

mgr inż. Mirosław Archutowski
Instytut Techniki Ciepłej

OBIEGI NADKRYTYCZNE SIŁOWNI CIEPLNYCH Z ZASTOSOWANIEM CZYNNIKÓW NISKOWRZĄCYCH

1. Wstęp

Rosnące wciąż zapotrzebowanie energii elektrycznej wymaga prowadzenia poszukiwań nowych, tańszych metod jej wytwarzania. Dąży się do zmniejszenia zarówno kosztów eksploatacyjnych, jak i inwestycyjnych elektrowni. Powszechnie panuje przekonanie, że w elektrowniach parowych praktycznie wyczerpano możliwości ulepszeń.

Wśród innych koncepcji, duże nadzieje rokuje zastosowanie w obiegach ciepłych czynnika roboczego innego niż para wodna (np. CO₂) oraz dobranie dla tego czynnika najkorzystniejszego obiegu termodynamicznego.

2. Klasyfikacja obiegów termodynamicznych

Odwracalne silnikowe obiegi termodynamiczne można podzielić na dwie grupy:

- a) obiegi, w których czynnik roboczy podlega przynajmniej jednej przemianie izochorycznej lub izotermicznej,
- b) obiegi, w których czynnik roboczy podlega wyłącznie przemianom izobarycznym i izentropowym.

Wszystkie obiegi rzeczywiste zbliżone do obiegów odwracalnych grupy a) (m.in. obieg Diesela), charakteryzują się niewielkimi prędkościami przepływu czynnika roboczego. W obiegach rzeczywistych zbliżonych do grupy b) (obieg Rankina i Braytona) prędkości przepływu są znacznie większe. Z dużymi prędkościami związane są duże natężenia przepływu czynnika ro-

bocznego. Stąd wynika wniosek, że ze względu na potrzebę uzyskiwania dużych mocy jednostkowych znacznie korzystniejsze są obiegi zbliżone do grupy b). Zatem obiegi Rankina i Braytona powinny stanowić podstawę do poszukiwań bardziej efektywnych układów cieplnych elektrowni.

W obiegach Rankina i Braytona występują po dwie przemiany izentropowe (krzywe sprężania i rozprężania czynnika roboczego) oraz po dwie przemiany izobaryczne (krzywe doprowadzenia i odprowadzenia ciepła).

Obieg Rankina charakteryzuje się tym, że:

- izobary doprowadzenia i odprowadzenia ciepła przebiegają całkowicie lub częściowo w obszarze pod krzywą graniczną (obszar współistnienia dwu faz - cieczy i pary),

lub

- izobara odprowadzenia ciepła przebiega całkowicie lub częściowo pod krzywą graniczną, gdy ciśnienie doprowadzenia ciepła jest nadkrytyczne.

Obieg Braytona realizuje się w obszarze dostatecznie oddalonym od punktu krytycznego w kierunku małych ciśnień i dużych temperatur, gdzie czynnik ma własności zbliżone do własności gazu doskonałego.

Obieg Rankina jest bardziej zbliżony do idealnego obiegu Carnota, ponieważ w obiegu tym izobary pod krzywą graniczną pokrywają się z izotermami. Główną zaletą tego obiegu jest mała praca sprężania czynnika w pompie, dzięki czemu jego sprawność jest wyższa od sprawności obiegu Braytona. Wadą obiegu Rankina jest niemożliwość zastosowania prostej regeneracji ciepła w rekuperatorze oraz konieczność użycia znacznie większej liczby stopni turbiny w porównaniu z obiegiem Braytona.

Natomiast w obiegu Braytona powierzchnia wymiany ciepła rekuperatora jest większa od powierzchni wymienników w obiegu Rankina, ponieważ wartości współczynnika przejmowania ciepła dla gazu są mniejsze niż dla skraplającej się cieczy.

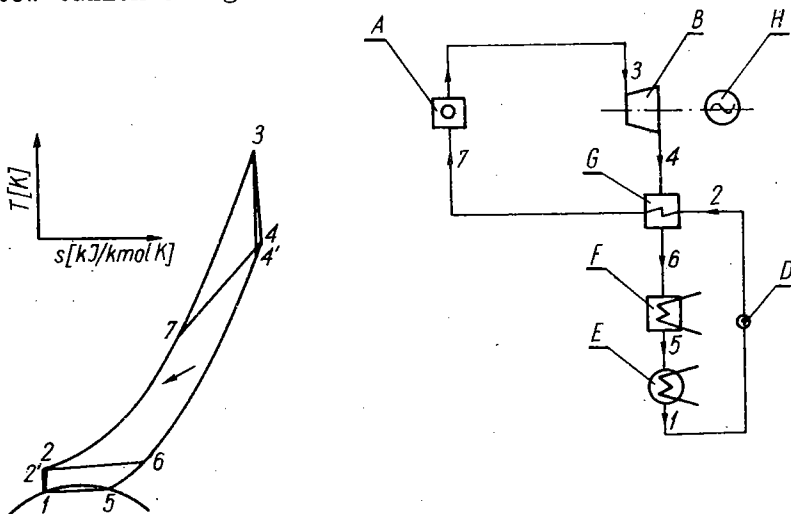
Duże możliwości osiągnięcia wysokich sprawności, jak również znacznych mocy jednostkowych, mają obiegi termodynamiczne wykorzystujące zalety obu wyżej przedstawionych obiegów. Sprężanie odbywa się w nich w fazie ciekłej, rozprężanie natomiast w fazie gazowej umożliwiając wykorzystanie rekuperacji.

Obiegi te można podzielić na dwie grupy:

- 1) obiegi pracujące całkowicie w obszarze nadkrytycznym
- obiegi nadkrytyczne jednofazowe,
- 2) obiegi, w których doprowadzenie ciepła do układu odbywa się przy ciśnieniach nadkrytycznych, a odprowadzenie ciepła w skraplaczu - obiegi nadkrytyczne dwufazowe.

3. Przegląd obiegów nadkrytycznych w siłowniach ciepłych

Wyżej wymienione obiegi można realizować w elektrowniach ciepłych w najrozmaitszych wariantach, wykazujących różne osiągnięcia. Niżej rozpatrzono kilka najbardziej typowych wariantów takich obiegów.



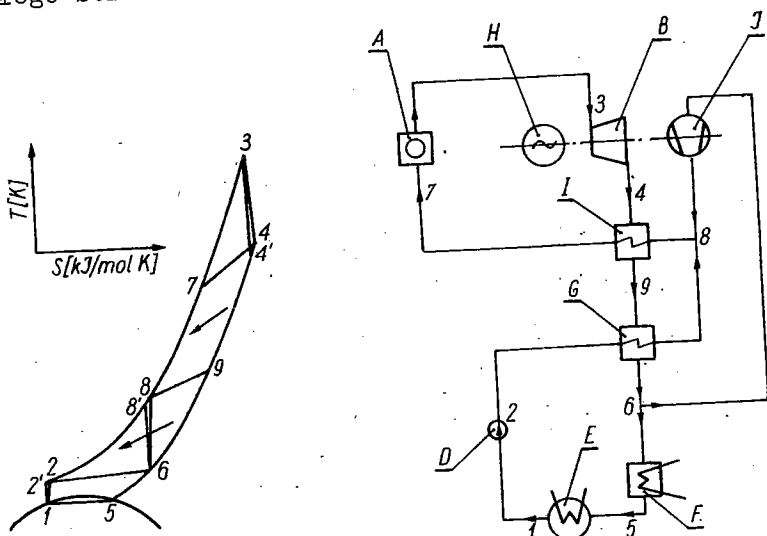
Rys. 1. Schemat układu cieplnego i wykres T-S dla obiegu nadkrytycznego dwufazowego a

Na rys. 1 pokazano obieg (a) należący do grupy 2, zwany w literaturze technicznej obiegiem Gochsztejna. Czynnik roboczy o ciśnieniu mniejszym od krytycznego zostaje sprężony w pompie D wzdłuż adiabaty nieizentropowej 1-2. Następnie zostaje podgrzany izobarycznie najpierw w rekuperatorze G (krzywa 2-7), dzięki czemu odzyskuje się część ciepła zawartego w czynniku niskoprężnym na wyjściu z turbiny, potem w reaktorze jądrowym

lub kotła A (krzywa 7-3) do założonej temperatury T_3 . Rozprężenie w turbinie B odbywa się wzdłuż politropy 3-4. Praca mechaniczna wytworzona w turbinie zostaje zamieniona w prądnicą H na energię elektryczną. Chłodzenie czynnika niskopięrznego odbywa się izobarycznie najpierw w rekuperatorze G (krzywa 4-6), następnie w chłodnicy F (krzywa 6-5) i skraplaczu E (krzywa 5-1). Ciepło odebrane przez wodę chłodzącą w skraplaczu jako bezużyteczne zostaje odprowadzone na zewnątrz.

Obieg ten odznacza się dużą prostotą układu cieplnego, co jest korzystne ze względu na możliwość uzyskania bardzo dużych mocy jednostkowych. Wykazuje natomiast duży stopień wewnętrznej nieodwracalności z powodu przenoszenia ciepła ze strumienia czynnika niskopięrznego o małej pojemności cieplnej do strumienia czynnika wysokopięrznego o dużej pojemności. Wzrost różnicy pojemności cieplnej (np. ze wzrostem stopnia sprężania) czynników wymieniających ciepło powoduje wzrost różnicy temperatury na gorącym końcu wymiennika, na skutek czego średnia temperatura doprowadzenia ciepła do obiegu obniża się.

Aby zmniejszyć nieodwracalność obiegu a tym samym zwiększyć jego sprawność, wprowadza się dodatkowe sprężanie części lub całego strumienia czynnika roboczego.



Rys.2. Schemat układu cieplnego i wykres T-S dla obiegu nadkrytycznego dwufazowego b

Na rys.2 pokazano obieg (b) z dodatkowym sprężaniem części strumienia czynnika. Po schłodzeniu w rekuperatorze G (punkt 6) część ($\alpha < 1$) natężenia przepływu czynnika niskoprężnego zostaje schłodzona i skroplona do osiągnięcia stanu określonego punktem 1, następnie zostaje sprężona w pompie i podgrzana w rekuperatorze niskotemperaturowym do temperatury T8, pozostała zaś część ($1-\alpha$) zostaje sprężona (wg adiabaty nieizentropowej 6-8) w dodatkowej sprężarce J również do stanu odpowiadającemu punktowi 8. Połączone w punkcie 8 strumienie zostają podgrzane izobarycznie w rekuperatorze wysokotemperaturowym I i reaktorze A do temperatury T3, po czym odbywa się rozprężanie i schładzanie, najpierw w rekuperatorze wysokotemperaturowym, potem w niskotemperaturowym do temperatury T6, itd.

Dzięki dodatkowemu sprężaniu ilość czynnika wysokoprężnego w rekuperatorze niskotemperaturowym jest mniejsza niż niskoprężnego. Można więc tak podzielić całkowity strumień (zrealizować takie α), aby pojemności cieplne czynników wymieniających ciepło wyrównały się, co można ująć równaniem

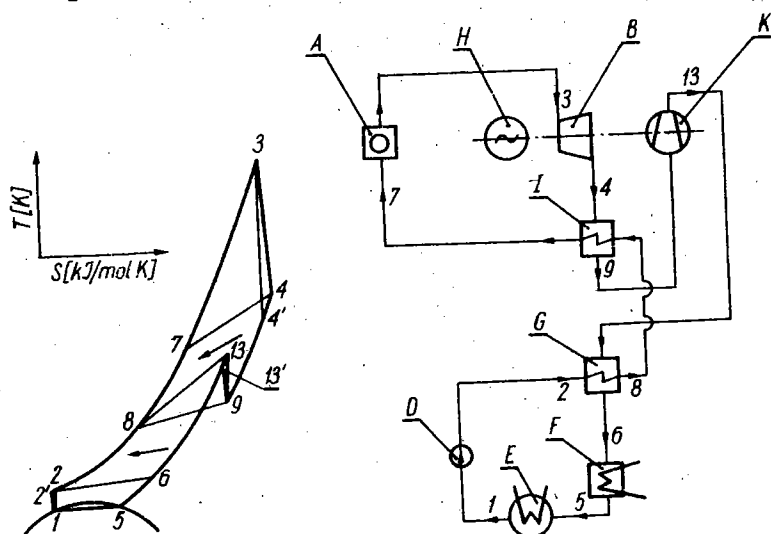
$$\alpha(i8 - i2) = i9 - i6 .$$

W wymienniku wysokotemperaturowym różnice w pojemności cieplnej obu strumieni są znacznie mniejsze ze względu na to, że własności czynników w wyższych temperaturach są oddalone od własności płynu rzeczywistego.

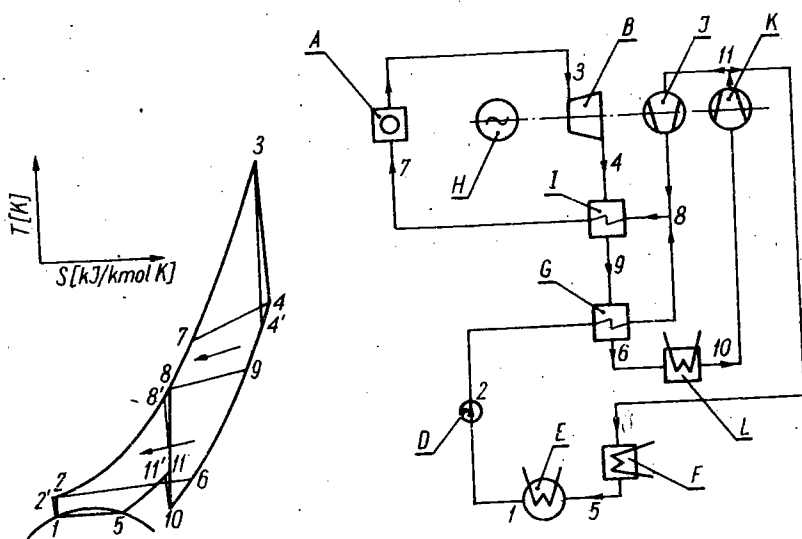
Sprawność termiczna obiegu b jest większa od sprawności obiegu a, jakkolwiek ze względu na bardziej złożony układ cieplny (dodatkowa sprężarka) moc graniczna siłowni zrealizowanej w oparciu o ten obieg jest mniejsza.

Rys.3 pokazuje obieg (c) z dodatkowym sprężaniem całego strumienia czynnika roboczego. Czynnik niskoprężny schłodzony w rekuperatorze wysokotemperaturowym I do temperatury T9 zostaje sprężony w sprężarce K do ciśnienia p13. Następnie zostaje schłodzony w rekuperatorze niskotemperaturowym G oddając ciepło czynnikowi wysokoprężnemu. Entalpia strumienia czynnika niskoprężnego zostaje powiększona o wartość pracy sprężania, dzięki czemu do podwyższenia temperatury czynnika

wysokoprężnego wykorzystana jest większa ilość ciepła. Zmniejsza się zatem wewnętrzna nieodwracalność (a więc rośnie sprawność) obiegu c w stosunku do obiegu a.



Rys. 3. Schemat układu cieplnego i wykres T-S dla obiegu nadkrytycznego dwufazowego c

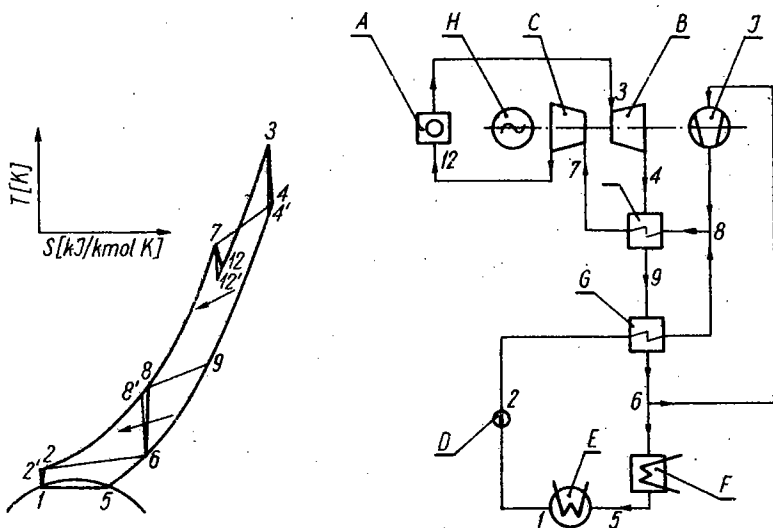


Rys. 4. Schemat układu cieplnego i wykres T-S dla obiegu nadkrytycznego dwufazowego d

Innym obiegiem ze zmniejszonym stopniem nieodwracalności jest obieg δ przedstawiony na rys.4. Czynnik niskoprężny po schłodzeniu w rekuperatorze niskotemperaturowym G jest dodatkowo schłodzony w chłodnicy L do założonej temperatury T_{10} . Następnie zostaje sprężony w sprężarce K do ciśnienia panującego w skraplaczu E. W punkcie 11 zostaje podzielony na dwa strumienie, z których jeden $(1-\alpha)$ jest sprężany w sprężarce J, drugi zaś w ilości α zostaje kolejno schłodzony w chłodnicy F, skroplony w skraplaczu E, sprężony w pompie D i podgrzany w rekuperatorze niskotemperaturowym G. Połączone w punkcie 8 strumienie są skierowane do rekuperatora wysokotemperaturowego I itd.

Zmniejszenie nieodwracalności jest tu możliwe dzięki sprężarce J. Sprężarkę K stosuje się w celu uniezależnienia ciśnienia za turbiną od ciśnienia panującego w skraplaczu, co umożliwia powiększanie mocy turbozespołu.

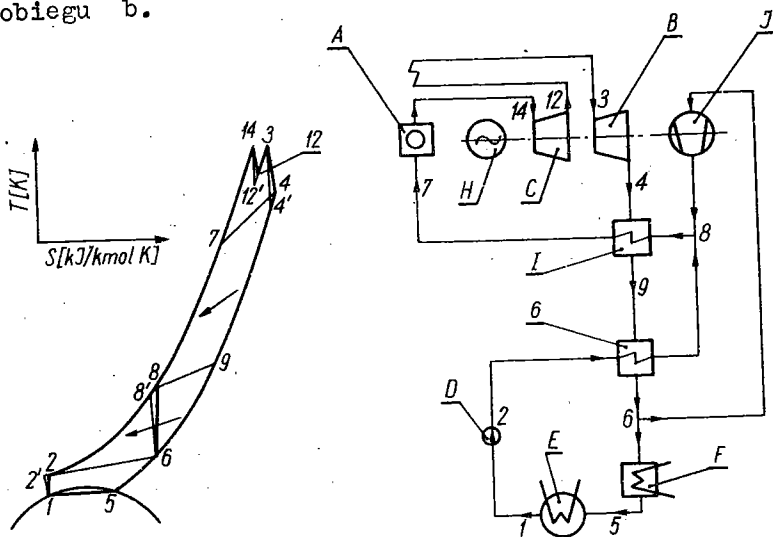
Realizacja wyżej wymienionych obiegów, jako obiegów bezpośrednich w elektrowniach jądrowych jest możliwa jedynie w przypadku, gdy czynnikami roboczymi są substancje o niewielkich ciśnieniach krytycznych. Zbyt duże ciśnienia krytyczne powodują, że w obiegach nadkrytycznych - optymalne ze względu na sprawność ciśnienie przed turbiną wykracza poza możliwości



Rys.5. Schemat układu cieplnego i wykres T-S dla obiegu nadkrytycznego dwufazowego e

wytrzymałościowe współczesnych konstrukcji gazowych reaktorów jądrowych. Ciśnienia w nich nie przekraczają obecnie 70 bar.

Obieg (e), w którym ciśnienie panujące w reaktorze jądrowym może być stosunkowo niskie przedstawia rys.5. Czynniki wysokoprężny opuszczający rekuperator wysokotemperaturowy I zostaje najpierw rozprężony w turbinie C do ciśnienia p_{12} , a dopiero potem podgrzany w reaktorze jądrowym A, po czym następuje ponowne rozprężenie w turbinie B. Dalsza droga czynnika jak w obiegu b.



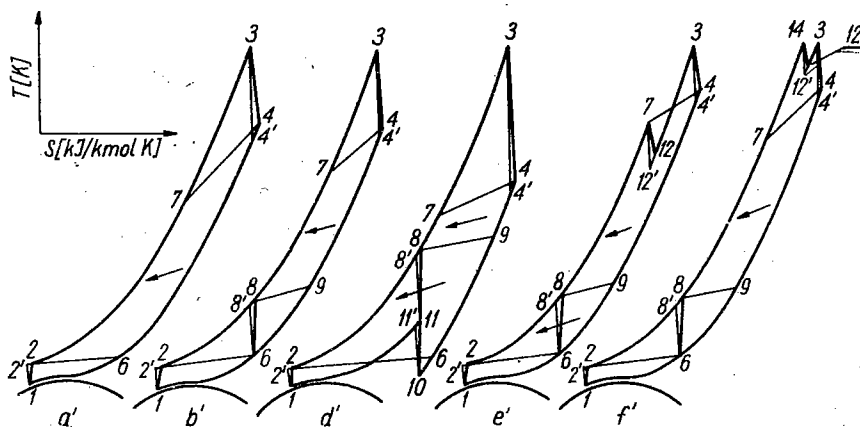
Rys.6. Schemat układu cieplnego i wykres T-S dla obiegu nadkrytycznego dwufazowego f

Na rys.6 przedstawiono obieg (f) z dodatkowym "klasycznym" sposobem zmniejszania wewnętrznej nieodwracalności, a mianowicie z międzystopniowym przegrzewem czynnika roboczego.

Wszystkie wyżej scharakteryzowane obiegi należą do grupy 2, a więc są to obiegi kondensacyjne, w których doprowadzenie ciepła odbywa się przy ciśnieniach nadkrytycznych.

Takie same zabiegi poprawiające sprawność można zastosować również do obiegów grupy 1, tj. do obiegów pracujących całkowicie w obszarze nadkrytycznym. Obiegi te (a', b', d', e', f') przedstawiono na rys.7. Obiegiem wyjściowym dla tej grupy jest obieg a' zwany w literaturze obiegiem Fehera.

W obiegach nadkrytycznych omawianego typu (dotyczy to zarówno grupy 1 jak i 2), czynnikami roboczymi mogą być płyny o umiarkowanych temperaturach krytycznych, zbyt duże bowiem temperatury krytyczne mogłyby uniemożliwić wykorzystanie rekuperacji lub poważnie zmniejszyć jej efektywność.



Rys. 7. Wykres T-S dla obiegów nadkrytycznych jednofazowych

Zbyt niskie temperatury krytyczne powodują natomiast zmniejszenie (przy stałym poziomie chłodzenia $15-20^{\circ}\text{C}$) gęstości sprężanego płynu, a zatem zwiększenie pracy sprężania w stosunku do pracy użytecznej turbozespołu. Ponadto może się zdarzyć, że parametry krytyczne czynnika uniemożliwiają realizację obiegu przy założonych wartościach parametrów przed turbiną i pompą. Jeżeli np. czynnik, który ma pracować w obiegu a (rys. 1) ma temperaturę krytyczną tak wysoką, że wartość entalpii i_4 wypadnie mniejsza niż i_6 , to realizacja obiegu jest niemożliwa. Oprócz tego obiegi dwufazowe nie mogą istnieć, gdy temperatura krytyczna czynnika roboczego jest niższa od minimalnej temperatury obiegu.

Jednym z płynów niskowrzących, który ze względu na swoje własności może być użyty w charakterze czynnika roboczego w elektrowni, zwłaszcza w elektrowni jądrowej, jest dwutlenek węgla. Jest on chemicznie obojętny i trwały w zakresie wymaganych temperatur, nietoksyczny, ogólnie dostępny i stosunkowo tani. Jego temperatura krytyczna natomiast jest dosyć nis-

ka (304 K). Powoduje to, że sprawność osiągnięta w obiegach na CO_2 zaledwie dorównuje sprawności siłowni parowych, pracujących przy tych samych temperaturach na wejściu do turbiny rzędu 600 - 650°C, jakkolwiek przy wyższych temperaturach przewyższa ją.

Obiegi z czynnikami niskowrzącymi charakteryzują się bardzo zwartą budową maszyn przepływowych, co umożliwia realizację turbozespołów o bardzo dużej mocy jednostkowej (odnosi się to zwłaszcza do obiegów Gochsztejna -a i Fehera -a'). Np. rozmiary turbiny [2] na CO_2 o mocy 1000 MW i o parametrach pary na wejściu do turbiny - 565°C, 300 atm wynoszą odpowiednio: długość - 5,3 m, średnica - 3,4 m.

4. Wyniki obliczeń sprawności obiegów na CO_2

Obliczenia sprawności obiegów wykonano w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej*. Ze względu na brak dokładnych wartości entalpii i entropii w całym rozważanym zakresie temperatury i ciśnienia czynnika roboczego do obliczeń obiegów wykorzystano metodę stanów odpowiednich, która dla CO_2 daje dużą dokładność. Obliczenia wykonano na EMC-ODRA 1204 w Centrum Obliczeniowym PAN.

Założono:

dla wszystkich obiegów -	
minimalną temperaturę obiegu	$T_{\min} = 295 \text{ K}$
maksymalne ciśnienie obiegu	$P_{\max} = 200 \text{ bar}$
dla obiegów jednofazowych -	
ciśnienie przed pompą	$p_1 = 75 \text{ bar}$
dla obiegów e, e', f, f' -	
ciśnienie przed turbiną B	$p_3 = (p_{\max} + p_1) / 2$
dla obiegów c, d, d' -	
minimalne ciśnienie obiegu	$p_{\min} = 30 \text{ bar}$
sprawność wewnętrzną turbiny	$\eta_t = 90\%$
sprawność wewnętrzną pompy	$\eta_p = 85\%$
sprawność wewnętrzną sprężarki	$\eta_s = 85\%$

* Obliczenia wykonano na zlecenie Instytutu Energetyki w pracy "Studium termodynamiczne obiegów i układów na CO_2 ".

spiętrzenie temperatur w rekuperatorze:

niskotemperaturowym $\Delta T_1 = 15^{\circ}\text{C}$

wysokotemperaturowym $\Delta T_2 = 30^{\circ}\text{C}$

Sprawność obiegu d i d' obliczono również w drugim wariancie zakładając $p_{\min} = p_1$.

Ponadto założono, że wszystkimi stratami ciśnienia w obiegu obciążona jest bezpośrednio pompa. Współczynnik strat ciśnienia przyjęto jednolicie dla wszystkich obiegu $\beta = 0,15$. Współczynnik ten jest definiowany jako stosunek różnicy ciśnienia uzyskanego po sprężeniu w pompie i ciśnienia przed turbiną do różnicy ciśnienia przed i za turbiną; dla obiegu a stosunek ten wynosi

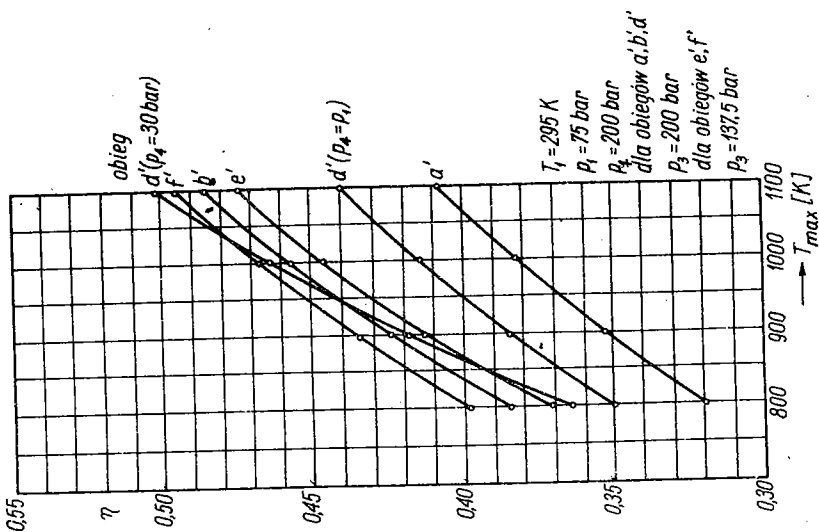
$$\beta = (p_2 - p_3)/(p_3 - p_4).$$

Na rys.8 i 9 przedstawiono wpływ maksymalnej temperatury obiegu na sprawność termiczną odpowiednio dla obiegu nadkrytycznych dwufazowych a, b, c, d, e, f i jednofazowych a', b', d', e', f' . Sprawność termiczną zdefiniowano jako stosunek pracy użytecznej turbozespołu do ilości ciepła doprowadzonego do obiegu; dla obiegu a sprawność termiczna wynosi

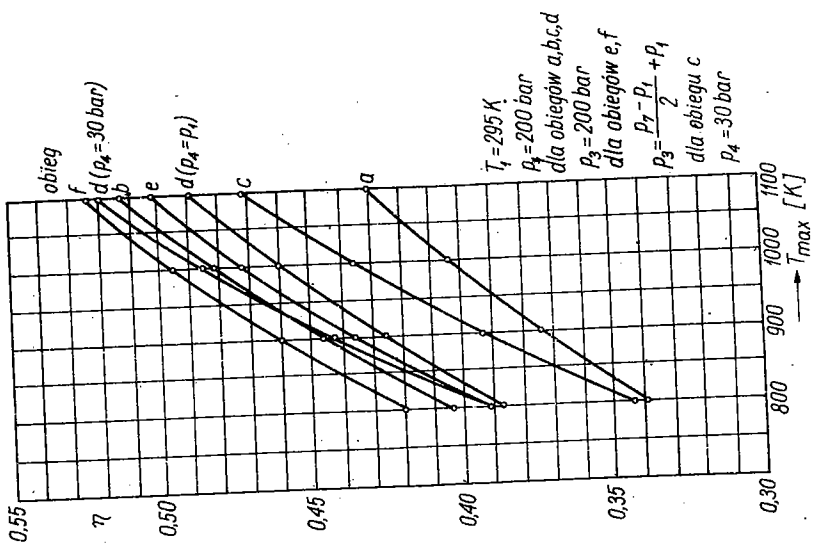
$$\eta = \frac{(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)}{i_3 - i_1}.$$

Z przedstawionych wykresów wynikają następujące wnioski (odnośnie obiegu na CO_2):

- Obiegi nadkrytyczne dwufazowe osiągają o około 2% wyższą sprawność termiczną od odpowiednich obiegu jednofazowych.
- Wraz ze skomplikowaniem układów ciepłych sprawność obiegu rośnie.
- Najszybszy przyrost sprawności z temperaturą wykazują obiegi d i d' z przeciwcieniem obniżonym do około 30 bar (dalsze obniżenie przeciwcienia powoduje pogorszenie się sprawności). Jednakże realizacja elektrowni o bardzo dużych mocach jednostkowych, według tych obiegu byłaby utrudniona dużym poborem mocy przez dwie dodatkowe sprężarki.



Rys.9. Wpływ maksymalnej temperatury obiegu na sprawność termiczną (obiegi nadkrytyczne jednofazowe)



Rys.8. Wpływ maksymalnej temperatury obiegu na sprawność termiczną (obiegi nadkrytyczne dwufazowe)

- Найнижшю cправноcть wykазуют обieги а и а', хочюаь же в зглёду ню проcтотё укляду теплого моч гранично для тых обieгов jest бeрдо жо выcокю.

Bibliografia

1. Feher E.G.: "The supercritical thermodynamic power cycle" Intersociety Energy Conversion Conference, 2nd. Miami Beach 1967.
2. Angelino G.: "Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production". Journal of Engineering for Power, July, 1968.
3. Angelino G.: "Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine". Journal of Engineering for Power, April, 1967.
4. Gašparović N.: "Fluide und Kreisprozesse für Wärmekraftanlagen mit grossen Einheitenleistungen". BWK, nr 7, 1969.
5. Schabert H.P.: "CO₂ - Turbinen im direkten und indirekten Kreislauf von Kernkraftwerken". BWK, nr 3, 1969.
6. Faltin K.: "Entwicklungsmöglichkeiten der Gasturbinenprozesse", Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule für Bauwesen Leipzig, nr 4/5, 1952/53.
7. Gochsztejn D.P., Werchiwker G.P.: "Problema ispolzowanija newodianyeh parow w energetike". Teploenergetika, nr 1, 1969.

СВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ НИЗКОКИПАЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

Описано возможность применения низкокипящих веществ в сверхкритических циклах тепловых или атомных электростанций производящих электрическую энергию дешевле, чем в паросиловых установках. Для того, чтобы достигнуть высокое значение к.п.д. установки, рабочее тело должно иметь соответственную

критическую температуру. Слишком высокая критическая температура рабочего тела не дает эффективно использовать регенерации тепла в рекуператоре. Зато вещества со слишком низкой критической температурой, учитывая их небольшую плотность, требуют большой работы сжатия, что вызывает падение к.п.д. электростанции. Кроме того, рабочее тело должно быть химически неактивные и прочные в повышенных температурах, нетоксические, выступающие в природе в большом количестве и относительно дешевые. Уменьшение необратимости термодинамических циклов (увеличение их к.п.д.) в сверхкритических циклах получается путем дополнительного сжатия части или всего потока рабочего тела. Однако это вызывает уменьшение полезной мощности, что ограничивает возможность реализации электростанции очень большой единичной мощности.

Представлено также результаты вычисления к.п.д. различных сверхкритических циклов с применением двуокиси углерода в качестве рабочего тела.

LOW-BOILING FLUID SUPERCRITICAL CYCLES FOR POWER GENERATION

S u m m a r y

The possibilities of application of low-boiling fluids in supercritical cycles of power plants (conventional and nuclear) which generate cheap electrical energy are described in this paper. Working fluid should have appropriate critical temperature in order to obtain high cycle efficiency. When the critical temperature of working fluid in the supercritical two-phase cycles is too high, there is no possibility for utilization of heat regeneration in a simple recuperator. High critical temperature in one-phase cycles makes heat regeneration ineffective. When the critical temperature is too low, great compression work is required due to the low fluid density and the efficiency of power plant decreases. Furthermore, the working fluid should have no corrosive

effects and should be thermally stable at high temperature, nontoxic, easily available in nature and relatively cheap.

Reduction of internal irreversibility of thermodynamical cycles (i.e., increasing their efficiency) at supercritical conditions can be obtained by additional compression of a part or of entire flow of working fluid. It causes a decrease of useful power of turboset, thus limiting the possibility of realization of very large power-generating units.

In addition, the results of calculation of the efficiency of supercritical cycles employing CO_2 as working medium, are given.

Rękopis dostarczony we wrześniu 1971 r.