ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1973
Seria: ENERGETYKA z. 47 Nr kol. 372

Kazimierz Kutarba
Teodor Werbowski

NIEKTÓRE PROBLEMY TURBIN CIEPLNYCH W SIŁOWNIACH JĄDROWYCH

Streszczenie. Na tle rozwijającej się energetyki jądrowej dokonano przeglądu najważniejszych problemów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych turbin cieplnych w elektrowniach jądrowych, uwzględniając najnowsze rozwiązania i tendencje w budowie tych maszyn.

Oznaczenia:

p_k [bar] – ciśnienie w kondensatorze turbiny,
E – liczba erozji,
π – liczba sprężu,
p [bar] – ciśnienie,
T [°K] – temperatura,
v [m^3/kg] – objętość właściwa,
R [kJ/kg.deg] – indywidualna stała gazowa,
z – ilość stopni turbiny,
u_2 [m/s] – prędkość obwodowa u wierzchołka łopatki,
c_1 [m/s] – prędkość bezwzględna pary na wlocie,
(Ma) – liczba Macha.

1. Aktualny stan i perspektywy rozwoju energetyki jądrowej

Nie ma gałęzi przemysłu, która tak dobitnie odzwierciedlałaby rozwój przemysłu jak energetyka. Poziom i tempo rozwoju energetyki charakteryzuje się wzrostem mocy zainstalowanej, ilością wyprodukowanej energii elektrycznej i wzrostem mocy jednostkowej turboblóków. W ćwierćwieczu obejmującym lata 1937-1962 roczna produkcja energii elektrycznej na świecie wzrosła z 420 mld [kWh] do około 3000 mld [kWh], a więc z górą 7-krotnie. Dynamikę wzrostu charakteryzuje podwajanie się produkcji energii elektrycznej co 10 lat, w tym moc instalowanych elektrowni jądrowych podwaja się mniej więcej co 3 lata. Zapotrzebowanie energii elektrycznej na świecie wzrasta bardzo szybko i w perspektywie najbliższych lat należy spo-

dziewać się dalszego wzrostu popytu. Rozwój ten nie jest jednak pozbawiony sprzeczności. Dzisiaj 27% ludności cywilizowanego świata dysponuje łącznie 88% światowej energii elektrycznej (na jednego mieszkańca średnie zużycie energii wynosi około 3300 [kWh]. Reszta świata dysponuje tylko 12% zasobów energii elektrycznej i zużycie jej wynosi około 150 [kWh] na jednego mieszkańca.

Istnieją wszelkie podstawy do tego, aby uważać, że okres najbliższego 20-lecia będzie okresem szybkiego rozwoju energetyki jądrowej. Aktualny obraz stanu energetyki jądrowej i jej perspektywy znalazły odzwierciedlenie w sprawozdaniach Międzynarodowej Agencji Energii Atomowej, Konferencji Genewskich, Światowej Konferencji Energetyki w Lozannie. Kraje członkowskie Międzynarodowej Agencji Energii Atomowej (MAEA) posiadały w 1970 r. 475 pracujących reaktorów, w tym 165 reaktorów energetycznych w 15 krajach o mocy zainstalowanej 20 tys. [MW]. 48 krajów posiada 374 reaktory badawcze i szkoleniowe. Obecnie łączna moc elektrowni jądrowych stanowi 1% mocy elektrowni na świecie. Przewiduje się, że do 1975 roku moc elektrowni jądrowych wzrośnie do 138 tys. [MW] (283 reaktory energetyczne).

Wzrost mocy elektrowni jądrowych w ogólnej mocy elektrowni na świecie wyniesie 14% do 1980 r. i 50% do 2000 r., mimo tego, że obecnie koszty budowy elektrowni jądrowych są wyższe o 40÷60% od kosztów budowy nowoczesnych elektrowni konwencjonalnych.

Moc zainstalowana elektrowni jądrowych w 6 krajach Europejskiej Wspólnoty Gospodarczej (EWG) ma wzrosnąć według przewidywań z 7147 [MW] (w 1969 r.) do 128 900 [MW] w 1985 r. W tym roku 1/3 ogólnej mocy zainstalowanej w Belgii, Francji i NRF przypadać będzie na urządzenia jądrowe. Taki sam udział tych urządzeń będzie także w Wielkiej Brytanii. Obecnie zachodnioniemieckie konsorcja atomowe mają dwukrotnie więcej zamówień niż brytyjskie i należy oczekiwać, że w obu tych krajach w 1975 r. moc elektrowni jądrowych będzie taka sama, mimo tego, że w NRF przystąpiono znacznie później do budowy elektrowni jądrowych. Przemysł NRF rozpoczął budowę elektrowni jądrowych od projektowania reaktorów wodnych konstrukcji amerykańskiej, a nie reaktorów chłodzonych gazem jak w Wielkiej Brytanii. Według NEDO przemysł zachodnioniemiecki ze swymi dwoma typami reaktorów wodnych znajduje się w wyjątkowo korzystnej sytuacji eksportowej. Do 1980 r. – 82% mocy zainstalowanej elektrowni jądrowych przypadać będzie na reaktory lekkowodne, a zaledwie 4% na reaktory chłodzone gazem z moderatorem grafitowym.

W Polsce przewiduje się budowę elektrowni jądrowej w 1980 r. Koszt jej wyniesie około 7 mld zł, przy mocy 880 [MW]. Według ocen specjalistów w 1980 r. energia z obecnie budowanych elektrowni jądrowych będzie o 5÷20% tańsza niż z elektrowni konwencjonalnych.

Koszty budowy elektrowni jądrowych są dzisiaj jeszcze dużo wyższe niż elektrowni cieplnych, czy też nawet hydroelektrowni. Przybliżone i bardzo zmienne w czasie koszty jednostkowe przedstawiają się następująco:

1. elektrownia jądrowa z reaktorami wodnymi PWR i BWR o mocy rzędu 500 [MW]	250 [dol/kW]
2. hydroelektrownie	200÷225 [dol/kW]
3. elektrownie cieplne parowe	100÷120 [dol/kW]
4. elektrownie turbogazowe	60÷ 80 [dol/kW]
5. elektrownie parowo-gazowe	80 [dol/kW]

2. Charakterystyka turbin parowych w siłowniach jądrowych

Turbiny parowe w siłowniach jądrowych współpracują w obiegu z reaktorami chłodzonymi wodą (H_2O) pod ciśnieniem (PWR) i wrzącymi (BWR). Dotychczasowe doświadczenia USA, ZSRR, Kanady i Wielkiej Brytanii w ich siłowniach wykazały, że muszą być to jednostki dużej mocy, jeśli mają konkurować z siłowniami na paliwa klasyczne. Rozwój energetyki jądrowej wymaga pewnego przestawienia się wytwórców turbin w zakresie konstrukcji i technologii, aby podołać nowym wymaganiom i sprostać nowym warunkom. Początkowo sądzono, że stosunkowo szybko będzie można rozwiązać tzw. "problem pary nasyconej". Dziś jednak wiadomo jest, że gospodarczo uzasadnione jest zastosowanie turbin na parę nasyconą pod ciśnieniem, a reaktory PWR są jednym typem opanowanym na skalę przemysłową. W porównaniu z turbinami w klasycznych siłowniach muszą one spełnić szereg dodatkowych wymagań:

a) przystosowanie układu przepływowego do dużych objętości pary wylotowej,
b) rozwiązanie problemu separacji cieczy z pary,
c) wybór odpowiednich materiałów (ze względu na erozję) układu łopatkowego,
d) zachowanie uzasadnionych ilości obrotów (1500, 1800),
e) zabezpieczenie personelu przed promieniowaniem w przypadku tzw. "obiegów jednobiegunowych" (jednokonturowych) i inne.

Te ciężkie warunki mogą być dotrzymane tylko z pewnym kompromisem zarówno na drodze zabiegów konstrukcyjnych jak i przez wielu ograniczeń.

2.1. Zagadnienie dużych objętości pary na wylocie z turbiny

Objętość pary w części niskoprężnej turbiny parowej zależy od następujących czynników:

- mocy jednostkowej turbiny,
- parametrów pary na wlocie do turbiny,
- ciśnienia w kondensatorze.

Na świecie daje się zauważyć tendencję do budowy wielkich jednostek turbinowych o mocy 500÷1200 [MW] jako jednowałowe i 2000 [MW] jako dwuwa-

łowe. Zastosowanie dużych jednostek w siłowniach klasycznych daje efekty obniżki kosztów inwestycji o 15÷20%. W elektrowni jądrowej w miarę wzrostu mocy istnieje tendencja obniżki kosztów budowy reaktora, natomiast nie należy się liczyć z obniżką ceny instalacji turbinowej, ze względu na specjalne rozwiązania konstrukcyjne i znaczną rozbudowę urządzeń peryferyjnych (seperatorów wilgoci, przegrzewacze międzystopniowe, zawory obejściowe i interceptorowe). Należy oczekiwać, że jeszcze przez długi czas wyższa będzie ich cena jednostkowa. Podczas gdy w klasycznych siłowniach ekonomicznie i technicznie uzasadnione są parametry pary w granicach 130 ÷ 250 [bar] i 525 ÷ 565 [°C], to w elektrowniach jądrowych konkurencyjną cenę za [kWh] energii osiąga się przy ciśnieniu 50÷70 bar i temperaturach 260÷400 [°C] i to przy różnych typach reaktorów. Pewne rozwiązania idą w kierunku pary przegrzanej około 500÷535 [°C] przy ciśnieniu 90÷130 [bar] (np. w ZSRR elektrownia Białojarskaja - reaktor dwukanałowy). Uzyskuje się przez to znaczne zmniejszenie objętości pary na wylocie, szczególnie przy ciśnieniach wyższych od krytycznego. Wtedy nie ma potrzeby budowy specjalnych jednostek turbinowych.

O wyborze próżni w kondensatorze decydują przede wszystkim:

- położenie punktu ciężkości odbiorców,
- zaopatrzenie w wodę chłodzącą,
- koszt paliwa jądrowego.

Przy temperaturze wody chłodzącej 10÷12 [°C] ekonomicznie uzasadniona jest próżnia p_k = 0,035÷0,025 [bar]. Obieg otwarty daje lepsze efekty ekonomiczne.

Problem dużych objętości pary na wylocie wymaga zapewnienia dużych przekrojów wylotowych, odpowiednich prędkości czynnika, a tym samym odpowiedniej konstrukcji łopatek ostatnich stopni. Duże wymiary tych łopatek (długości do 1300 [mm]) i erozja wywołana kroplami wody ograniczają prędkości obrotowe tych turbin do 1500, 1800 [obr/min].

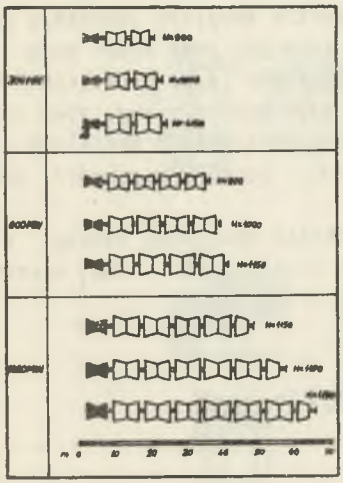
Konieczne jest zatem:

- zastosowanie odpowiedniego profilu, częściowo nawet przy (Ma) = 1 zapewniającego dodatkowo efektywną seperację wody (cieczy),
- zapewnienie odpowiednich materiałów ze względu na duże siły bezwładności łopatek,
- otrzymanie dostatecznie sztywnej łopatki ze względu na drgania.

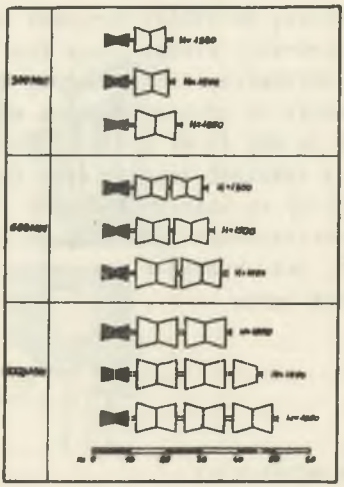
Obecnie na długie łopatki stosuje się stopy tytanowe, które przy tej samej wytrzymałości pozwalają uzyskać o 50% lżejsze łopatki. Koszty łopatek są jednak 5-krotnie wyższe.

W ostatnim stopniu występuje nieco wyższa strata wylotowa 4÷6%, uwarunkowana dużymi prędkościami na obwodzie. Zastosowanie dyfuzorów w króćcu wylotowym pozwala na odzyskanie części tej straty. Podobnie ze stratami przepływowymi, szczególnie po dłuższej eksploatacji turbiny.

Z rysunku 1 widać, że turbiny do 300 [MW] mają długość w granicach do 25 [m]; 600 [MW] - w granicach 35÷45 [m], turbiny o długości 35÷45 [m] muszą być budowane z dużymi szczelinami osiowymi, ze względu na różnice wydłużeń kadłubów i wirników, które z kolei niekorzystnie wpływają na sprawność. Powyżej 45 [m] długości sprawność spada tak znacznie, że nie ma sensu budować takie turbiny z głęboką próżnią w kondensatorze.



Rys. 1. Długości i liczba wylotów turbin parowych przy liczbie obrotów n = 3000 [min^{-1}]



Rys. 2. Długości i liczba wylotów turbin parowych przy liczbie obrotów n = 1500 [min^{-1}]

Z mocy turbin wynikają nie tylko ich długości, ale i ilości wylotów:

- turbiny 250 [MW] 4 wyloty przy 3000 [obr/min],
- turbiny 375 [MW] 6 wylotów przy 3000 [obr/min],
- turbiny 500 [MW] 8 wylotów przy 3000 [obr/min].

Przy przejściu na obroty dwukrotnie niższe (1500 [obr/min]) liczba wylotów zmniejszy się - rysunek 2.

2.2. Zagadnienie erozji i korozji w obszarze przepływu pary nasyconej w turbinie

Jest to problem szczególnie trudny do opanowania. Liczne prace doświadczalne jak: Gyamethyego, Traupela, Gardnera, Escher Wyssa, Central Electricity Generating Board i innych dają pewien obraz tego zjawiska. Porównując np. kilka charakterystycznych przebiegów ekspansji pary nasyconej można ustalić, że teoretyczna wilgotność końcowa przy przegrzaniu międzystopniowym jest mniejsza niż w urządzeniach klasycznych bez przegrzewu międzystopniowego.

Zawartość wody w parze może być odpowiednio zmniejszona przez mechaniczne i termiczne urządzenia odwadniające. Przy czym najbardziej efektywne są następujące zabiegi ograniczające skutki działania wilgoci:

- zapewnienie odpowiednich warunków przepływu,
- ochrona krawędzi łopatek,
- osuszanie pary i mechaniczna seperacja cieczy,
- rozbijanie dużych kropli cieczy,
- dobór materiałów i specjalne zabiegi technologiczne.

Zauważono, że silnie skręcone łopatki o profilu akcyjnym pozwalają na lepszą separację cieczy, przy tym same mniej erodują. Duży wpływ mają również szybkości obwodowe. Przy szybkościach do 300 [m/s] praktycznie skutki erozji są niedostrzegalne nawet po 100 tys. godzin pracy. Przy szybkościach do 400 [m/s] i 13% teoretycznej wilgotności ubytek materiału jest mały i trwałość łopatek duża (około 20 lat). Dopiero szybkości powyżej 500 [m/s] są niebezpieczne.

Doświadczenia Escher Wyssa pozwoliły ustalić graniczną liczbę erozji E = 1, przy której w gwarantowanym okresie amortyzacji mamy zapewnioną pewność ruchu

$$E = \frac{J \cdot \varrho}{\eta} \frac{C_a}{200} \left(\frac{U_2}{100}\right)^2 ,$$

gdzie oznaczają:

J – absolutna wilgotność pary na wlocie do ostatniego stopnia ($J = 1 - X$),

ϱ – gęstość pary na wylocie ze stopnia, w [kg/m^3],

η – sprawność urządzeń odwadniających,

C_a – składowa osiowa prędkości bezwzględnej pary na wylocie ze stopnia w [m/s],

U_2 – szybkość obwodowa na wierzchołku łopatki, w [m/s].

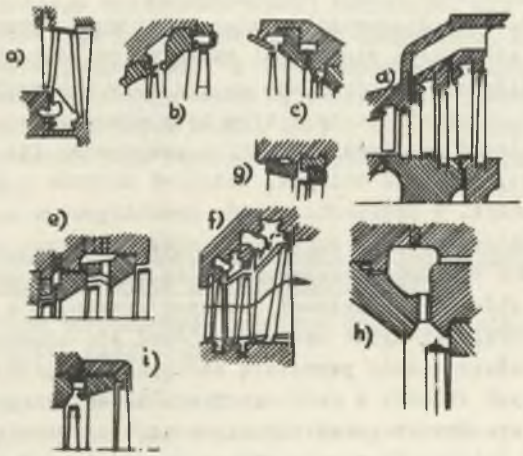
Skutki erozji można ograniczyć przez zwiększenie luzów osiowych między łopatką kierowniczą i roboczą, zastosowanie na krawędziach wlotowych odpowiednio ukształtowanych nacięć promieniowych. Powoduje to tworzenie się na nich filmu wodnego, który przejmuje na siebie uderzenia kropel wody. Istnieje ścisły związek między odległością i głębokością nacięć a grubością filmu wodnego (utrzymywany jednak w tajemnicy).

Obok specjalnych rozwiązań konstrukcyjnych stosuje się zabiegi technologiczne zwiększające trwałość łopatek:

- chromowanie,
- miejscowe utwardzanie (azotowanie),
- napawanie nakładek stellitowych,
- specjalne metody obróbki powierzchniowej.

Zaleca się unikanie drutów usztywniających i żeber złączonych. Parę osusza się zewnętrznie przez wielokrotny przegrzew i separację cieczy w cyklonach. Prócz tego stosuje się w każdym stopniu rozwiązania specjalne pozwalające na lokalną separację wody:

- odsysanie filmu wodnego przez szczeliny wydrążonych łopatek,
- odparowanie filmu na powierzchni wewnętrznie podgrzewanych łopatek,
- odprowadzanie kropel wody przez specjalne ukształtowanie kanału przepływowego, rys. 3.



Rys. 3. Konstrukcje międzystopniowych separatorów wilgoci wg. Astafieva:
- bez odsysania wilgoci (a,b,c,g)
- z odsysaniem wilgoci (d,e,f,h,i)

Turbiny pracujące w obiegach jednokonturowych wymagają specjalnych osłon przed promieniowaniem, zabezpieczających personel. Ze względu na przepływ pary chłodzącej reaktor bezpośrednio przez samą turbinę i możliwość skażenia otoczenia - dodatkowe specjalnych rozwiązań wymagają uszczelnienia zewnętrzne. Wymagana jest przy tym duża pewność ruchowa, ze względu na uciążliwość remontu zabudowanego w osłonie turbozespołu. Zabiegi remontowe mogą być dokonane tylko przy całkowitym odstawieniu maszyny z ruchu.

Ważną rolę odgrywa tu rozwiązanie układu regulacji ze względu na bezpieczeństwo. Dodatkowe ograniczenie stanowi duża objętość przepływającej pary, która może akumulować się w rurociągach i części przepływowej. Szczególnie ważne jest wtedy rozwiązanie tzw. "regulacji bezpieczeństwa".

3. Turbiny gazowe w siłowniach jądrowych

Po dłuższym okresie rozwoju, od czasów pierwszych projektów Ackeret i Kellera, turbina gazowa o obiegu zamkniętym osiągnęła dojrzałość konstrukcyjną. Zebrane doświadczenia w wielu klasycznych instalacjach przemysłowych pozwoliły po niewielkich modyfikacjach przystosować ją do współpracy z reaktorem wysokotemperaturowym chłodzonym gazem. Obecnie obok instalacji małych mocy dla celów wojskowych i żeglugi powstają instalacje o mocy do 600 [MW]. Elektrownie tego typu nadają się szczególnie do jednoczesnej produkcji ciepła grzejnego i mocy elektrycznej.

Szczególnie duże zainteresowanie obiegami gazowymi wykazywała Wielka Brytania. Obecnie zaniechano większości badań w tym kierunku. Pokładane nadzieje nie spełniły się, a otrzymane wyniki były niewspółmierne do poniesionych kosztów. Rozwiązania tego typu były niewątpliwie interesujące ze względu na możliwość stosowania wysokich temperatur (do 1300 [°C] na wylocie z reaktora), prostych obiegów, niższych kosztów turbiny gazowej i wysokiej niezawodności. W przypadku układu dwuobiegowego możliwe jest wykluczenie w maksymalnym stopniu wzajemnego oddziaływania niedostatecznie opanowanego reaktora wysokotemperaturowego, co pozwala w pierwszym etapie rozwoju jądrowych siłowni z turbinami gazowymi przebadać w krótszym czasie ich własności eksploatacyjne oraz spodziewać się udoskonaleń obu elementów. Uzyskane doświadczenia pozwalają następnie na przejście do realizacji jednoobiegowych siłowni z reaktorami wysokotemperaturowymi.

Chłodziwo reaktora dwuobiegowej siłowni z turbiną gazową powinno uczynić zadość wymogom jądrowo-fizycznym, korozyjnym, cieplno-technicznym, które to prowadzą do wyboru He lub CO_2 jako czynnika roboczego. W jednoobiegowej siłowni jądrowej względem gazu będącego jednocześnie medium roboczym, stawia się dodatkowe wymagania. Gaz powinien być odporny na reakcje chemiczne z materiałami reaktora i obiegu turbomaszyn, nie powinien aktywować się, a ponadto powinien zapewnić wysoką sprawność cieplną turbiny. Dobrym medium roboczym w jednoobiegowej siłowni jądrowej z turbiną gazową, nie ulegającym aktywacji, jest hel. Jednak wysoka cena ogranicza jego szersze zastosowanie. Względem konstrukcji turbin pracujących na helu stawia się wysokie wymogi, wynikające z właściwości fizycznych helu. Większa niż u innych gazów pojemność i przewodność cieplna umożliwia budowę wymienników ciepła o mniejszych wymiarach. Jedną z zasadniczych zalet jest obojętność chemiczna i to w wysokich temperaturach.

Niektóre materiały żaroodporne w obecności helu przy temperaturze 900 [°C] stają się kruche. Dwutlenek węgla CO_2, stosowany w pracujących siłowniach jądrowych może być również wykorzystany jako medium robocze turbiny gazowej. Jednak przy temperaturach 430÷500 [°C] należy liczyć się ze wzrastającą dysocjacją CO_2, prowadzącą do powstawania CO i wypalania moderatora grafitowego. Można temu zapobiec przez pokrycie grafitu odpornymi na wyższe temperatury stopami chromo-niklowymi albo też zastosować inne kosztowniejsze moderatory (Be, BeO, ZrH). Dla uniknięcia dysocjacji

wymagane jest wyższe ciśnienie, co w przypadku jednoobiegowej siłowni z turbiną gazową powoduje konieczność wzrostu stopnia sprężenia, dla osiągnięcia optymalnej sprawności obiegu. Ostatnia okoliczność z najniższą przewodnością i pojemnością cieplną CO_2 wpływa na większy ciężar turbozespołu.

Zastosowanie N_2 - azotu jako medium cieplnego instalacji reaktorowych w dwuobiegowych siłowniach nie jest korzystne i dlatego rozpatruje się go tylko jako jeden z możliwych czynników cieplnych w siłowaniach jednoobiegowych. Azot podlega stosunkowo słabej aktywacji, nie powoduje utleniania grafitu, umożliwiając stosowanie go jako moderatora, ale może powodować przy temperaturze powyżej 500 ^{o}C azotowanie stali. Bronić się można przed tym przez dodanie do obiegu około 0,5% tlenu. Co jednak wymaga stosowania pokryć grafitu, dodatkowych osłon, innych moderatorów. Istotną zaletą azotu jest podobieństwo jego własności cieplno-fizycznych z takimiż własnościami powietrza.

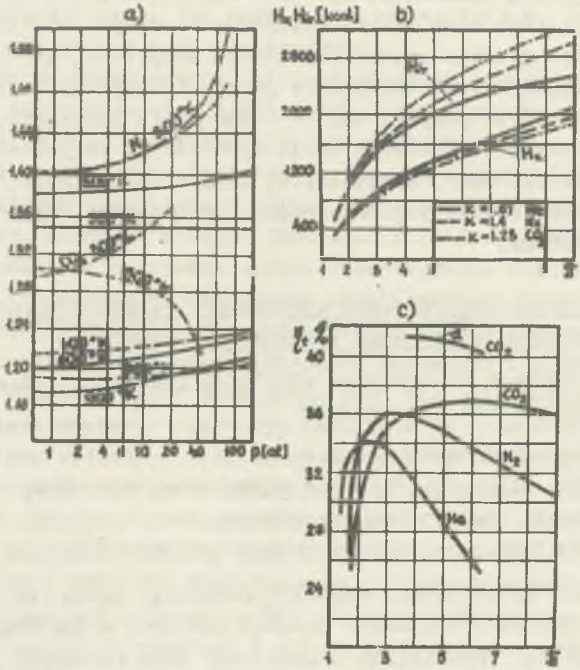
3.1. Cechy charakterystyczne konstrukcji turbin i sprężarek w jądrowych siłowniach z turbinami gazowymi

Na konstrukcję turbomaszyn cieplnych jądrowych siłowni z turbinami gazowymi wpływa wiele czynników:

- podstawowy schemat siłowni,
- rodzaj, własności fizyczne i parametry czynnika,
- sprawność termodynamiczna obiegu,
- pozostające w dyspozycji materiały konstrukcyjne.

Aby wyjaśnić wpływ wyboru czynnika roboczego (gazu) na wskaźniki ekonomiczne i ciężarowo-wymiarowe siłowni jądrowej z turbinami gazowymi pracującymi w obiegu zamkniętym, należy obok jego własności jądrowo-fizycznych wziąć pod uwagę własności cieplno-techniczne i fizyczne. Badania w tym zakresie prowadzone w szczególności przez firmę "Escher-Wyss" wykazały, że dane dotyczące sprawności obiegu, wymiarów turbomaszyn i wymienników cieplnych otrzymane przez porównanie jednostkowej pojemności cieplnej różnych gazów, podlegają istotnym zmianom, jeśli wziąć pod uwagę, że względna zmiana ogólnych strat ciśnienia w obiegu ($\Delta p/p$), wynosząca według opinii Kellera i innych autorów 10÷15%, może się zmieniać w określonych granicach. Okazuje się, że możliwe są celowe zmiany sprawności siłowni i dla tego sprawność obiegu turbiny gazowej nie może być zasadniczym kryterium wyboru optymalnego ekonomicznie gazu. Jedynie w przypadku założenia jednakowych wymiarów wymienników ciepła i temperatury przed turbiną t_1 konieczne jest przyjęcie tego kryterium dla różnych czynników, strat ciśnienia Δp stopnia regeneracji i szeregu innych charakterystyk. Na rysunku 4 przedstawiono rezultaty badań Bammerta. Najniższą sprawność posiada turbina pracująca helem, następnie azotem, zaś wyższą CO_2. Optymalne stopnie wzrostu ciśnienia dla tych gazów wynoszą: 2,2; 3,2; 5.5. Charakterystycz-

ne, że zarówno w przypadku zastosowania azotu przy $2,2 \leqslant \pi \leqslant \pi_{op}$, jak i CO_2 przy $2,8 \leqslant \pi \leqslant \pi_{op}$, można otrzymać wyższą sprawność niż w przypadku obiegu z helem. Wzrost sprawności obiegu zamkniętego na CO_2 w obszarze bliskim nasycenia (krzywa d, rys. 4), w porównaniu z obiegami czynników, których własności zbliżają się do własności gazu idealnego, tłumaczy się niską wartością pracy sprężania dla CO_2 przy $pv \ll RT$.



Rys. 4. Zależności wg danych Bammerta:
a) wykładnik izentropy K i stosunki ciepła właściwego (C_p/C_v) w funkcji temperatury i ciśnienia, b) spadek entalpi w turbinie H_{it} i wzrost entalpi w sprężarce H_k w funkcji liczby sprężu, c) wpływ wykładnika izentropy K na sprawność obiegu turbiny gazowej przy stałych stratach ciśnienia oraz optymalny stosunek sprężu π w pobliżu punktu krytycznego (d)

W siłowniach dwuobiegowych najbardziej przydatnym czynnikiem w obiegu wtórnym niezaktywowanym jest powietrze. Konstrukcja turbiny gazowej w takim obiegu nie powinna się różnić od turbin gazowych z komorami spalania na paliwo organiczne. Komora spalania zostaje zastąpiona nagrzewnicą powietrza. Jeśli zastosować He, N_2 lub CO_2, to na skutek specjalnych własności cieplno-fizycznych tych gazów zajdą zmiany konstrukcji turbiny. Natomiast, jeśli zastosować N_2, He, CO_2 i ich mieszaniny w roli czynników roboczych w jednoobiegowych siłowniach jądrowych z turbinami gazowymi, to wtedy skażenie radioaktywne i konieczność dezaktywacji elementów siłowni

mogą wywrzeć dodatkowy wpływ na konstrukcję turbiny. Aby zapobiec lub zmniejszyć aktywację elementów turbiny należy wyeliminować przedostawanie się zaktywowanych cząstek gazu do turbiny i wymienników ciepła. Najbardziej skuteczne byłoby w tym przypadku ciągłe filtrowanie całego strumienia gazu. Takie rozwiązanie jest jednak nie do przyjęcia ze względu na znaczne zwiększenie wymiarów i dodatkowego wyposażenia oraz znaczne straty energetyczne. Dlatego zwykle zadawalamy się bocznikowymi systemami oczyszczania gazu przewidywanymi na przepływ 0,1÷1% ogólnej ilości gazu. Ponieważ przy tym substancje radioaktywne dostają się do wnętrza turbiny i wymienników ciepła, konstrukcje ich nie powinny posiadać martwych stref w których substancje te mogłyby zalegać i gromadzić się. Omywane przez gaz powierzchnie powinny być dokładnie obrobione i utrzymane w idealnej czystości. Naturalnie wszystko to wpłynie na konstrukcję turbiny.

Rozpatrzmy wpływ wyboru czynnika na zmiany takich parametrów konstrukcyjnych turbomaszyn jak: liczba stopni i prędkość obwodowa układu łopatkowego u_2. Wielkość prędkości u_2 ograniczona jest względami wytrzymałościowymi i nie przekracza 350÷450 [m/s]. Sprawność stopni określona jest w zasadzie stosunkiem (u/c_1), gdzie: c_1 – szybkość przepływu gazu.

Ilość stopni z i całkowity izentropowy spadek H_s entalpii czynnika, związane są zależnością:

$$z = \frac{2 H_s}{c_1^2}.$$

Z przeprowadzonych przez Kellera analiz wynika, że przy równych prędkościach obwodowych największą liczbę stopni powinny mieć turbiny helowe, a jednocześnie dla CO_2 liczba ta jest nieco mniejsza niż dla N_2. Te zaś wyniki świadczą o tym, że można osiągnąć równość liczby stopni przez zwiększenie o 90–140% prędkości obwodowych turbinach helowych. Najbardziej wolnobieżne powinny być turbomaszyny w przypadku użycia CO_2.

Przytoczone fakty potwierdzają złożoność konstrukcji turbin helowych, o ile nie występują dodatkowe ograniczenia. Takie ograniczenia występują obecnie względem dopuszczalnej prędkości gazu (ze względu na sprawność turbiny nie powinna przekroczyć prędkości rozchodzenia się dźwięku w gazie). Tak więc ze względu na ograniczenia odnośnie wielkości prędkości obwodowych nie może być w pełni wykorzystana możliwość krańcowego zmniejszenia liczby stopni w turbinach pracujących na helu. Rzeczywiście, w przypadku $(u/c_1) = 0,5$ i $u = 350$ [m/s], przy $T_1 = 700$ [°C], $c_1 = 700$ [m/s], podczas gdy $a_{He} = 1340$ [m/s]: (Ma) = 0,522. W danej temperaturze można by osiągnąć (Ma) = 1 przy $u = 670$ [m/s], co dla wysokotemperaturowych konstrukcji jak dotąd jest problematyczne. W turbinach na powietrze, CO_2, N_2 liczba Macha (Ma) = 1 jest osiągana przy znacznie niższych prędkościach obwodowych, co ogranicza możliwość zwiększenia u. W związku z tym, dla turbin na N_2 i CO_2, specjalnej wagi nabiera rozwiązanie problemu produk-

oji agregatów turbinowych i sprężarkowych, niezawodnie i ekonomicznie pracujących przy ponaddźwiękowych prędkościach gazu.

Ze wzrostem wielkości ciśnienia w obiegu jądrowej siłowni z turbiną gazową, łącznie z trudnościami technologicznymi i eksploatacyjnymi, wiąże się poprawa wskaźników wymiarowych i ciężarowych turbomaszyn. Dla geometrycznie podobnych turbomaszyn, w warunkach zachowania jednakowych temperatur i prędkościach przepływu gazu, słuszne są orientacyjne stosunki zasadniczych charakterystyk w zależności od stosunku $\pi^* = (p11/p12)$:

- średnia $D = \frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{\sqrt{\pi^*}}$

- liczba obrotów $n = \frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\pi^*}$

- długość wirnika $L = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\sqrt{\pi^*}}$

- ciężar wirnika $G = \frac{g_1}{g_2} = \left(\frac{1}{\sqrt{\pi^*}}\right)^3$.

Podsumowując należy podkreślić niektóre charakterystyczne własności turbiny gazowej:

- szybkobieżność maszyn pracujących na N_2 i CO_2 jest wyraźnie mniejsza niż w przypadku He, co przy uwzględnieniu możliwości zastosowania mniejszej ilości stopni pozwala spodziewać się większej niezawodności i niższych kosztów;
- zwiększając ciśnienie w turbinie gazowej pracującej przy pomocy N_2 i CO_2 można osiągnąć takie same wymiary ich wymienników ciepła jak i w turbinach pracujących przy pomocy helu;
- niezależnie od wad, związanych z zastosowaniem helu, użycie go pozwala na osiągnięcie najmniejszych wymiarów turbiny gazowej, ponieważ ze względów technologicznych nie jest możliwe nieograniczone zwiększenie ciśnienia w obiegach turbin gazowych pracujących przy pomocy N_2 i CO_2.

LITERATURA

1. ACKERET J., KELLER C.: Die Kraftanlagen mit geschlossenem Heisluft--Kreislauf Enginering 1946, t. 4.
2. ACKERET J., KELLER C.: Aerodynamische Wärmekraftmaschinen mit geschlossen Kreislauf VDI-Z 1941, t. 4.
3. FLATT F.: Dampfturbinen bei Rotglut, E.W. Mitteilungen nr 2, t. 29, 1956.
4. SCHANZ F.: Konstruktive Neuerungen am Escher Wyss, nr 2, t. 13, 1961.
5. Schweizerische Bauzeitung H10 1966 (ASME).
6. Siemens-Zeitschrift, 1969.
7. Sonderheft über geschlossenen Gasturbinen EWC - 1966.
8. Status of Nuclear Power Plants, 1969.
9. Technische Rundschau Nr 31, 1966.
10. Welt Kraft Konferenz 1964, Bericht 65.
11. ПОЗДЕЕВ А.В.: Судовые атомные энергетические усрановки, "Судистроение" 1964.
12. МАРГУЛОВА Т.Х.: Расчет и проектирование парогенераторов атомых электросранции, "Гисэнергиздат" 1962.
13. МАТВЕЕВ М.А.: Энергооборудование атомных электросранции,"Госэнергоиздат" 1961.
14. Доклады иностранных на Международной Конференции по мирному использованию атомной энергии, Женева 1955.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ТУРБИН В ЯДЕРНЫХ УСРАНОВКАХ

Р е з ю м е

На фоне развивающейся ядерной энергетики сделан обзор самых значительных проблему конструирования и эксплуатации тепловых турбин в ядерных электростанциях, применяя новые решения и направления в строительстве этих машин.

CERTAIN PROBLEMS OF THERMINAL TURBINES IN NUCLEAR POWER PLANTS

S u m m a r y

The aim of this paper is to give a survey of the most important problems concerning construction and exploitation of thermal turbines in nuclear power plants, turning attention to the newest solutions and tendencies in construction of these machines.