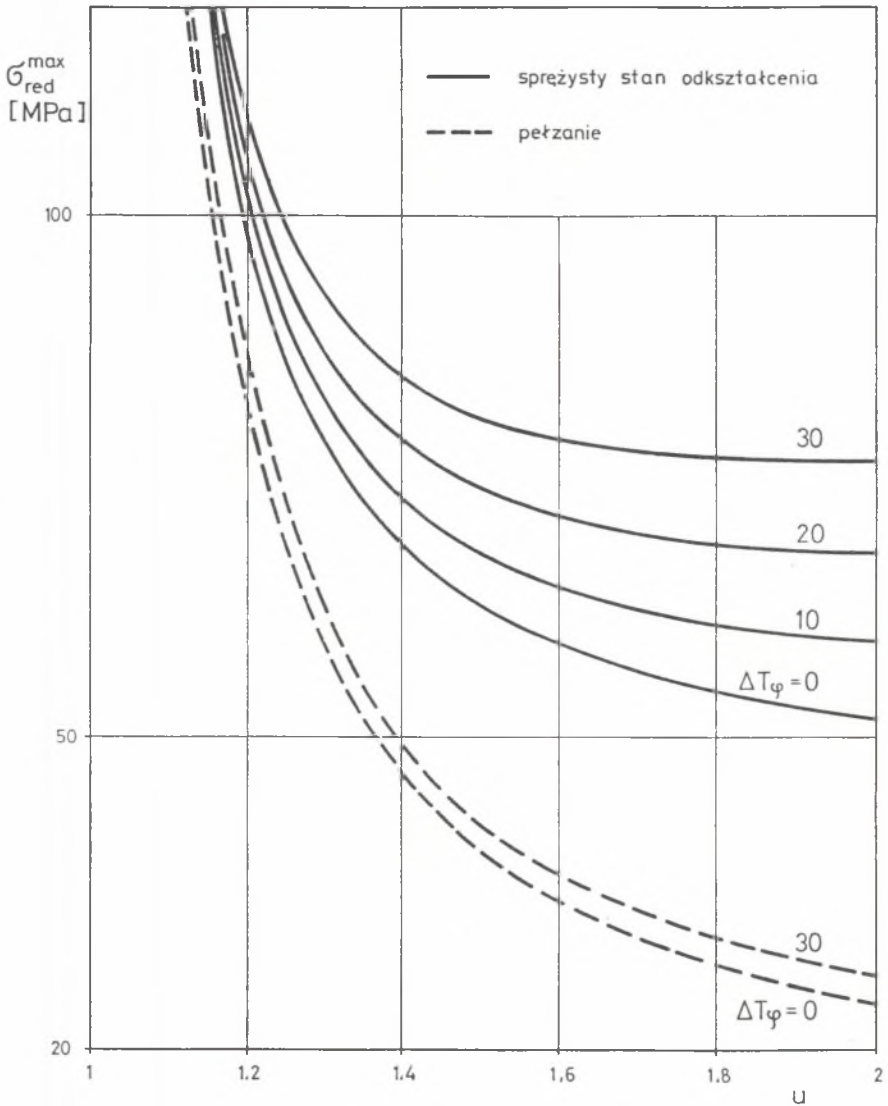
gdzie:

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{m^2} - \frac{2}{m} + \frac{4}{n} + 1}} \\
 A &= - \frac{a m R_z}{(n - m)} \frac{p}{(u^{2/m} - 1)} B_1 \\
 m &= \frac{n}{1 + \frac{a(T_z - T_w)}{2 \ln u}}
 \end{aligned}$$

a stałe całkowania C_a i C_b wyznacza się z warunków brzegowych.

Na rys. 2 przedstawiono wpływ nierównomierności rozkładu temperatury ΔT_φ na wartość naprężeń zredukowanych $\sigma_{red,max}$ w funkcji stosunku średnic u dla stali 15HM przy założeniu stałej wartości ciśnienia $p = 15$ MPa i średniej różnicy temperatury na grubości ścianki $\Delta T = 10$.

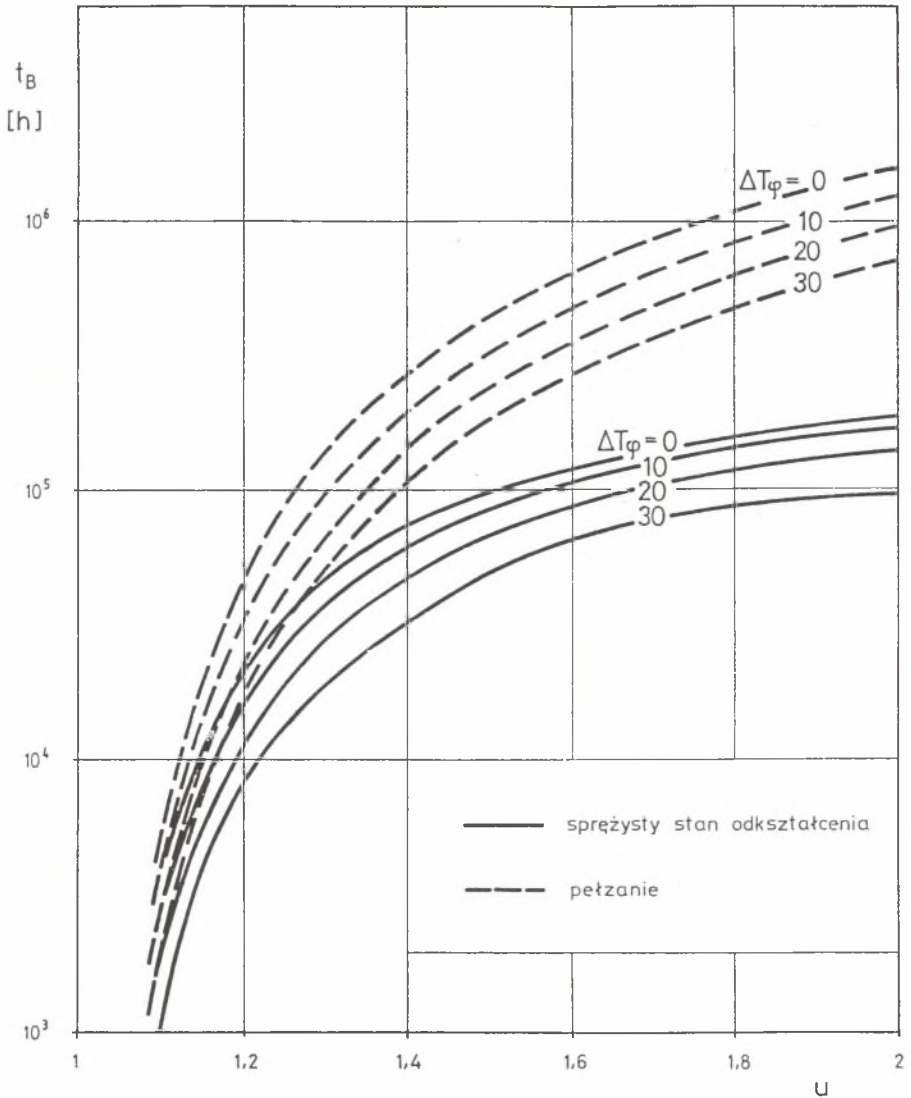
Wpływ ΔT_φ dla rury w stanie pełzania jest niewielki w porównaniu z rurą będącą w stanie odkształcenia sprężystego.



Rys. 2. Wpływ różnicy temperatury na obwodzie ΔT_φ na naprężenia zredukowane: $p = 15$ MPa, $T_w = 540^\circ\text{C}$, $\Delta T = 10$ K

Fig. 2. Influence of the temperature difference around the periphery ΔT_φ upon reduced stresses: $p = 15$ MPa, $T_w = 540^\circ\text{C}$, $\Delta T = 10$ K

Z kolei na rys. 3 przedstawiono wpływ ΔT_φ na obliczeniowy czas pracy t_B dla warunków jak na rys. 2.



Rys. 3. Wpływ różnicy temperatury na obwodzie ΔT_φ na trwałość elementu ciśnieniowego: $p = 15 \text{ MPa}$, $T_w = 540^\circ\text{C}$

Fig. 3. Influence of the temperature difference around the periphery ΔT_φ upon the life time of a pressure element: $p = 15 \text{ MPa}$, $T_w = 540^\circ\text{C}$

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone powyżej rozważania pozwalają na ocenę wpływu nierównomiernego rozkładu temperatury po obwodzie rury na wartość naprężeń oraz trwałość obliczeniową.

Na rys. 2 zaznaczono wartości naprężeń zredukowanych w elemencie o stosunku średnic $u = 1,4$ dla kilku wartości różnicy temperatury na obwodzie rury ΔT_ϕ . Na przykład dla $\Delta T_\phi = 10$ K (przy założeniu $\Delta T = 10$ K) wartość naprężeń zwiększa się z 68,2 MPa na 72,7 MPa dla zakresu odkształceń sprężystych, a z 46,2 na 46,8 MPa w przypadku pełzania. Różnice te są znaczne dla elementu pracującego w zakresie odkształceń sprężystych. Dla pełzania wpływ jest niewielki. Znacznie większy jest wpływ ΔT_ϕ na trwałość elementu, widać to z zamieszczonego w tabelicy 1 zestawienia czasu pracy oraz prędkości odkształcenia powierzchni zewnętrznej dla kilku wartości ΔT_ϕ przy $u = 1,4$. Wartości te zostały wyznaczone dla różnicy temperatury na grubości $\Delta T = 10$ K i przy stałej temperaturze powierzchni wewnętrznej.

Tablica 1

	ΔT_ϕ	Stan sprężysty	Pełzanie
obliczeniowa trwałość elementu t_B [h]	0	$7,31 \cdot 10^4$	$2,51 \cdot 10^5$
	10	$6,01 \cdot 10^4$	$1,79 \cdot 10^5$
	20	$4,59 \cdot 10^4$	$1,38 \cdot 10^5$
	30	$3,16 \cdot 10^4$	$1,01 \cdot 10^5$
prędkość odkształcenia	0	0	$3,69 \cdot 10^{-8}$
	10	0	$3,79 \cdot 10^{-8}$
	20	0	$3,89 \cdot 10^{-8}$
	30	0	$3,96 \cdot 10^{-8}$

LITERATURA

- [1] Czepelak J.: Ocena trwałości pełzaniowej elementów ciśnieniowych obciążonych niesymetrycznie. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska, listopad 1993.
- [2] Žukauskas A. A.: Konwektywnyj perenos w tieploobmennikach. Nauka, Moskwa 1982.
- [3] Boli B., Uejner Dž.: Tieorija temperaturnych naprjaženij. MIR, Moskwa 1964 (tłum. z ang.).

- [4] Timoshenko S., Goodier J. N.: Teoria sprężystości. Arkady, Warszawa 1962.
- [5] Danjuszewskij I. A.: Polzuczest niesymetriczno nagretych trub pod dejstwijem wnutrennego dawlenija. Miechanika Tiwerdogo Tiela nr 1, 1968.
- [6] Gupta G. D., Rao M. S. M., Narayanan T. V., Gangadharan A. C.: Thermoelastic analysis of nonaxisymmetrically heated thick cylindrical shells. Trans. of the ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol. 100. February 1978.
- [7] Finnie I., Heller W. R.: Pełzanie materiałów konstrukcyjnych. WNT, Warszawa 1962.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan TALER

Wpłynęło do Redakcji 08.08.1994 r.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

- E –moduł Younga
 n –stała materiałowa zależna od temperatury
 p –ciśnienie
 q –strumień ciepła
 R –promień rury
 $R_{zT/t}$ –wytrzymałość na pełzanie
 r –promień bieżący
 u –stosunek promieni R_z/R_w
 T –temperatura
 t_B –obliczeniowy czas pracy
 α_1 –współczynnik wnikania ciepła do powierzchni zewnętrznej
 α_2 –współczynnik wnikania ciepła do czynnika wewnątrz rury
 α_k –współczynnik wnikania ciepła przez konwekcję
 α_r –współczynnik wnikania ciepła przez promieniowanie
 β –współczynnik rozszerzalności cieplnej
 γ –odkształcenie postaciowe
 ΔT –różnica temperatury
 ΔT_φ –nierównomierność temperatury na obwodzie
 ε_i –intensywność odkształceń
 ε_r –odkształcenie promieniowe
 ε_t –odkształcenie obwodowe
 ε_z –odkształcenie osiowe
 Θ –temperatura bezwymiarowa

- λ –współczynnik przewodzenia ciepła
 ν –współczynnik Poissona
 σ_{red} –naprężenie zredukowane
 σ_r –naprężenie promieniowe
 σ_t –naprężenie obwodowe
 σ_z –naprężenie osiowe
 τ –naprężenie styczne
 φ –współrzędna kątowa

Indeksy dolne

- c –dotyczy czynnika wewnątrz rury
m –dotyczy materiału elementu
s –dotyczy czynnika na zewnątrz rury
w –dotyczy powierzchni wewnętrznej
z –dotyczy powierzchni zewnętrznej

Abstract

The topic of the paper is the problem of the calculated operation time for the pressure steam boiler components. Only steady-state conditions have been taken into account, when the determining factor is the creep. Asymmetric loaded elements have been particularly analysed. The asymmetric load can be caused by irregular temperature distribution over the perimeter or non-uniform external forces and bending moments. The analysis has been carried out for boiler heating surfaces and steam pipelines.

The main aim of the paper is the quantitative analysis of the influence of constructional and operational factors on the service life of steam generator pressure part. The following influences have been taken into account, which in previous works were neglected or calculated approximatively:

- shape of the element
- operational temperature
- fouling
- thermal and external mechanical load
- actual state of strain.

An assumption has been made that the pressure components can be operated by elastic strain or by steady-creep conditions.