

Adam DROŻYŃSKI

Fabryka Kotłów RAFAKO S. A., Racibórz

## TECHNICZNO-EKONOMICZNE ASPEKTY NOWOCZESNYCH KOTŁÓW PRZY NADKRYTYCZNYCH PARAMETRACH PARY

**Streszczenie.** W opracowaniu zawarto wybrane aspekty techniczno-ekonomiczne nowoczesnych kotłów przy nadkrytycznych ciśnieniach pary ze szczególnym uwzględnieniem możliwości budowy takich kotłów, ich kosztów budowy, poprawienia ich własności dynamicznych, przyrostu sprawności bloku, a w konsekwencji oszczędności węgla i obniżenia emisji SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, CO, pyłów i CO<sub>2</sub>. Opierając się na analizie ww. zagadnień dokonano próby wykazania, iż nowoczesne kotły w nadkrytycznym cyklu wodno-parowym z satysfakcją mogą spełniać wymagania użytkowników.

## TECHNICAL AND ECONOMICAL ASPECTS of MODERN BOILERS for SUPERCRITICAL STEAM PARAMETERS

**Summary.** The paper includes some technical and economical aspects of modern boilers for supercritical steam pressure. Special attention was paid to the possibilities of construction, costs, dynamic properties, efficiency and consequently coal saving and reduction of SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, CO, dust and CO<sub>2</sub> emission. Based on the analysis of a. m. issues the paper attempts to prove that the users requirements can be best satisfied by adopting a once through boiler with supercritical steam cycle.

## TECHNISCHE UND EKONOMISCHE ASPEKTE DER KESSEL BEI ÜBERKRITISCHEN DAMPFPARAMETERN

In der Arbeit sind die technische und ekonomische Aspekte der Kessel bei überkritischem Druck, sowie Baumöglichkeiten, Kosten, dynamische Eigenschaften, Block-Wirkungsgraderhöhung und in der Konsequenz Kohlenersparnis und Begrenzung der Emissionen von SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, CO, Staub und CO<sub>2</sub> enthalten. Auf Grund der Analyse obenerwähnter Fragepunkte versucht man nachzuweisen, daß die

modernen Kessel mit überkritischem Wasser–Dampf–Zyklus die Erforderungen der Benutzer zufriedenstellend erfüllen können.

## WPROWADZENIE

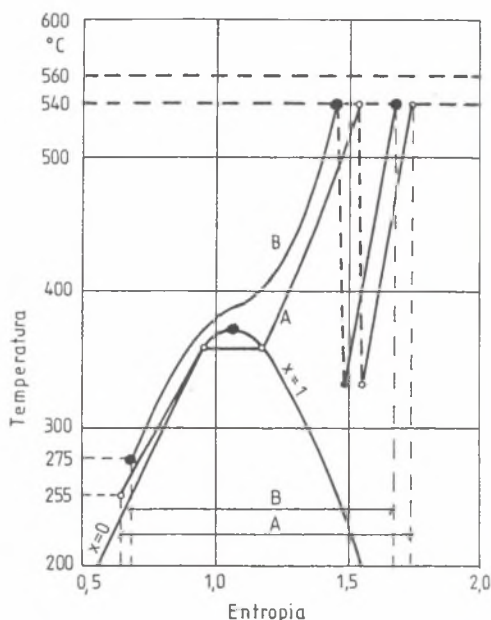
W procesie wytwarzania energii elektrycznej ochrona środowiska i obniżenie kosztów wytwarzania energii znalazły się w centrum zainteresowania producentów i użytkowników urządzeń energetycznych. Wysoka dyspozycyjność oraz lepsze własności dynamiczne, jak również wysoka sprawność tych urządzeń, mniejsze zużycie paliw i mniejsze zanieczyszczenie środowiska, a także przyjemna kompozycja architektoniczna elektrowni stały się podstawowymi wymaganiami.

Wymagania te mogą być z powodzeniem spełnione przez zastosowanie kotłów w nadkrytycznym cyklu wodno–parowym. Techniczno–ekonomiczne aspekty takich kotłów przy ciśnieniach nadkrytycznych są przedmiotem niniejszego opracowania.

## CIŚNIENIE PODKRYTYCZNE – KRYTYCZNE – NADKRYTYCZNE

W podkrytycznym cyklu wodno–parowym układ kocioł – turbina pracuje przy ciśnieniu podkrytycznym, natomiast w cyklu nadkrytycznym przechodzi wszystkie fazy ciśnienia: podkrytyczne (rozruch, praca przy niższych obciążeniach i ciśnieniu poślizgowym), krytyczne i nadkrytyczne. Aby lepiej zrozumieć oddziaływanie tych ciśnień na budowę i eksploatację bloku energetycznego, przydatne jest poznanie przebiegów różnych parametrów w zależności od ciśnienia.

Diagram temperatura – entropia (rys. 1) pokazuje przebiegi temperatur i entropii przy różnych ciśnieniach: podkrytycznych (A) i nadkrytycznych (B).



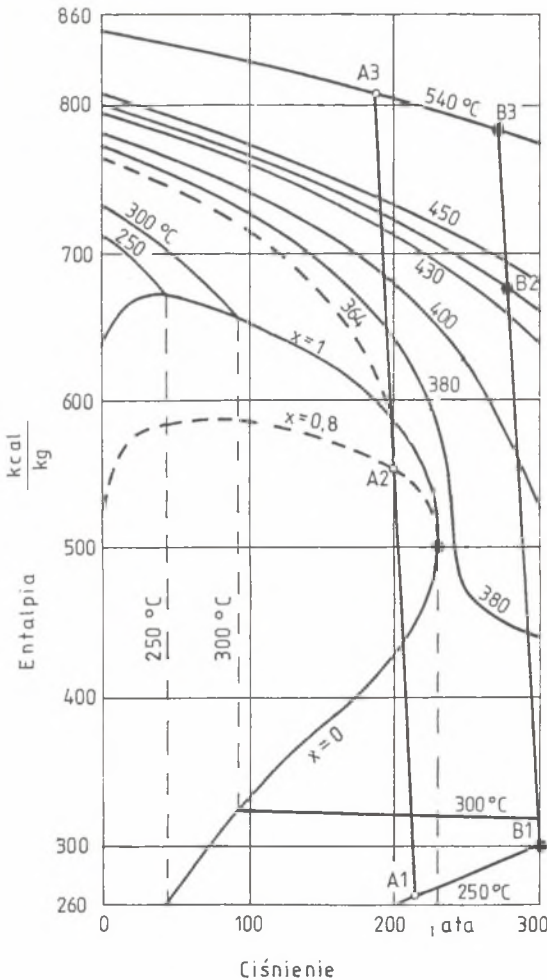
Rys. 1. Diagram temperatura – entropia

Fig. 1. Temperature – entropy diagram

Z rys. 1 widać, iż zarówno entropia, jak i jej przyrosty są mniejsze przy ciśnieniach nadkrytycznych.

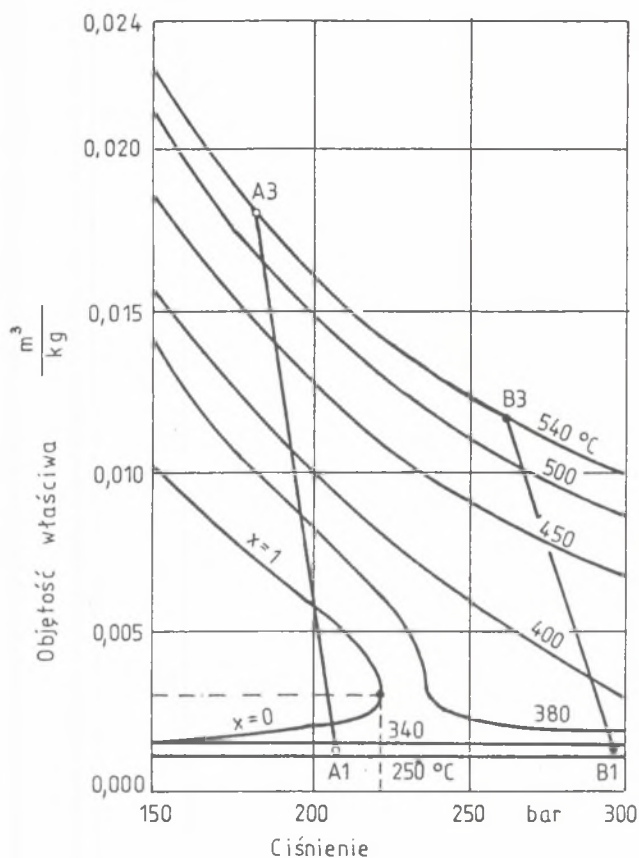
Przebieg temperatur i entalpii w zależności od ciśnienia ilustruje diagram entalpia – ciśnienie (rys. 2). Linia  $A_1 - A_2 - A_3$  opisuje kocioł podkrytyczny z temperaturą parowania w separatorze ( $A_2$ ), natomiast linia  $B_1 - B_2 - B_3$ , odpowiednio, kocioł nadkrytyczny z temperaturą przegrzewania w rozruchowym separatorze ( $B_2$ ). Stosunek przyrostu entalpii w kotle nadkrytycznym (linia  $B_1 - B_3$ ) do przyrostu entalpii w kotle podkrytycznym (linia  $A_1 - A_3$ ) w pokazanym przykładzie wynosi ca 0,9 i jest miarą zmniejszenia zużycia paliwa (węgla), a w konsekwencji zmniejszenia emisji  $SO_x$ ,  $NO_x$ , CO, pyłów i  $CO_2$  w kotle nadkrytycznym oraz kosztów inwestycyjnych zespołów paleniskowego kotła.

Stosunek przyrostu entalpii między separatorem ( $B_2$ ) a wylotem z kotła nadkrytycznego ( $B_3$ ) – linia  $B_2 - B_3$  odpowiednio do kotła podkrytycznego (z pompami cyrkulacyjnymi) – linia  $A_2 - A_3$ , w pokazanym przykładzie wynosi  $\sim 0,4$  i jest miarą zmniejszenia powierzchni ogrzewalnej przegrzewaczy wysokiego ciśnienia w kotle nadkrytycznym. Zmniejszenie tych powierzchni jest tak duże, że powoduje znaczne zmniejszenie całkowitych powierzchni ogrzewalnych



Rys. 2. Diagram entalpia – ciśnienie

Fig. 2. Enthalpy – pressure diagram



Rys. 3. Diagram objętości właściwej

Fig. 3. Specific volumen diagram

kotła nadkrytycznego w porównaniu z pompowym kotłem podkrytycznym.

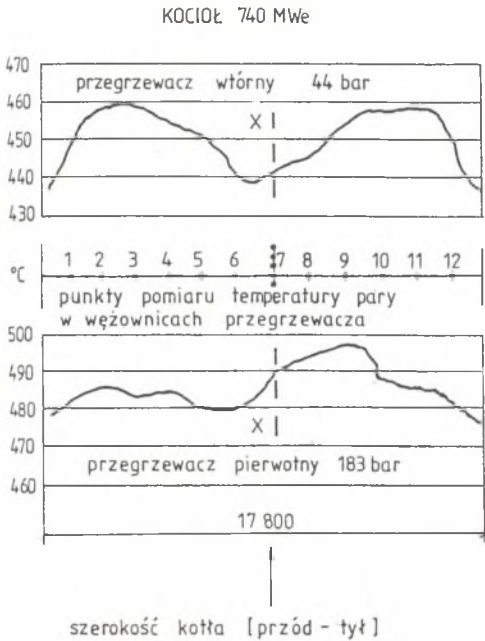
Diagram wg rys. 3 pokazuje, że w kotle nadkrytycznym objętość właściwa pary jest znacznie mniejsza.

Właściwość ta może być wykorzystana przy projektowaniu kotła i rurociągów w celu zmniejszenia wymiarów i/lub spadków ciśnień w przegrzewaczach i rurociągach pary.

Z analizy ww. oddziaływania ciśnienia nadkrytycznego można wysunąć wniosek, iż koszty inwestycyjne kotła nadkrytycznego mogą być skompensowane do poziomu zbliżonego do kosztów odpowiednio porównywalnego kotła podkrytycznego pompowego.

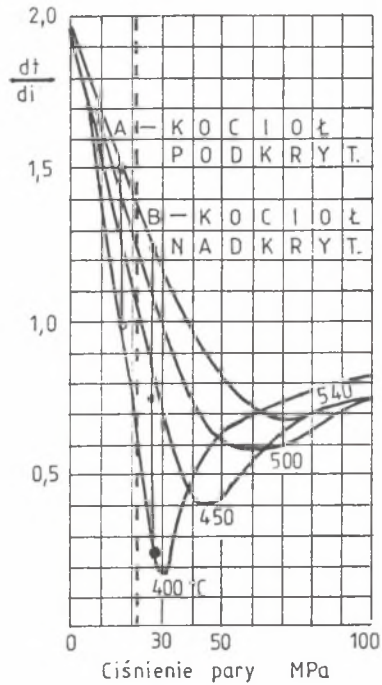
Na rys. 4 pokazano rozkład temperatury pary w poszczególnych węzłach przegrzewacza pierwotnego i wtórnego badanego kotła dużej wydajności. Z porównania rozkładów temperatury wynika, iż nierównomierność temperatury pary w przegrzewaczu pierwotnym jest mniejsza. Potwierdziły to również badania kilku innych kotłów. Z badań tych wynika, iż nierównomierność i wahania temperatur pary są w przybliżeniu proporcjonalne do wartości  $dt/di$  przedstawionej na rys. 5 w zależności od ciśnienia i temperatury pary.

Z badań kotła wg rys. 4 i innych kotłów oraz z rys. 5 wynika iż nierównomierności i wahania temperatur pary w kotle nadkrytycznym będą mniejsze.



Rys. 4. Nierównomierność temp. pary w węzłach przegrzewacza [3]

Fig. 4. Steam temperature distribution across SH and RH



Rys. 5.  $dt/di$  w funkcji ciśnienia i temp. pary [3]

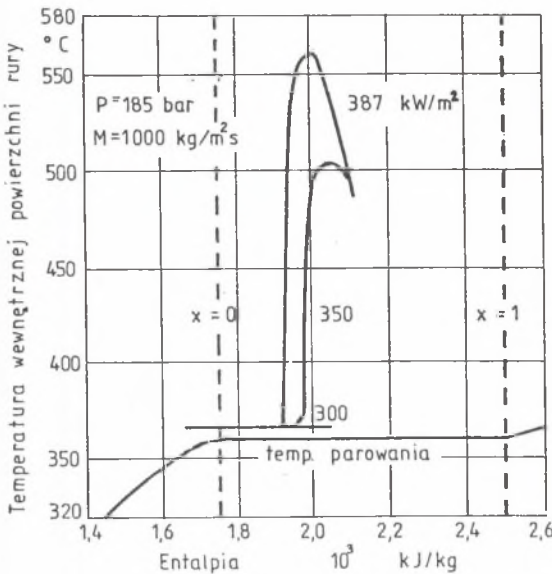
Fig. 5.  $dt/di$  vs steam pressure and temp.

### TEMPERATURY W RURACH GŁADKICH ŚCIAN MEMBRANOWYCH KOTŁÓW PRZY CIŚNIENIACH PODKRYTYCZNYCH I NADKRYTYCZNYCH

W celu rozpoznania mechanizmu wymiany ciepła w rurach gładkich przeprowadzone zostały liczne prace badawcze przy różnych natężeniach cieplnych, przepływach masowych wody i ciśnieniach.

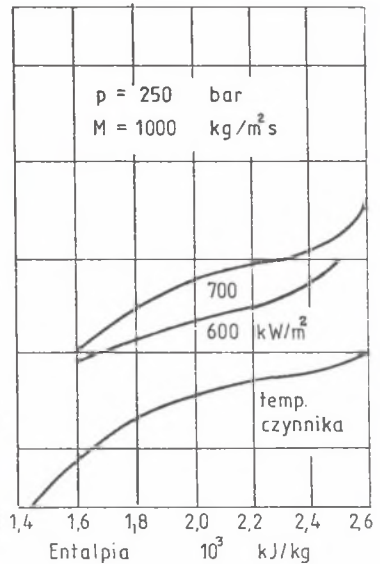
Rys. 6 ilustruje zależność wymiany ciepła od natężenia cieplnego przy określonym przepływie masowym ( $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) i ciśnieniu 185 bar w gładkich rurach parownika. Wyraźnie uwidoczniła jest osłabiona wymiana ciepła i spiętrzenie temperatur wewnętrznych powierzchni ścianki rur w określonym zakresie entalpii (zawartości pary x).

Rys. 7 natomiast pokazuje te zależności przy ciśnieniu nadkrytycznym 250 bar. Z rys. 7 widać, że przy tym samym przepływie  $1000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  nawet przy wyższych natężeniach cieplnych temperatury rur są niższe.



Rys. 6. Eksperymentalne wyniki wymiany ciepła przy ciśnieniu podkrytycznym

Fig. 6. Experimental results of heat transfer in subcritical pressure [1]



Rys. 7. Eksperymentalne wyniki wymiany ciepła przy ciśn. nadkryt.

Fig. 7. Experimental results of heat transfer in supercritical pressure [1]

## TEMPERATURY W RURACH WEWNĘTRZNIE PROFILOWANYCH PRZY CIŚNIENIACH PODKRYTYCZNYCH I NADKRYTYCZNYCH

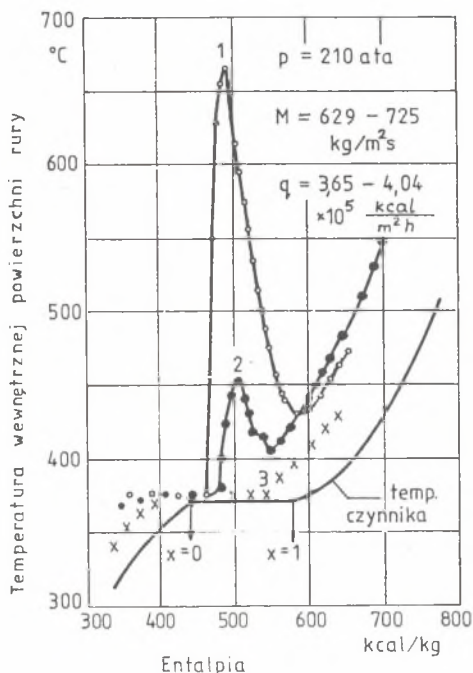
W CE's Kreisinger Laboratory USA oraz w Japonii przeprowadzone zostały obszerne badania wymiany ciepła w profilowanych wewnętrznie rurach przy ciśnieniach podkrytycznych i nadkrytycznych.

Rys. 8 pokazuje wyniki badań porównawczo przy:

- 1 – rurach gładkich,
  - 2 – pojedynczo profilowanych,
  - 3 – krzyżowo profilowanych,
- przy ciśnieniu podkrytycznym (210 bar).

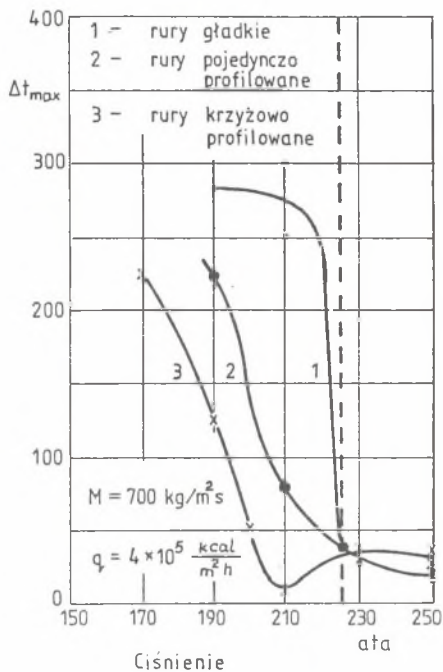
Rys. 9 z kolei ilustruje różnice temperatur między wewnętrzną ścianką rury a przepływającym czynnikiem przy ciśnieniach podkrytycznych i nadkrytycznych.

Wyniki badań przedstawione na rys. 8 pokazują, iż efekt chłodzenia rur profilowanych, a zwłaszcza krzyżowo profilowanych, jest wyraźnie korzystny. Nie jest on jednak na tyle korzystny, aby mógł być wykorzystany do zastosowania rur profilowanych pionowo ułożonych w ścianach komory paleniskowej



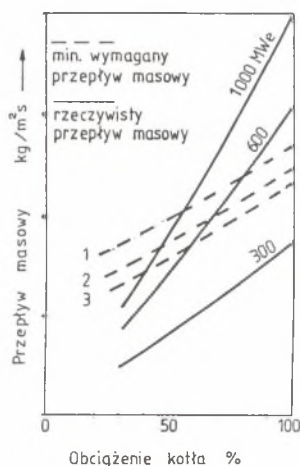
Rys. 8. Rozkład temp. wewn. ścianki rur

Fig. 8. Distribution of tube wall temp. [5]



Rys. 9. Różnica temp. między wewn. ścianką rury i czynnikiem przepływu.

Fig. 9. Difference temp. max. inside surface temp. and bulk fluid temp. [5]



Rys. 10. Przepływ masowy w kotłach przepł. z pionowymi rurami

Fig. 10. Mass flow on once through boilers with vertical tubes. [1]

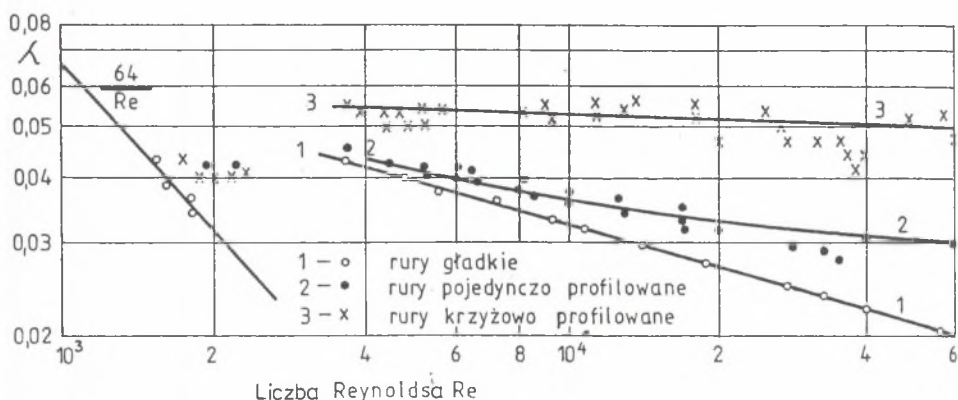
kotłów bez dodatkowej cyrkulacji, w blokach energetycznych średniej wielkości (np. poniżej 600 MWe), jak to pokazano na rys. 10, gdzie przerywane linie oznaczają minimalny wymagany przepływ masowy:

- 1 - dla rur gładkich,
- 2 - dla rur pojedynczo profilowanych,
- 3 - dla rur krzyżowo profilowanych.

Ponieważ rzeczywisty przepływ masowy kotła, np. 300 MW, wynikający

z ilości przepływającej wody i przekroju rur na obwodzie komory paleniskowej, jest mniejszy od wymaganego, nie jest możliwe pionowe ułożenie rur w kotle takiej wielkości bez dodatkowej cyrkulacji.

Rys. 11 ilustruje zwiększenie współczynnika tarcia  $\lambda$ , a zatem również oporów przepływu wody w rurach wewnątrznie profilowanych.



Rys. 11. Współczynnik tarcia przy przepływie wody [6]

Fig. 11. Friction coefficient for water flow. [6]

## MATERIAŁY DLA NOWOCZESNYCH KOTŁÓW NADKRYTYCZNYCH

W programach badawczych European COST 501, American EPRI-1403 oraz Japanese R + D zebrano obszerniejsze dane ferrytycznych stali [martenzytycznych] 9 ÷ 12% Cr. Nowa stal T91/P91 z Oak Ridge National Laboratory przewyższa europejską X20CrMoV121.

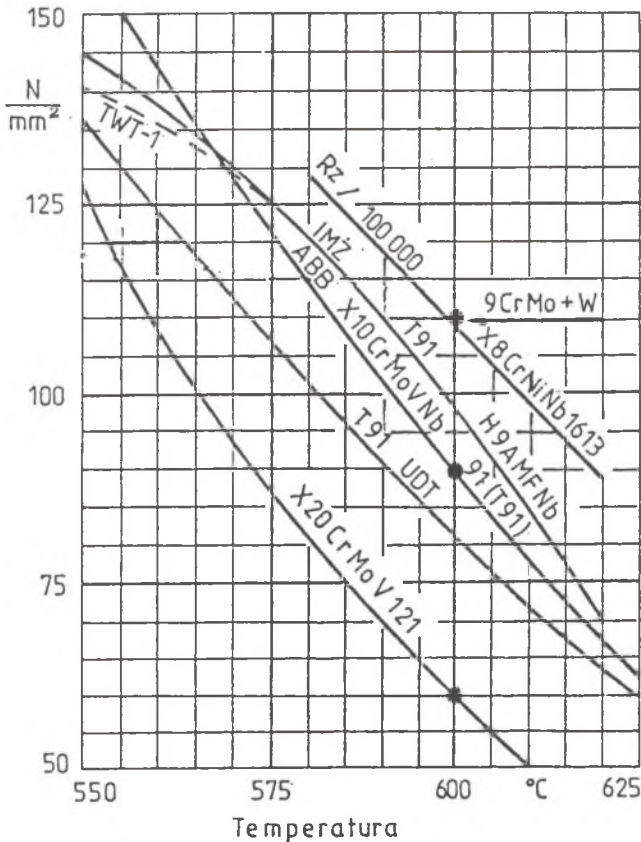
Tablica 1

	Ilość lat eksploatacji	Ilość godz. badań labor.	Wytrż. pełz. 600°C, 100000 h Rz N/mm <sup>2</sup>
14MoV63	> 20	200 000	40
X20CrMoV121	> 20	200 000	60
X10CrMoVNb91(T91)	3	100 000	90
9CrMo+W (Tungsten steel)	—	10 000	~110
X9CrNiNb 1613			108



Wyniki prac badawczych nad zmodyfikowaną stalą T/P91 – 9CrMo +W (Tungsten steel) są bardzo obiecujące. Z programu COST 501 R2 wynika, że stal ta posiada około 20% wyższe własności wytrż. od klasycznej stali T/P91. W programie COST 501 R3 położony będzie nacisk na badania i rozwój tej stali.

Z kluczowych publikacji w tym zakresie wynikają następujące limity parametrów bloku energetycznego: ca 580°C i 46% sprawności przy zastosowaniu ferrytycznych stali.



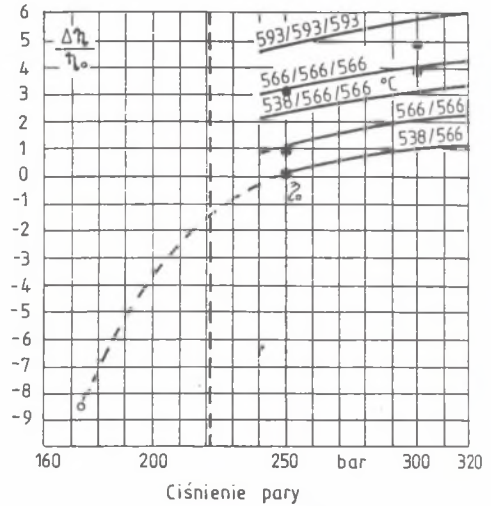
Rys. 12. Wytrzymałość na pełzanie różnych gatunków materiałów przy 100 000 godz.

Fig. 12. Creep strenght values for different steel materials (average at 100 000 hr)

## SPRAWNOŚĆ BLOKU ENERGETYCZNEGO

Sprawność bloku energetycznego zależy od parametrów pary (ciśnienie, temperatura) oraz od sprawności kotła, turbiny, sposobów eksploatacji bloku (ciśnienie stałe, ciśnienie poślizgowe), zużycia energii na potrzeby własne, próżni w skraplaczu (temp. wody chłodzącej).

Na rys. 13 pokazano zmianę sprawności bloku energetycznego w zależności od ciśnienia i temperatury pary na wlocie do turbiny. Z rys. 13 widać znaczny przyrost sprawności przy przejściu z ciśnienia pary, np. 180 na 250 bar, oraz znacznie mniejszy przyrost sprawności przy przejściu z ciśnienia 250 na 320 bar.



Rys. 13. Względna zmiana sprawności bloku energ. w zależności od parametrów pary

Fig. 13. Change of Power Plant Efficiency v. steam parameters

## PODSUMOWANIE

Bloki energetyczne z bardzo wysokimi ciśnieniami nadkrytycznymi (ciśnienia ultranadkrytyczne) i temperaturami pary były budowane w USA już w latach pięćdziesiątych. Szczytowe parametry osiągnął blok Philadelphia Electric Co's Eddystone: 372 bar, 654/566/566°C. Tak wysokie ciśnienie, a zwłaszcza temperatura pary wymagały stosowania materiałów austenitycznych. Wysokie koszty inwestycyjne, problemy eksploatacyjne z materiałami austenitycznymi oraz niskie ceny paliw w następnych latach skłaniały użytkowników do wyboru bardziej konserwatywnych parametrów pary. Typowymi parametrami pary w USA i Japonii stały się: ciśnienie ca 250 bar, temp. 538 ÷ 543/538 ÷ 560°C. Europa pozostawała dalej bardziej konserwatywna, nie budując w zasadzie bloków „nadkrytycznych”.

Ostatnio jednak można zauważyć znaczny wzrost zainteresowania – także w Europie – blokami energetycznymi z parametrami ca 250 bar, 540 ÷ 560/560 ÷ 570°C. W latach osiemdziesiątych i dziewięćdziesiątych uruchomiono i buduje się m. in. następujące bloki „nadkrytyczne”:

– SHIDONGKOU	CHINY	2x640 MWe	254 bar,	541/569°C
– PORYONG	KOREA Pd.	4x500 MWe	251 bar,	541/541°C

w EUROPIE:

- AMER 9	HOLANDIA	600MWe	270 bar,	540/568°C
- ESBIEG 3	DANIA	400MWe	250 bar,	560/560°C
- FRANKEN 11	NIEMCY	150 + 600 MWe	281 bar,	545/562°C

i inne jak: Rostock, Staudynger, Mannheim, Schwarze Pumpe w Niemczech.

Prowadzone są bardzo intensywne prace badawcze, także w zakresie parametrów ultrakrytycznych, np. w USA – 266 bar, 579/593°C, w Japonii 310 bar 565/565/565°C, w Niemczech 260 bar, 590/603°C, w Danii 300 bar, 580/580/580°C.

Rozwój nowych gatunków stali i wymagania ekologiczne spowodowały, że bloki „nadkrytyczne” stały się bardzo atrakcyjne przez wzrost ich sprawności, a w konsekwencji przez zmniejszenie zużycia paliwa i emisji SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, CO, pyłów i CO<sub>2</sub>, jak również przez obniżenie kosztów wytwarzania energii, przy równoczesnym poprawieniu dyspozycyjności, żywotności, elastyczności i własności dynamicznych bloku energetycznego.

## LITERATURA

- [1] Pietzonka F., Salem A., Desing Aspects of Modern Steam Generators. Sulzer 1986.
- [2] Ecabert R., Miszak P., Once – through Boilers with Vertical or Helical Tubing. Sulzer Technical Review 3/1980.
- [3] Drożyński A., Nin – Uniform SH and RH Temperature Profiles. 23 rd Meeting of MBL 8/93, Switzerland.
- [4] Amacker S., Henry C., Materials for Advanced Supercritical Boilers. ABB Boiler Plants Sept. 1993.
- [5] Heat Transfer Characteristics of Rifled Tibings. Sumitomo Metal Industries Ltd 1994.
- [6] Pressure Drop of Rifled Tubes (Sumitomo MI 1994).
- [7] Drożyński A., Dośw. ekspl. i modernizacja kotłów w EL. Bełchatów. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl. 1990.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Ludwik CWYNAR

Wpłynęło do Redakcji 31. 08. 1994 r.

## Abstract

The electric power utilities as well as the public are getting more and more sensitive to an electricity production, which pays full attention to all environmental aspects.

High power plant efficiency, lower fuel consumption, low pollution and a pleasant architectural design are required. There is a noticeable trend to improve the specific heat consumption and plant efficiency by increasing the parameters of steam cycle employed in the power plants. In addition to increasing the steam parameters there is a growing demand upon the operational flexibility of the plants. More than ever the aim of the utilities today is to plan and operate units with reliable and flexible components and to achieve a maximum from the proposed fuel and installation.

These requirements are satisfied by adopting a once through boiler with sliding pressure mode of operation and supercritical steam cycle.

All these stipulations ask, among others, for the design of supercritical boilers with higher and higher steam pressures and temperatures which could be acceptable by the boiler and turbine manufacturers.

To cope with these requirements, intensive development works on suitable materials have been started many years ago. This work concentrated on the martensitic 9 + 12% Cr steels.

Also, recently, the development in the field of rifled tubes was observed.

These technical and economical aspects of modern steam generators for supercritical steam parameters are a subject of this paper.