

Siłownie powietrzno-parowe

Maszyny Przepływowe

pod redakcją
Eustachego S. Burki

tom 31

Polska Akademia Nauk
Instytut Maszyn Przepływowych

Józef Antoni Goliński
Krzysztof Jan Jesionek

Siłownie powietrzno-parowe

Wydawnictwo Monograficzne
Maszyny Przepływowe
IMP PAN Gdańsk

Komitet Redakcyjny
Redaktor Naukowy: EUSTACHY E. BURKA
Członkowie: JAN KICIŃSKI, JAROSŁAW MIKIELEWICZ,
JERZY MIZERACZYK, WIESŁAW OSTACHOWICZ
JACEK POZORSKI, MARIAN TRELA

Adres Redakcji:
Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. J. Fiszera 4, 80-952 Gdańsk

Obwolutę, okładkę i stronę tytułową projektował

Edward Kostka

Copyright by Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk, Gdańsk 2009

ISBN 978-83-88-237-17-1

Utwór w całości ani we fragmentach nie może być powielany ani rozpowszechniany za pomocą urządzeń elektronicznych, mechanicznych, kopiujących, nagrywających i innych bez pisemnej zgody posiadacza praw autorskich.

Printed in Poland

Instytut Maszyn Przepływowych PAN – Wydawnictwo Gdańsk 2009

Spis treści

Przedmowa	9
Oznaczenia	11
Rozdział I. Wprowadzenie	21
1. Konwersja zasobów energetycznych	21
2. Hierarchiczne układy energetyczne	22
3. Siłownia dwuczynnikowa – binarna	23
4. Teoretyczne układy termodynamiczne i ich związek z obiegami wielostopniowymi.....	25
5. Zasadnicze układy turbogazowe – pierwowzory	32
6. Geneza otwartego układu turbogazowego o spalaniu po stronie wydechu	35
Literatura.....	36
Rozdział II. Zmodyfikowany układ turbogazowy ze spalaniem zewnętrznym i jego możliwości zastosowania	38
1. Wstęp.....	38
2. Zmodyfikowany układ z ogrzewaniem po stronie wydechu.....	30
3. Przykład liczbowy	44
4. Sprawność termiczna układu o poczwórnym rozprężaniu	50
5. Sprawność termiczna układu o potrójnym rozprężaniu	54
6. Zależność między sprawnością termiczną a ogólnym stosunkiem sprężenia	55
7. Proponowana instalacja	60
8. Wnioski	63
9. Zalecenia wynikające z badań układów turbo-powietrznych z ogrzewaniem po stronie wydechu	64
Literatura.....	65
Rozdział III. Zastosowanie upustów powietrza sprężonego do celów kogeneracji	66
1. Ogólny opis instalacji pracującej z upustem powietrza	66
2. Algorytm obliczeń sprawności ogólnej układu (różne warianty „upustów”).....	68
2.1. Praca układu bez upustu powietrza	68
2.2. Praca układu przy różnych wariantach upustu	70
3. Wnioski	82
Literatura.....	82
Rozdział IV. Współpraca układów turbinowych z instalacjami do zgazowania węgla	83
1. Gazyfikacja w sprężonych układach kogeneracyjnych	83
2. Generator biogazu scalony z turbinowym układem kogeneracyjnym w przemyśle drzewnym i papierniczym.....	85
3. Właściwości gazu generatorowego PRENFLO stosowanego w wysokosprawnych	

układach turbogazowych	86
4. Układy binarne dające możliwość czystego i bardziej ekonomicznego spalania węgla ..	89
5. Ogólne informacje odnośnie do procesów zachodzących w generatorach gazu	93
6. Dane techniczne dotyczące generatora Lurgiego	94
7. Podsumowanie	96
Literatura	97
Rozdział V. Opis instalacji oraz obliczenia wstępne sprzężonego układu wielostopniowego turbin powietrznych i parowych	99
1. Dobór parametrów czynników, ilustracja procesów termodynamicznych oraz wyznaczenie strumieni masy czynników	99
1.1. Założenia podstawowe	99
1.2. Interpretacja wykresu entropowego połączonych obiegów według diagramów przepływowych	107
1.3. Strumień masy czynników	110
2. Obliczenie ogólnej sprawności termicznej układu oraz stosunku mocy turbin parowych i powietrznych	113
2.1. Sprawność ogólna układu	113
2.2. Stosunek mocy turbin	117
3. Sprawność termiczna zespołu turbin parowych przy wyłączonym zespole turbin powietrznych	117
3.1. Efektywna moc turbozespołu	117
3.2. Ciepło do wytworzenia i przegrzania pary	118
3.3. Sprawność termiczna turbozespołu parowego	119
4. Zapotrzebowanie paliwa	119
4.1. Zapotrzebowanie paliwa przy pełnym obciążeniu połączonych układów	119
4.2. Zapotrzebowanie paliwa przy wyłączonym zespole turbin powietrznych T3 i T4 ..	120
5. Instalacja proponowana (szczegóły techniczne)	121
6. Wnioski	125
Literatura	126
Rozdział VI. Sprzężony układ wielostopniowy zespołów turbin powietrznych i parowych. Analiza sprawności	127
1. Skorygowane dane układu obliczonego („drugie przybliżenie”)	127
2. Algorytm obliczeń podstawowych danych do wyznaczenia ogólnej sprawności termicznej kombinowanego układu powietrzno-parowego	134
2.1. Moc jednostkowa turbin powietrznych dla wielostopniowych procesów sprężania i rozprężania	134
2.2. Wyznaczanie strumieni masy i temperatur spalin wymiennika ciepła	135
2.3. Określenie ogólnej sprawności termicznej układu binarnego	143
2.4. Obliczenia sprawdzające bilansu cieplnego	146
3. Czynniki wpływające na ogólną sprawność termiczną wielostopniowej instalacji z ogrzewaniem po stronie wydechu. Przykłady liczbowe	148
3.1. Wpływ temperatury wlotowej powietrza	148
3.2. Moc jednostkowa netto, wskaźnik sprawności oraz sprawność ogólna jako funkcja ogólnego stosunku sprężania	149
4. Zastosowanie temperatury wlotowej 800 °C	152
4.1. Możliwości zwiększenia sprawności ogólnej układu kombinowanego o temperaturze dolotowej powietrza roboczego $t_3 > 760$ °C	152
4.2. Ogólna sprawność termiczna układu – tylko z dwoma podgrzewaczami – tzn.	

układu 4C/3T dla $t_3 = 800\text{ }^\circ\text{C}$	155
4.3. Przypadki specjalne zastosowania wielostopniowych układów kombinowanych...	156
5. Wnioski	161
Literatura.....	161
Rozdział VII. Konstrukcja i obliczenia uźebrowanej komory spalania	163
1. Wstęp.....	163
2. Algorytm obliczeń wymiarów komory spalania.....	164
3. Wyznaczanie strumieni masy oraz współczynników nadmiaru powietrza	165
4. Dobór wymiarów komory spalania.....	168
5. Sprawdzenie mocy cieplnej absorbowanej przez powietrze chłodzące	174
6. Obliczenie temperatur na powierzchni żeber	176
7. Wyznaczenie wartości ciepła promieniowania i konwekcji.....	180
8. Wymiana ciepła w strefie mieszania.....	186
9. Sprawdzenie różnicy temperatur całkowitych czynników według wartości ogólnych współczynnika przekazywania ciepła	188
10. Straty ciśnienia	191
11. Rozszerzalność cieplna elementów.....	191
12. Przeciwprądowa komora spalania	192
13. Wnioski	197
Literatura.....	197
Rozdział VIII. Ekranowanie zamiast wysokotemperaturowych wymienników konwekcyjnych	198
1. Wstęp.....	198
2. Wykreślne metody obliczania ilości ciepła promieniowania wymienianego w komo- rach spalania	200
2.1. Uwagi ogólne	200
2.2. Wymiana ciepła promieniowania między gazem nieświecącym a ścianami komory spalania (wg Schacka)	201
2.3. Promieniowanie świecącego płomienia (według Hottela).....	207
2.4. Metoda Ledinegga.....	210
2.5. Dobór wymiarów komory spalania	216
3. Przykład siłowni binarnej z ekranowaną komorą spalania na gaz ziemny.....	217
3.1. Schemat przepływowy i opis instalacji	217
3.2. Algorytm obliczeń ogólnej sprawności termicznej siłowni.....	218
4. Obliczanie komory spalania na gaz ziemny wyposażonej w ekranowanie	225
4.1. Określenie ogólnych wymiarów komory spalania	225
4.2. Obliczenie wartości strumieni promieniowania dla stref – Z1 i Z2.....	228
4.3. Obliczenia sprawdzające	238
4.4. Strumienie masy powietrza spalania i gazu ziemnego w palnikach	247
5. Kryteria stosowania układów binarnych z komorami spalania wyposażonymi w ekra- ny promieniowania	248
6. Wnioski	252
Literatura.....	252
Rozdział IX. Ekranowane komory spalania w siłowniach binarnych opalanych pyłem węglowym	254
1. Wstęp.....	254
2. Uzasadnienie stosowania komór spalania wyposażonych w ekrany wodno-parowe	

oraz powietrzne	255
2.1. Schematy przepływowe siłowni dwuczynnikowych z ekranowanymi i nieekranowanymi komorami spalania	255
2.2. Schematy przepływowe siłowni dwuczynnikowych z komorami spalania wyposażonymi w ekrany powietrza sprężonego	258
3. Zasady oraz przykład obliczenia wymiarów komory spalania i ciepła promieniowania spalin świecących	262
3.1. Uwagi ogólne	262
3.2. Wzory empiryczne wg Eckerta oraz Hottela	263
3.3. Określenie ogólnych wymiarów komory spalania	267
4. Zasady obliczania ekranów promieniowania dla powietrza roboczego turbiny	268
4.1. Równania bilansu cieplnego i wynikające z nich związki między poszczególnymi wielkościami	268
4.2. Określenie przybliżonego współczynnika wnikania α_c , uwzględniającego wpływ konwekcji	272
4.3. Obliczenia strumienia ciepła promieniowania oraz zastępczego współczynnika α_R	274
4.4. Obliczenie średniej logarytmicznej różnicy temperatur między czynnikami, współczynnika wnikania ciepła wewnątrz rur ekranujących oraz prędkości przepływu powietrza i średnicy rur	275
4.5. Wyznaczenie liczby rur ekranu	277
4.6. Moce cieplne zespołu rur w nawiązaniu do równań bilansu (IX.4.1)	277
4.7. Schemat konstrukcyjny ekranu	281
5. Alternatywne rozwiązanie konstrukcyjne komory spalania z dwoma systemami ekranującymi	283
5.1. Ogólny opis systemów ekranujących oraz wysokotemperaturowego wymiennika ciepła	283
5.2. Wyznaczenie potrzebnych wartości temperatur	283
5.3. Wymiary komory spalania	286
5.4. Wyznaczenie wartości strumienia ciepła q_R oraz zastępczego współczynnika wnikania α_R	287
5.5. Obliczenie dolnego układu ekranującego (Z1)	288
5.6. Obliczenie górnego układu ekranującego (Z2)	292
5.7. Szczegóły techniczne	299
6. Podsumowanie	302
7. Uzupełnienie	302
Literatura	303
Rozdział X. Alternatywne koncepcje konstrukcyjne ekranów promieniowania instalowanych w komorach spalania	305
1. Układ ekranujący o współprądowym przepływie czynnika ogrzewanego (System A)	305
1.1. Ogólna charakterystyka konstrukcyjna ekranu systemu A	306
1.2. Wymiary komory spalania i ciepło promieniowania wymienione między spalinami a ściankami rur ekranu	307
1.3. Wykres zmian temperatur spalin i powietrza	308
1.4. Temperatury spalin, początkowa i końcowa	309
2. Układ ekranujący o współprądowo–przeciwprądowym przepływie czynnika ogrzewanego (system B), rury pojedyncze o przekroju kołowym	311
2.1. Ogólna charakterystyka konstrukcyjna ekranu systemu B	311
2.2. Wyznaczenie średniego strumienia ciepła promieniowania wymienionego między płomieniem a ściankami rur ekranujących	313

2.3. Wyznaczenie średniej prędkości przepływu powietrza oraz średnicy wewnętrznej rur	316
2.4. Liczba rur i ogólne wymiary układu	321
2.5. Sprawdzenie mocy cieplnych przekazanych powietrzu wewnątrz rur ekranujących	324
2.6. Spadek temperatury między powierzchniami zewnętrzną i wewnętrzną rury	326
2.7. Sprawdzenie temperatury ścianki rury w przekroju wylotowym powietrza ($t_{a3} = 760\text{ }^{\circ}\text{C}$) oraz w przekroju szczytowym	326
2.8. Ogólny współczynnik przenikania ciepła między spalinami a powietrzem przepływającym wewnątrz rur ekranujących	328
2.9. Wydłużenie termiczne rur ekranujących	330
2.10. Spadek ciśnienia powietrza w rurach	331
2.11. Omówienie wyników obliczeń	333
3. Układ ekranujący o współprądowo–przeciwprądowym przepływie czynnika ogrzewanego (system B1– rury podwójne o przekroju pierścieniowym)	335
3.1. Zależności funkcyjne konieczne dla wyznaczenia wymiarów zasadniczych układu rur w systemie B1	335
3.2. Sprawdzenie liczb Reynoldsa oraz współczynników wnikania ciepła według przyjętych stosunków $\bar{w}_a / \bar{\alpha}_i$	338
3.3. Wymiary zasadnicze oraz liczba rur dla omawianego układu	341
3.4. Sprawdzenie wartości temperatur ścianek rur	344
3.5. Spadek ciśnienia powietrza ogrzewanego	345
3.6. Wydłużenia termiczne rur	346
3.7. Zastąpienie rur podwójnych w drugim rzędzie rurami pojedynczymi, czyli zmiana przekroju pierścieniowego na równoważny przekrój kołowy	349
3.8. Ogólna charakterystyka konstrukcyjna systemu ekranującego B1	350
4. Korzyści wynikające z zastosowania rur podwójnych z ożebrowaniem wewnętrznym (system B1Z)	350
4.1. Dane porównawcze dla różnych przekrojów rur	350
5. Możliwość zastosowania rur pojedynczych ożebrowanych wewnątrz	356
5.1. Parametry geometryczne rury ożebrowanej wewnątrz	356
5.2. Osiągalny przyrost temperatury czynnika i średnia różnica temperatur czynnika i ścianki rury	361
5.3. Różne możliwości zastosowania rur z żebrami wewnętrznymi	362
5.4. Przykład – Obliczenia międzystopniowej chłodnicy powietrza dla szeregowego układu sprężarek	363
6. Podsumowanie	372
Literatura	373

Dodatek

Uwagi dotyczące sporządzania wykresów entropowych (wykresów ciepła) oraz współczynnika nadmiaru powietrza spalania dla układów binarnych	375
D.1. Opis ogólny	375
D.2. Działania liczbowe	379
D.3. Wzory pomocnicze dla obliczenia wartości nie zamieszczonych w tablicach	380
D.4. Kreślenie krzywych dla wykresu wspólnego	382
D.5. Kontrolny wykres ciepła	385
D.6. Spadek ciśnienia czynników w przewodach oraz w wymiennikach ciepła	387
D.7. Wykreślna metoda wyznaczania współczynnika nadmiaru powietrza dla danej temperatury spalin	387

D.7.1. Zasada budowy wykresu	387
D.7.2. Obliczenia strumienia masy spalin oraz wartości opalowej	390
D.7.3. Obliczenia do wykresu spalania $H_g-\lambda$	393
D.7.4. Przykład interpretacji wykresu spalania (wg. rys. D.4)	397
D.8. Wykres Rosina–Fehlinga i jego spójność z wykresem spalania	398
D.9. Uzupełnienie przykładu liczbowego (p. VI.2.2) wykresem dla paliwa „standardo- wego”	402
Literatura.....	405
Skorowidz	406
Skorowidz nazwisk	419

Przedmowa

Niniejsza książka to wynik współpracy dwóch autorów należących do kolejnych generacji. Józef Antoni Goliński spędził swoją młodość i uzyskał średnie wykształcenie przed drugą wojną światową. Krzysztof Jan Jesionek urodził się w ostatnim jej roku i miał możliwość – od początku – żyć i uzyskać pełne wykształcenie w powojennej Polsce.

Profesor Goliński pracował ponad 8 lat w przemyśle maszynowym już przed wojną i zdołał uzupełnić swoje wyższe wykształcenie w kraju i za granicą w pierwszych latach powojennych w dziedzinie konstrukcji maszyn, miał również możliwość zapoznać się w Kanadzie z dziedziną turbin gazowych oraz drgań mechanicznych. Prof. Jesionek natomiast ukończył studia na Politechnice Wrocławskiej. Odbył staż naukowy w Katedrze Turbin Parowych i Gazowych w Moskiewskim Instytucie Energetycznym. Jest specjalistą w dziedzinie maszyn przepływowych oraz w technice cieplnej.

Treścią książki są przede wszystkim koncepcje konstrukcyjne i związane z nimi obliczenia energetyczno-cieplne, zaczerpnięte z artykułów opracowanych w ostatnim 10-leciu przez prof. Golińskiego, który jako członek stowarzyszenia amerykańskiego (ASME) brał udział w organizowanych przez to stowarzyszenie¹ konferencjach międzynarodowych. Jest to seria ośmiu artykułów, których tytuły podano w spisach literatury. Uzyskano przy tym konieczne zezwolenie ASME dotyczące praw autorskich. Dzięki współpracy autorów udało się związać ten materiał w jedną całość, a po jego znacznym rozszerzeniu – uzyskać postać monograficzną. Autorzy wierzą, że niniejsza książka będzie pomocna zarówno dla studentów opracowujących projekty z zakresu siłowni cieplnych, jak i dla specjalistów – termoenergetyków. Wymagana jest jednak znajomość podstaw teorii maszyn przepływowych i podstaw wymiany ciepła.

Niniejsza monografia jest zbiorem zagadnień cieplno-mechanicznych z kilku dziedzin wzajemnie się przenikających. Nie ma bowiem w praktyce dziedzin całkowicie wyizolowanych. Rozważając zagadnienia począwszy od termodynamiki, obejmującej zjawiska traktowane statycznie i chemii spalania, poprzez mechanikę płynów i wymianę ciepła aż do obliczeń i konstrukcji uźebrowanych komór spalania oraz ekranów promieniowania, staje się jasne, że zasób wiadomości wymaganych od konstruktora elementów siłowni cieplnych musi być szeroki, zwłaszcza gdy chodzi o całość przedsięwzięcia.

¹ ASME (American Society of Mechanical Engineers). Józef Antoni Goliński jest członkiem ASME, obecnie członek dożywotni (Life-member).

W omawianej pracy z konieczności pominięto zagadnienia dotyczące obliczeń teoretycznych i konstrukcji turbin gazowych oraz parowych, które należy traktować jako osobny zbiór zagadnień.

W pracy celowo pominięto także całą problematykę bardzo szeroko omawianych w literaturze układów gazowo-parowych z turbinami gazowymi ze spalaniem bezpośrednim (wewnętrznym). Skoncentrowano się wyłącznie na siłowniach binarnych, w których czynnikami roboczymi są powietrze oraz para wodna. Rozpatrywane są złożone układy sprężarek i turbin powietrznych (ze spalaniem zewnętrznym), w których spaliny służą zarówno do podgrzewania powietrza roboczego, jak i do generowania pary wodnej. Omawiane systemy są także przydatne do celów kogeneracji.

Przedstawiono zasadę budowy wielostopniowych układów turbinowych o spalaniu zewnętrznym oraz udokumentowano korzyści wynikające ze skojarzenia układów turbin powietrznych z turbinami parowymi. Do najważniejszych korzyści należy tu zaliczyć ogólną sprawność termiczną układów dwuczynnikowych (zwanymi również układami binarnymi) wynoszącą od 44 do 50% i więcej. Układ o spalaniu zewnętrznym nadaje się przede wszystkim do spalania paliw ciężkich, podobnie jak w siłowniach parowych.

Istnieją jednakże jeszcze dwa aspekty zastosowania układów o spalaniu zewnętrznym, które powinno się wziąć pod uwagę, mianowicie zanieczyszczenie rurek i kanałów w wymiennikach ciepła oraz zanieczyszczenie atmosfery.

Najprostszym rozwiązaniem wydaje się w danym przypadku zastosowanie gazu ziemnego jako paliwa, który nadaje się zarówno do układów o spalaniu zewnętrznym, jak i wewnętrznym. Ale to nie zawsze wchodzi w rachubę. Spalanie „czyste” możliwe jest również w przypadku zastosowania gazu wyprodukowanego z węgla i dlatego autorzy niniejszej pracy podjęli próbę opracowania koncepcji układu energetycznego, składającego się z binarnego układu napędowego (turbin powietrznych i parowych) skojarzonego z generatorem gazu węglowego, którą można by zaproponować przemysłowi energetycznemu. Samo rozwiązanie konstrukcyjne instalacji do zgazowania węgla należałoby pozostawić specjalistom w dziedzinie technologii węgla (zresztą generatory gazu znane są już od kilkudziesięciu lat), a wysiłki skierować przede wszystkim ku rozwiązaniu koncepcyjnemu układu napędowego.

Niniejsza praca – jako zbiór mozolnie zebranych danych liczbowych i wzorów obliczeniowych – ma raczej potencjał techniczny, bez wnikania w słuszność obranych metod teoretycznych. Odpowiada na pytanie, jak wykonać dany system, bez dyskusji, czy procedura którą się stosuje jest możliwie najlepsza.

Oдноśnie zaprezentowanych obliczeń należy podkreślić, że przykłady, podane w kolejnych rozdziałach, są w pewnym stopniu ze sobą powiązane, ponieważ wyniki uzyskane w poprzedzającym rozdziale służą zazwyczaj jako dane w rozdziale następnym. Celowo nie zwracano tu uwagi na komputeryzację obliczeń, chociaż główne akcenty pracy dotyczą metodyki projektowania układów generacji energii (elektrycznej i cieplnej) i ich podzespołów. Intencją autorów było bowiem zapoznanie Czytelnika z różnego rodzaju procedurami wybranych zagadnień teorii i konstrukcji takich syste-

mów. Samo skomputeryzowanie omawianych obliczeń jest osobnym szerokim zagadnieniem związanym z modelowaniem zarówno zero- jak i trójwymiarowym. Docelowo wiąże się ono bowiem z obliczeniami wariantowymi układów np. energetyki rozproszonej i z optymalizacją ich struktur. Tak szeroki i znaczny nakład pracy ma sens w warunkach wyrażenia szerszego zainteresowania tymi problemami przez potencjalnych inwestorów.

Na zakończenie pragniemy podziękować serdecznie recenzentom pracy – Panom Profesorom Tadeuszowi J. Chmielniakowi (Politechnika Śląska) i Krzysztofowi Kosowskiemu (Politechnika Gdańska) za wnikliwe a jednocześnie przychylne opinie redakcyjne. Pozwoliły one poprawić jakość prezentowanej publikacji. Dziękujemy także studentom Wydziału Mechaniczno-Energetycznego Politechniki Wrocławskiej za pomoc w komputerowym przygotowaniu rysunków, zaś Panu Dziekanowi za wsparcie – nie tylko moralne.

Osobno dziękujemy Panu Profesorowi Eustachemu S. Burce, redaktorowi naukowemu renomowanej serii wydawniczej „Maszyny Przepływowe” za życzliwość, opiekę merytoryczną i ciągłą troskę o jakość dzieła.

Pragniemy także przekazać gorące podziękowania instytucjom i firmom:

Alstom Power S.A., Elbląg

Biuro Inżynierskie Automatyki Przemysłowej BIAP Sp. z o.o., Wrocław

Doosan Babcock Energy Polska Sp. z o.o., Rybnik

ECOENERGIA Sp. z o.o., Warszawa

Fabryka Kotłów SEFAKO S.A., Sędziszów

PGE Polska Grupa Energetyczna

PGE Elektrownia Bełchatów S.A., Rogowiec

PGE Zespół Elektrowni Dolna Odra S.A., Nowe Czarnowo

PKE S.A. Zespół Elektrociepłowni Bielsko-Biała

Polimex-Mostostal S.A., Warszawa

Prüftechnik Wibrem Sp. z o.o., Wrocław

Przedsiębiorstwo Usług Technicznych WIRCOM Sp. z o.o., Włocławek

Raciborska Fabryka Kotłów RAFAKO, Sp. z o.o., Racibórz

Towarzystwo Gospodarcze Polskie Elektrownie, Warszawa

TurboCare, Sp. z o.o., Wrocław

Zakłady Budowy Maszyn i Aparatury im. L. Zieleniewskiego S.A, Kraków

Zespół Elektrociepłowni Wrocławskich KOGENERACJA S.A., Wrocław,

które przyczyniły się do sfinansowania wydania tej książki. Jest to kolejny przykład pozytywnej więzi nauki z gospodarką.

*Józef A. Goliński
Krzysztof J. Jesionek*

Wrocław, sierpień 2009

Oznaczenia

- a – wymiar, m, mm
współczynnik absorpcji
- A – pole powierzchni, m^2
współczynnik emisji
- b – jednostkowe zużycie paliwa, kg/kg powietrza sprężanego lub roboczego
wymiar, m
zapotrzebowanie paliwa, kg/s, kg/h
- b_s – zużycie paliwa na sekundę, kg/s
- B – całkowite zużycie paliwa, kg/s, kg/h
stała
długość ściany komory spalania, m
- c – prędkość, m/s
- C – stała promieniowania, $W/(m^2 \cdot K^4)$
- c_p – ciepło właściwe pod stałym ciśnieniem, $kJ/(kg \cdot K)$
- d – średnica rury, m lub mm
- D – średnica cylindra, m
średnica zbiornika, m lub mm
średnica kolektora
- e – wymiar, m lub mm
- E – stała
- f – stosunek strumieni masy
stosunek paliwo/powietrze, kg/kg powietrza spalania
- F – pole powierzchni wymiany ciepła, m^2 lub mm^2
- g – grubość ścianki rury, m, mm
- G – stała
- h – entalpia właściwa, kJ/kg powietrza, spalin lub paliwa gazowego
współczynnik przejmowania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
wysokość, m
- H – entalpia całkowita, kJ/nm^3 paliwa, kJ/kg paliwa
– wysokość, m
- H_{sp} – entalpia właściwa, kJ/kg gazu lub powietrza

- i* – entalpia właściwa, kJ/kg
l – liczba obiegów elementarnych
k – wykładnik adiabaty lub przewodność cieplna, W/(mK)
K – stała
– liczba charakterystyczna
K – ogólny współczynnik przenikania ciepła, J/(m²·K)
l – długość (wysokość), m, mm
L – długość całkowita, m, mm
– stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza spalania, nm³/nm³ pal.
m – masa, kg
M – stała
n – prędkość obrotowa, obr/min
– liczba elementów (np. rur)
nm³ – normalny metr sześcienny (w temperaturze 0 °C i 760 mmHg)
N – moc, W, kW
Nu – liczba Nusselta
O – udział objętościowy, nm³/nm³ gazu
p – ciśnienie, bar = 10⁵ Pa lub Pa
P – moc elektryczna, W, kW
– moc cieplna, W, kW
Pr – liczba Prandtla
q – ciepło dostarczone czynnikowi, kJ/kg
– ciepło dostarczone do 1 kg powietrza lub paliwa gazowego
– strumień ciepła dostarczony lub absorbowany na jednostkę powierzchni,
W/m², kW/m²
– jednostkowa moc cieplna (właściwa), kW/kg
Q – ciepło całkowite, kJ
– moc cieplna, W, kW
– ciepło dostarczone lub absorbowane, W lub kW
– całkowita moc cieplna, kW
r – ciepło parowania, kJ/kg
– promień łuku, mm
R – stała gazowa indywidualna, kJ/(kg·K)
– średnia długość wiązki promieni, m
– współczynnik korekcyjny
Re – liczba Reynoldsa
s – entropia właściwa, kJ/(kg·K)
– podział poprzeczny rur, mm
St – liczba Stanton
t – temperatura, °C
– podział rur, mm
T – temperatura bezwzględna, K
u – obwód, m

- U – ogólny współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m^2 \cdot K \cdot l)$
 obwód zwilżony przekroju, m
 v – objętość właściwa, m^3/kg
 V – objętość, m^3
 objętość komory spalania, m^3
 w – względny strumień masy, kg/kg , (przepływ powietrza
 sprężonego $w = 1$)
 względny przepływ powietrza
 względny przepływ paliwa gazowego (dla powietrza roboczego $w = 1$)
 względny przepływ gazów spalinowych (dla powietrza roboczego $w = 1$)
 prędkość przepływu, m/s ,
 stosunek strumieni masy – kg/kg powietrza roboczego
 W – praca, kJ
 energia, kJ
 x – wilgotność pary wodnej
 z – ilość gazów spalinowych lub powietrza na $1kg$ lub nm^3 paliwa
 liczba żeber w przewodzie
 Z – stosunek strumieni masy powietrza roboczego, kg/kg pary
 Z_o – ogólny stosunek strumieni masy powietrza roboczego i pary wodnej,
 kg pow. rob./ kg pary wodnej

Oznaczenia greckie

- α – stosunek pracy uzyskanej do ciepła dostarczonego
 współczynnik wnikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
 kąt, ($^\circ$)
 β – stała
 kąt, ($^\circ$)
 γ – wykładnik izentropy
 δ – względny przyrost masy
 przyrost (spadek) temperatury (ciśnienia)
 Δ – różnica wartości parametrów, kJ , K , Pa
 η – sprawność zgazowania
 η_{Ci} – sprawność izentropowa sprężarki
 η_H – wskaźnik strat cieplnych
 η_{HC} – skuteczność przekazywania ciepła spalania w wymiennikach wysokotemperaturowych
 η_{HE} – współczynnik przekazywania ciepła spalania w wymiennikach wysokotemperaturowych
 η_{HR} – współczynnik przekazywania ciepła promieniowania w ekranowanych komorach spalania
 η_{th} – sprawność termiczna układu

- η_{Ti} – sprawność izentropowa turbiny powietrznej
 κ – liczba charakterystyczna
 ε_H – wskaźnik strat cieplnych (strata ciepła do otoczenia łącznie ze współczynnikiem sprawności spalania), ($\varepsilon_H = 0,98$)
 λ – współczynnik nadmiaru powietrza spalania
 współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m \cdot K)$
 A – równoważna grubość warstwy gazu, m
 współczynnik termicznej rozszerzalności liniowej, $m/(m \cdot K)$
 μ – dynamiczny współczynnik lepkości, Ns/m^2 , $(kg/m \cdot s)$
 stosunek mas
 Π – stosunek ciśnień
 stosunek sprężania
 stosunek rozprężania
 ρ – gęstość czynnika, kg/m^3
 ν – kinematyczny współczynnik lepkości, m^2/s
 ψ – wilgotność paliwa zgazowanego

Indeksy

- 1÷4 – oznaczenia kolejnych elementów
 a, A – dotyczy powietrza
 AT – dotyczy turbiny powietrznej
 B – dotyczy cyklu Braytona
 c – dotyczy sprężania lub spalania
 C – dotyczy sprężarki lub spalania
 CC – dotyczy Carnota
 Cc – dotyczy cyklu Carnota
 CN – dotyczy przewodzenia
 CV – dotyczy konwekcji
 d – dotyczy powietrza rozrzedzającego
 ex – dotyczy upustu
 f – dotyczy paliwa lub płomienia
 F – dotyczy żeber
 g – dotyczy gazów spalinowych lub gazu
 h – dotyczy „silnika gorącego”
 HE – dotyczy „silnika gorącego”
 dotyczy obiegu Ackereta–Kellera
 i – dotyczy procesu izentropowego lub wewnętrznego
 k – dotyczy kotła (generatora pary)
 dotyczy kolektora powietrza
 l – dotyczy wody
 graniczny upust

m	– mechaniczny masowy
n	– netto
o	– ogólny
p.r.	– dotyczy powietrza roboczego
p1	– dotyczy wysokociśnieniowego przegrzewacza pary
p2	– dotyczy wtórnego przegrzewacza pary
pp	– punkt styku <i>pinch point</i>
q	– dotyczy ciepła dostarczonego
R, r	– dotyczy promieniowania dotyczy regeneracji
RC	– dotyczy ciepła promieniowania i konwekcji
s	– stechiometryczny
si	– dotyczy ścianki wewnętrznej
Sp	– dotyczy jednostkowego lub właściwego
st	– dotyczy pary wodnej dotyczy ścianki stalowej stechiometryczna ilość gazu
ST	– dotyczy turbiny parowej
stG	– dotyczy wytwornicy (generatora) pary
th	– termiczna sprawność
T	– dotyczy turbiny gazowej
u	– jednostkowy
w	– dotyczy ścianki
I, II, III	– oznaczenia powietrza spalania: pierwszego, drugiego i trzeciego, oznaczenia numerów rzędów rur

Rozdział II

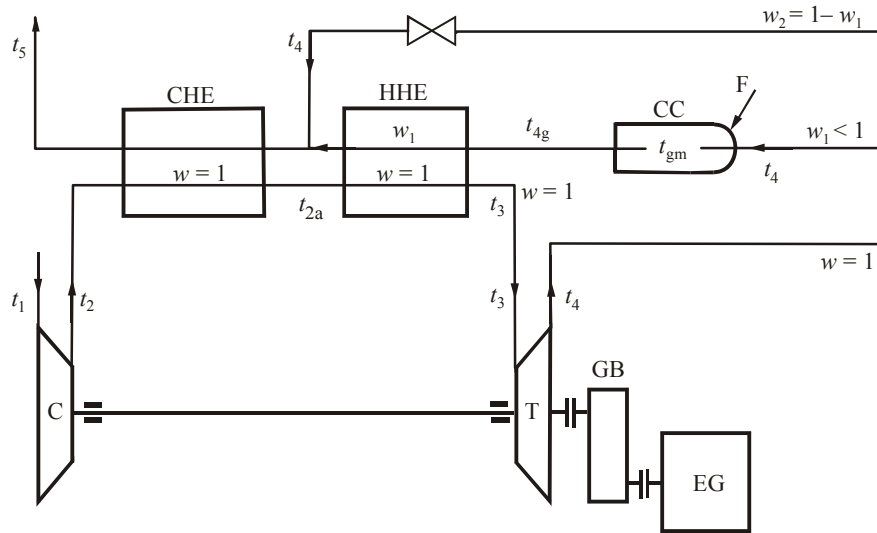
Zmodyfikowany układ turbogazowy ze spalaniem zewnętrznym i jego możliwości zastosowania

Przedstawiono pewien układ turbogazowy (turbopowietrzny) złożony z czterech turbin, czterech sprężarek oraz trzech podgrzewaczy (tzw. regeneratorów) i trzech kolejnych chłodnic międzystopniowych, jak również specjalnej dmuchawy wstępnej (spalanie jest atmosferyczne). Klasyczny układ otwarty z ogrzewaniem po stronie wydechu ma raczej niską sprawność termiczną (15÷20 %), dlatego przedstawiono koncepcję układu rozbudowanego, wyposażonego w dodatkowe wymienniki ciepła i odpowiednie komory spalania. Proponowana instalacja napędzana jest gazem ziemnym. Podano przykład obliczenia instalacji o mocy efektywnej 5250 kW. Przyjęto zasadę „swobodnego wału”. Jest to zespół czterostopniowy, w którym dwie turbiny wysokoprężne napędzają wszystkie cztery sprężarki powietrza, a dwie pozostałe turbiny (niskoprężne) napędzają generator elektryczny. Nie wzięto jednak pod uwagę nadwyżki mocy otrzymanej w rozprężarce gazu ziemnego. Ogólnie jednak można stwierdzić, że przedstawiony układ otwarty o spalaniu zewnętrznym, w postaci zmodyfikowanej, może skutecznie współzawodniczyć z „zamkniętym” układem turbogazowym produkowanym niegdyś, np. przez firmę Escher–Wyss, a może nawet do pewnego stopnia mieć przewagę nad układem „półzamkniętym” (patrz J. Kruschik, [6] – 25), ponieważ w układzie proponowanym wszystkie turbiny są napędzane powietrzem sprężonym, podczas gdy w układzie „półzamkniętym” dwie turbiny, lub przynajmniej jedna, muszą być napędzane spalinami.

1. Wstęp

Omówiono układ turbogazowy ze spalaniem zewnętrznym – znanym jako układ z ogrzewaniem po stronie wydechu – składający się między innymi z trzech podgrzewaczy powietrza roboczego i trzech chłodnic międzystopniowych. Układ ten nazwano

tutaj układem zmodyfikowanym, ażeby odróżnić go od powszechnie znanego rozdwojonego układu pojedynczego, który można by nazwać „klasycznym układem z ogrzewaniem po stronie wydechu”. Schemat tego układu przedstawiono na rys. II.1, omówiono go już w punktach I.3 i I.4. Przebiegi zachodzących przemian termodynamicznych zilustrowano na rys. II.2.



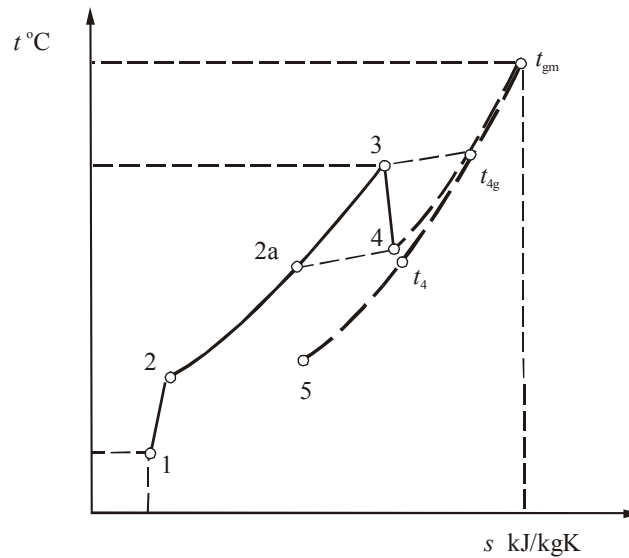
Rys. II.1. Diagram przepływowo-temperaturowy klasycznego układu z ogrzewaniem po stronie wydechu: CHE – „zimny” wymiennik ciepła; HHE – „gorący” wymiennik ciepła, CC – komora spalania, C – sprężarka, T – turbina, GB – przekładnia, EG – generator elektryczny

Instalacje tego typu budowano i badano w latach 1950÷1960, ale głównie w aspekcie ich zastosowania do celów trakcyjnych, [7]÷[9] i [15]. Większość z nich była dostosowana do spalania węgla. Główną zaletą tych układów była możliwość zastosowania turbin powietrznych (w których łopatki nie mają kontaktu z gazami spalinowymi), jak również – właściwość charakterystyczna dla układów otwartych – praktycznie stała temperatura powietrza dolotowego, bez potrzeby stosowania tzw. chłodnicy końcowej czynnika.

Problem zanieczyszczenia powierzchni metalowych gazami wylotowymi zostaje więc przeniesiony z powierzchni łopatek turbin na rurki wymiennika ciepła. Jeśli temperatura powietrza wlotowego turbiny nie jest zbyt wysoka, rzędu 600÷650 °C, wówczas turbina nadaje się do pracy ciągłej¹.

Niekorzystną cechą układu z ogrzewaniem po stronie wydechu jest jego mała sprawność termiczna, około 15÷20 % na sprzęgle, [4] – s. 171. Zmodyfikowany układ turbogazowy, a raczej turbopowietrzny, opisany w niniejszym rozdziale, pozwala uzyskać sprawności termiczne znacznie większe.

¹ Kryterium tradycyjne.



Rys. II.2. Wykres entropowy dla przepływających czynników, (zależność między temperaturą a entropią właściwą): linia pełna: powietrze robocze; sprężanie, podgrzewanie i rozprężanie, linia kreskowa: proces spalania i przekazywania ciepła

2. Zmodyfikowany układ z ogrzewaniem po stronie wydechu

Zwiększenie sprawności termicznej takiego układu polega na uwielokrotnieniu procesów sprężania i rozprężania czynnika roboczego (powietrza) z jednoczesnym zastosowaniem regeneratorów oraz chłodziń międzystopniowych. Jest to znaczne podwyższenie kosztów budowy instalacji, które można by skompensować odpowiednio dużą sprawnością termiczną układu, a więc znacznie mniejszym zapotrzebowaniem paliwa. Tego rodzaju koncepcje należy wziąć pod uwagę, gdyby sprawność termiczna instalacji wyniosła przynajmniej 30÷40 %. Według rozeznania autorów jest to możliwe z zastosowaniem czterokrotnego lub nawet pięciokrotnego sprężania z chłodzeniem międzystopniowym oraz czterokrotnego lub potrójnego rozprężania czynnika roboczego z międzystopniowym podgrzewem.

Zaproponowano układ otwarty – podobny do układu zamkniętego o takiej samej liczbie elementów składowych – lecz bez chłodziń końcowej². Termodynamiczne

² Układy zamknięte stosuje się dość powszechnie do produkcji wielkich mocy, np. w elektrowniach jądrowych – [11], [13],[14] i [17].

procesy zachodzące w omawianym układzie przedstawiono na wykresie entropowym, rys. II.3, który sporządzono dla konkretnego przykładu obliczeniowego.

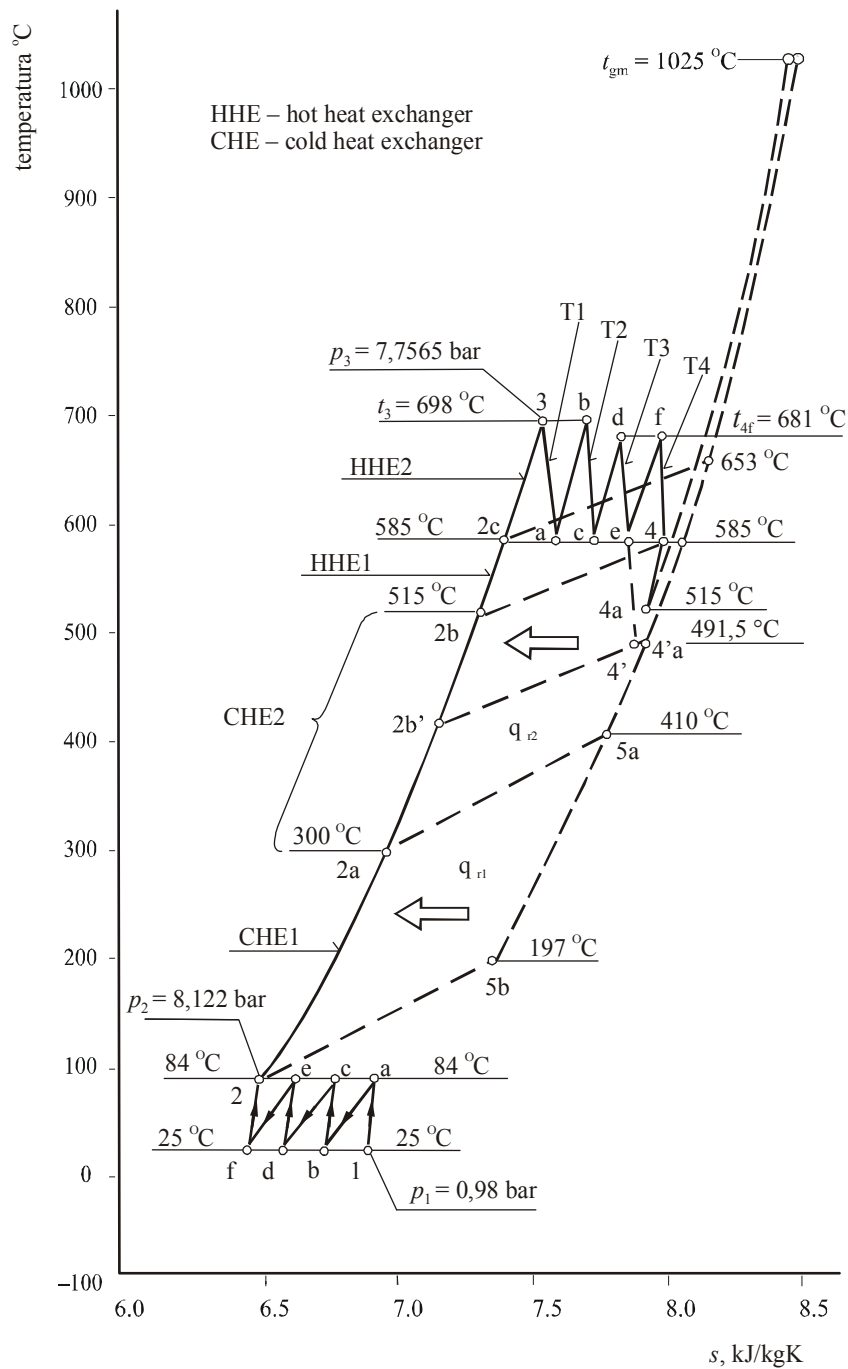
Nadmienić należy, że wszystkie punkty na tym wykresie, po zastosowaniu tablic z pracy [1], określają zarówno wartości temperatury, jak i entalpii czynnika roboczego. Linie 1–a–b–c–d–e–f–2 oznaczają kolejne sprężanie i chłodzenie międzystopniowe. Temperatura powietrza dolotowego $t_1 = 25\text{ }^\circ\text{C}$.

Stosunki sprężania są jednakowe we wszystkich sprężarkach i wszystkie temperatury końcowe są jednakowe; $t_{1a} = t_{1c} = t_{1e} = t_2 = 83,8 \approx 84\text{ }^\circ\text{C}$. Jest to tylko możliwe w przypadku, gdy do chłodzenia dostępne są duże ilości wody o temperaturze otoczenia, na przykład rzeka lub jezioro. Na rysunku II.4 przedstawiono powiększony fragment wykresu entropowego (rys. II.3) procesów zachodzących w układzie turbopowietrznym w przypadku poboru wody z rzeki. Uwzględniono wymianę ciepła zachodzącą w chłodnicach międzystopniowych, gdzie temperatura wody zmienia się w granicach $10\text{--}25\text{ }^\circ\text{C}$ w każdej chłodnicy. Temperatura powietrza sprężonego zmienia się od 84 do $25\text{ }^\circ\text{C}$.

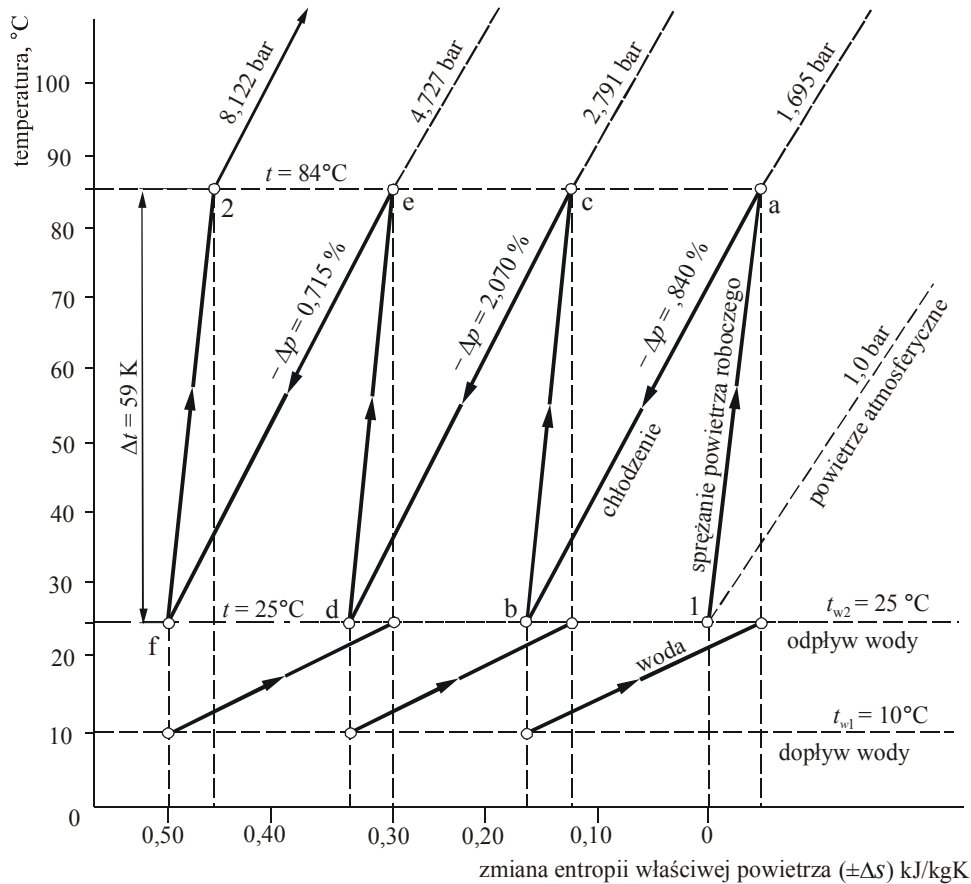
Są to oczywiście wymienniki przeciwprądowe. Każda chłodnica ma osobny dopływ i odpływ wody, a rurociągi wylotowe usytuowane są znacznie poniżej rurociągów ssawnych (np. 30 m w kierunku przepływu wody rzecznej). Jeśli instalacja znajduje się w pobliżu dużego jeziora odpływowego, zasady lokalizacji przewodów wodnych są podobne jak w przypadku rzeki, z tym że odległość między przewodami dopływu i odpływu wody chłodzącej powinna być jeszcze większa.

Jeśli chodzi o omawiany przykład, to trzeba wziąć pod uwagę fakt, że zapotrzebowanie na wodę zimną wynosi około $3 \cdot 0,105 = 0,315\text{ m}^3/\text{s} = 1134\text{ m}^3/\text{h} = 27216\text{ m}^3$ na dobę. Oczywiście woda wraca do rzeki, ale o znacznie wyższej temperaturze, czyli w danym przypadku jako woda o temperaturze $25\text{ }^\circ\text{C}$. Jeśli przepisy lokalne na takie rozwiązanie nie pozwalają, stosuje się wieże chłodnicze, które znacznie zwiększają koszty budowy danej siłowni.

Na rysunku II.3 odcinki krzywej 2–2a oraz 2a–2b oznaczają dwustopniowy proces podgrzewania powietrza sprężonego w tzw. „zimnym” (przeciwprądowym) wymienniku ciepła od temperatury t_2 do t_{2b} przez gazy spalinowe opuszczające „gorące” wymienniki ciepła. Odcinek 2b–2c przedstawia ilość ciepła przekazanego powietrzu sprężonemu w „gorącym” wymienniku ciepła (pierwszego stopnia, HHE1), a odcinek 2c–3, odpowiednią ilość ciepła dostarczonego temu powietrzu w wymienniku drugiego stopnia (HHE2) zanim osiągnie temperaturę t_3 . Odcinki (3–a–b–c–d–e–f–4) oznaczają odpowiednio kolejne procesy rozprężania i podgrzewania powietrza roboczego. Odcinek 4–4a oznacza spadek temperatury powietrza opuszczającego ostatnią turbinę, spowodowany mieszaniami się tego powietrza z pewną dodatkową ilością powietrza zimnego dostarczonego przez dmuchawę. Punkt 4a oznacza parametry stanu powietrza dostarczonego do komór spalania (spalanie jest „atmosferyczne”).



Rys. II.3. Wykres zależności między temperaturą a entropią (właściwą) powietrza roboczego oraz spalin dla zmodyfikowanego układu ze spalaniem po stronie wydechu: q_{R1} – ciepło przekazywane w wymienniku CHE1, q_{R2} – w wymienniku CHE2



Rys. II.4. Szczegół zmian temperatury i ciśnienia powietrza roboczego chłodzonego w międzystopniowych wymiennikach ciepła

Ilość powietrza wylotowego turbin jest niemal wystarczająca dla procesów spalania zachodzących we wszystkich czterech komorach spalania, lecz dodatkowa ilość powietrza dostarczanego za pomocą dmuchawy (użyta do chłodzenia ścian komór spalania i następnie jako pierwsze powietrze spalania)³ musi być – jako powietrze nadmiarowe – skierowana przewodem okrężnym (*by-pass duct*) do wymiennika niskiej temperatury (CHE), jak uwidoczniło na rys. II.5.

Na skutek procesów spalania, zachodzących w górnych częściach przestrzeni spalania, temperatura powietrza (dla $\lambda \approx 2,2$) wzrasta niemal do ok. 1500 °C, lecz wskutek jednoczesnego mieszania się z powietrzem drugim i trzecim ($\lambda \approx 4,7$) obniża się do wartości $t_{gm} \approx 1025$ °C. Od tego punktu rozpoczyna się proces wymiany ciepła. Temperatura spalin obniża się do t_{gc} (653 °C), a następnie do t_{gb} (585 °C), lecz w tym

³ Zamiast dostarczać powietrze za pomocą dmuchawy, można uzyskać odpowiednią ilość powietrza, stosując upust w odpowiednim punkcie niskociśnieniowej sprężarki.

samym czasie temperatura powietrza sprężonego wzrasta od t_{2b} poprzez t_{2c} , aż do temperatury wlotowej turbiny t_3 (por. rys. II.3).

Wymienniki wysokiej temperatury (drugiego stopnia) HHE2 są scalone z komorami spalania. Chociaż istnieje możliwość skonstruowania ich jako tzw. ekrany radiacyjne – przynajmniej w komorach spalania nr 1 i nr 2 – lecz tutaj pomyślane są jako wymienniki konwencjonalne⁴. Temperatura spalin opuszczających „zimny” wymiennik ciepła pierwszego stopnia przyjmuje wartość poniżej 200 °C.

Jak można również zauważyć z diagramu na rysunku II.3, temperatury wlotowe turbin nie są jednakowe. Temperatury t_3 i t_{3b} są wyższe niż t_{3d} i t_{3f} ($698 > 681$ °C). Pierwsze z nich dotyczą turbin T_1 i T_2 napędzających wszystkie sprężarki (por. rys. II.5) i w związku z tym suma spadków entalpii w tych turbinach musi być większa niż suma przyrostów entalpii w sprężarkach. Temperatury dolotowe t_{3d} i t_{3f} dotyczą turbin T_3 i T_4 dających moc efektywną, zgodnie z przyjętą zasadą „wolnego wału”.

Na rysunku II.5 przedstawiono diagram przepływowy proponowanej instalacji, którą scharakteryzowano przykładem liczbowym podanym w następnym punkcie. Należy zauważyć, że w układzie tym istnieje tylko jeden zawór regulacyjny, umieszczony na przewodzie okrężnym (*by-pass duct*).

3. Przykład liczbowy

Do niniejszych badań nad zastosowaniem „układu zmodyfikowanego” przyjęto gaz ziemny jako paliwo o następującym składzie:

$$95 \% \text{CH}_4, \quad 2 \% \text{C}_2\text{H}_6, \quad 1,7 \% \text{C}_2\text{H}_4, \quad 0,1 \% \text{CO}_2, \quad 1,2 \% \text{N}_2.$$

Jego dolną wartość opałową oszacowano jako $H_f = 36\,218 \text{ kJ/nm}^3$ paliwa lub $48\,504 \text{ kJ/kg}$ paliwa; [2] – s. 378 oraz [10]. Stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza, $m_{as} = 12,444 \text{ kg/nm}^3$ paliwa lub $16,665 \text{ kg/kg}$ paliwa ($\rho = 0,7467 \text{ kg/nm}^3$)⁵.

Proces spalania scharakteryzowano wykresem, przedstawionym na rysunku II.6, utworzonym metodą E. Schmidta, opisaną w podręczniku [12].

Entalpię właściwą⁶ gazów spalinowych h_g , można określić według zależności

$$h_g = \frac{H_g}{m_g} \text{ kJ/kg}, \quad (\text{II.1})$$

gdzie: H_g – entalpia całkowita gazu (spalin), m_g – masa spalin, przy czym

⁴ Maksymalne temperatury ścianek nie przekraczają 800 °C.

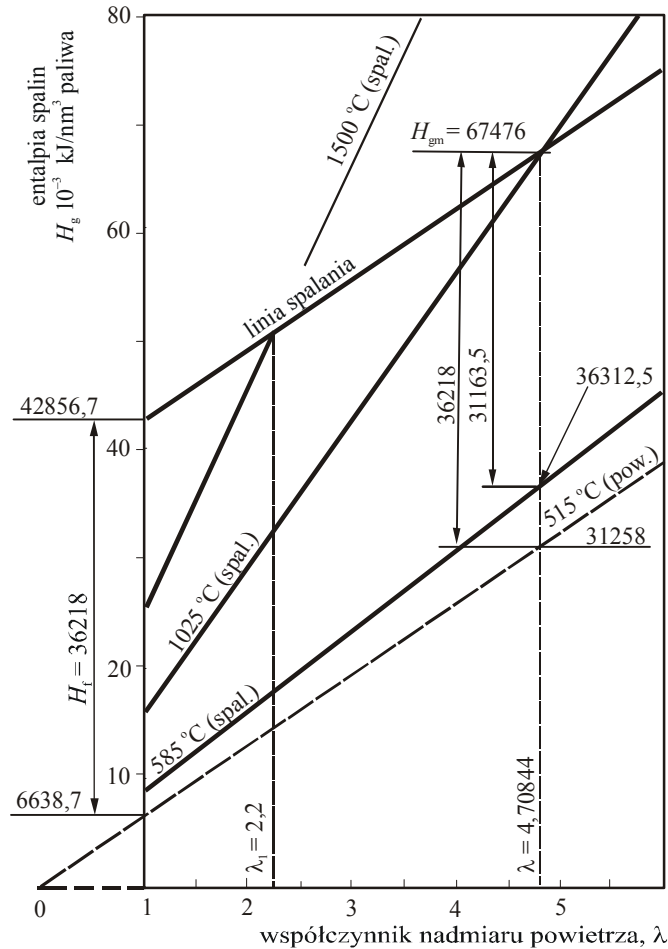
⁵ Wartość tę otrzymuje się z reguły od dostawcy paliwa, lecz można ją sprawdzić według wzorów chemicznych dla zapotrzebowania tlenu, por. [10], s. 54.

⁶ Potrzebne wartości zaczerpnięto z [2], s. 366÷381 oraz [12], s. 376÷388.

$$m_g = m_{gs} + (\lambda - 1)m_{as}, \quad (\text{II.2})$$

gdzie m_{gs} – masa spalin (stechiometryczna).

Znaleziono, że średnia temperatura mieszaniny powietrza dostarczanego do komór spalania $\bar{t}_a = 515^\circ\text{C}$ i w związku z tym konieczny współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 4,708$, który wystarczy do uzyskania temperatury $t_{gm} = 1025^\circ\text{C}$. Temperatura gazów spalinowych opuszczających HHE2 (wymienniki „gorące”) $t_{4g} = 585^\circ\text{C}$.



Rys. II.6. Entalpia gazów spalinowych w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza

Gdyby podzielić wartość $\Delta H_g = 31\,163,5 \text{ kJ/nm}^3$ paliwa przez wartość przyrostu entalpii, równoważnej wartości opałowej paliwa ($36\,218 \text{ kJ/nm}^3$ – por. diagram na rys. II.6), otrzymuje się wartość współczynnika sprawności wymienników „gorących” $\eta_{HC} \approx 0,86$.

Podstawowe dane dla powietrza sprężonego można otrzymać, interpolując wartości podane w tablicach [1] dla powietrza suchego, według temperatur podanych na

wykresie entropowym (rys. II.3), uwzględniając przy tym sprawności izentropowe maszyn $\eta_{ii} = \eta_{ci} \approx 0,86$.

Wartości ciśnień – odpowiadające punktom podanym na wykresie entropowym (rys. II.3) – wyrażone w barach, są następujące:

$$\begin{aligned} p_1 &= 0,980 & p_{1a} &= 1,695 & p_{1b} &= 1,613 & p_{1c} &= 2,791 \\ p_{1d} &= 2,733 & p_{1e} &= 4,728 & p_{1f} &= 4,694 & p_2 &= 8,121 \\ p_3 &= 7,756 & p_{3a} &= 4,662 & p_{3b} &= 4,606 & p_{3c} &= 2,768 \\ p_{3d} &= 2,675 & p_{3e} &= 1,736 & p_{3f} &= 1,649 & p_4 &= 1,070 \end{aligned}$$

natomiast parametry powietrza dostarczanego do komór spalania wynoszą:

$$p_{4a} = 1,050 \quad t_{4a} = 515 \text{ °C} \quad h_{4a} = 529,471 \text{ kJ/kg}$$

Spadek entalpii powietrza roboczego (w kJ/kg), rozprężanego w turbinach, podaje poniższe zestawienie:

$t_3 = 698 \text{ °C}$	$h_3 = 743,150$	} $\Delta h_{T1} = 128,077$	} $\Delta h_g = 127,186$
$t_{3a} = 585 \text{ °C}$	$h_{3a} = 615,073$		
$t_{3b} = 698 \text{ °C}$	$h_{3b} = 742,059$	} $\Delta h_{T2} = 126,547$	} $\Delta h_g = 106,288$
$t_{3c} = 585 \text{ °C}$	$h_{3c} = 615,712$		
$t_{3d} = 681 \text{ °C}$	$h_{3d} = 722,000$	} $\Delta h_{T3} = 108,410$	} $\Delta h_g = 108,95$
$t_{3e} = 585 \text{ °C}$	$h_{3e} = 613,590$		
$t_{3f} = 681 \text{ °C}$	$h_{3f} = 722,541$	} $\Delta h_{T4} = 105,250$	} $\Delta h_{T4'} = 216,7$
$t_4 = 585 \text{ °C}$	$h_4 = 617,291$		
$t_{4'} = 491,5 \text{ °C}$	$h_{4'} = 505,840$		

Wynika stąd, że spadek entalpii w pierwszej grupie turbin wynosi

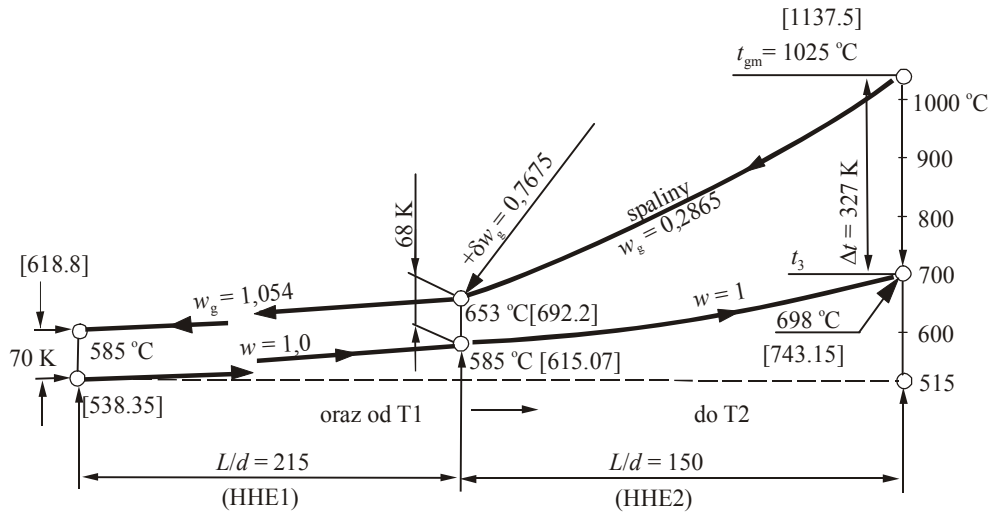
$$\Sigma \Delta h_{T1} = 2 \Delta h_{T1} = 128,077 + 126,547 = 254,624 \text{ kJ/kg,}$$

średni zaś spadek na turbinie tej grupy

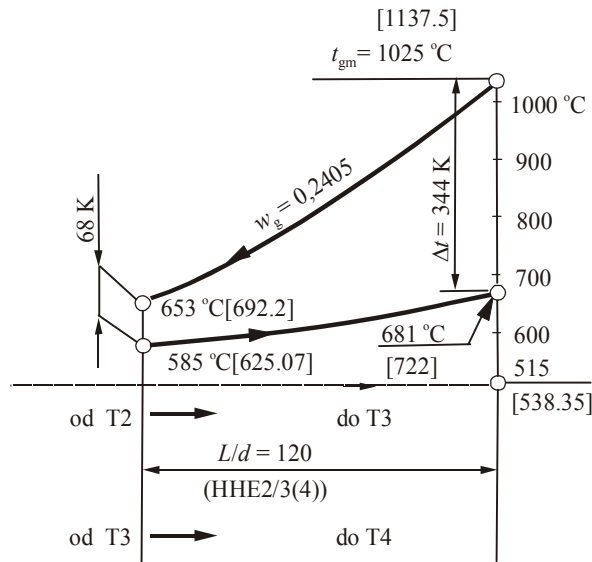
$$\Delta h_{T1} = \frac{\Delta h_{T1}}{2} = \frac{254,624}{2} = 127,312 \text{ kJ/kg.}$$

W odniesieniu do drugiej grupy turbin powietrznych otrzymuje się już nieco inne wartości, a mianowicie:

Zmiany temperatur gazów oraz powietrza sprężonego w „gorących” wymiennikach nr 2 uwidoczniono na wykresach (rys. II.7 i II.8). Wszystkie cztery strumienie gazów przepływają przez wymienniki „przeciwprądowe”.



Rys. II.7. Zmiany temperatur spalin oraz powietrza sprężonego w „gorących” wymiennikach ciepła, scalonych z komorami spalania nr 1 i nr 2



Rys. II.8. Zmiany temperatur spalin oraz powietrza sprężonego w „gorących” wymiennikach ciepła, scalonych z komorami spalania nr 3 i nr 4

Dzieląc całkowitą ilość ciepła przekazaną powietrzu sprężonemu – tzn. sumę przyrostów entalpii (por. również rys. II.3) potrzebną do podwyższenia temperatury tego powietrza od temperatury t_{2b} do temperatur wlotowych turbin (t_3 , t_{3b} , t_{3d} oraz t_{3f}) – przez ciepło spalin, otrzymuje się wartość ogólnego współczynnika sprawności

$$\eta_{HC} = \frac{\sum \Delta h_q}{q_c}, \quad (\text{II.3})$$

gdzie q_c oznacza wartość odniesioną do poziomu entalpii powietrza roboczego (h_{2b})_g $\approx h_{2b}$

$$\sum(\Delta h_q) = (h_{2c} - h_{2b}) + (h_3 - h_{2c}) + (h_{3b} - h_{3a}) + (h_{3d} - h_{3c}) + (h_{3f} - h_{3e}), \quad (\text{II.3a})$$

$$q_c = (h_{gm} - h_{2b}) (w_{g1} + w_{g2} + w_{g3} + w_{g4}) = Q_c \cdot \varepsilon_H, \quad (\text{II.3b})$$

gdzie: $w_{g1} \div w_{g4}$ – względne strumienie gazu (spalin) w stosunku do jednostkowego strumienia powietrza, Q_c – ciepło powstałe w wyniku spalania gazu, ε_H – współczynnik strat ciepła do otoczenia.

Po podstawieniu wartości otrzymuje się

$$\eta_{HC} = \frac{77,32 + 127,315 + 127,315 + 106,825 + 106,825}{(1137,15 - 538,35)(1,054)} = \frac{545,6}{631,135} = 0,8645,$$

gdzie h_{gm} i h_{2b} oznaczają wartości entalpii wyrażonych względem 0 °C. Wartość $\eta_{HC} = 0,865$ jest wystarczająco bliska wartości obliczonej ($\eta_{HC} \approx 0,86$) w związku z wykresem spalania (rys. II.6). Na wykresie przebiegu temperatury (rys. II.7 i II.8) można zauważyć, że wartości entalpii powietrza sprężonego (ujęte w nawiasach kwadratowych) wyrażono względem temperatury 0 °C.

4. Sprawność termiczna układu o poczwórnym rozprężaniu

Praca użyteczna (całkowita praca rozprężania minus całkowity wkład poniesiony na sprężanie) netto

$$\Delta h_n = i_T \psi_p (\Delta h_{T\text{I}} + \Delta h_{T\text{II}}) \eta_m - (\psi_w + \psi_d) \sum (\Delta h_C) \frac{1}{\eta_m}, \quad (\text{II.4})$$

gdzie sprawność η_m oraz współczynniki ψ_p , ψ_w i ψ_d ⁷ są określone tak jak wcześniej w równaniu (1.2), natomiast: i_T – liczba grup turbin, $\Delta h_{T\text{I}}$ – spadek entalpii w jednej

⁷ Przyrost ciśnienia w dmuchawie chłodzącej $\Delta p_b = 0,1$ bar, względny strumień masy $m_b = 0,25$ kg/kg powietrza roboczego, zapotrzebowania pracy $\Delta h_b \approx 0,04 \sum (\Delta h_C) = 4 \cdot 0,01 (\Delta h_{C1})$.

z turbin napędzających zespół sprężarek, Δh_{TII} – spadek entalpii w jednej z turbin dających moc efektywną, Δh_{C1} – przyrost entalpii w jednej sprężarce przyjęto, że wszystkie sprężarki mają jednakowy przyrost, tj.

$$(\Delta h_C) = i_C (\Delta \bar{h}_{C1})^8,$$

i_C – liczba sprężarek, w rozpatrywanym przypadku $i_C = 4$.

Różnice entalpii Δh_T i Δh_C w równaniu (II.4) oznaczają efektywne wartości – uwzględniają one bowiem sprawności izentropowe $\eta_{Ti} = \eta_{Ci} \approx 0,86$.

Po uwzględnieniu wymienionych współczynników liczbowych równanie (II.4) przyjmie postać

$$\Delta h_n = 2 \cdot 0,98 (\Delta h_{TI} + \Delta h_{TII}) \cdot \eta_m - (1,025 + 0,01) \Sigma (\Delta h_C) \frac{1}{\eta_m}, \quad (II.4a)$$

W związku z zasadą „wolnego wału” należy uwzględnić także równość (II.5)

$$h_n = i_T \psi_p \Delta h_{TI} \eta_m = \frac{\psi_w + \psi_d}{\eta_m} i_C \Delta h_{C1}, \quad (II.5)$$

którą po podstawieniu wartości liczbowych współczynników można zapisać jako

$$h_n = 2 \cdot 0,98 (\Delta h_{TI}) \eta_m = \frac{1,035}{\eta_m} 4 (\Delta h_{C1}) \quad (II.5a)$$

.....
*praca dwóch turbin zapotrzebowanie pracy
do napędu 4. sprężarek*

Z zależności (II.5a) wynika, że stosunek różnic entalpii jest równy

$$K = \frac{\Delta h_{TI}}{\Delta h_{C1}} = \frac{4 \cdot 1,035}{2 \cdot 0,98 \cdot \eta_m^2} = 2,1551, \quad (II.6)$$

gdzie $\eta_m^2 = 0,99^2 = 0,9801$.

Spadek entalpii w pierwszej i drugiej turbinie wynosi

$$\Delta h_{TI} = 2,1551 (\Delta h_{C1}) = 2,1551 \cdot 59,075 = 127,312 \text{ kJ/kg}.$$

Po podstawieniu do równania (II.4) otrzymuje się

⁸ Na wlotach wszystkich turbin temperatury powietrza roboczego są jednakowe (podobnie jest także w przekrojach wylotowych), jednak różne są wartości ciśnienia. Dlatego też muszą być różne spadki entalpii w poszczególnych turbinach. Dla uproszczenia rozważań przyjmowane są wartości średnie tych spadków w obrębie danej grupy turbin, wyróżniane kreską nad oznaczeniem, np. $\Delta \bar{h}_{C1}$.

$$\Delta h_n = 2[0,98(127,312) + 106,83]0,99 - \frac{1,035}{0,99}(4 \cdot 59,075) = 211,52 \text{ kJ/kg},$$

co jednocześnie oznacza, że efektywna praca turbin napędzających prądnicę wynosi

$$\Delta h_e = i_T \Delta h_{TII} \eta_m = 2 \cdot 106,83 \cdot 0,99 = 211,52 \text{ kJ/kg powietrza sprężonego}.$$

Stosunek prac

$$\alpha = \frac{\Delta h_n}{20,98(\Delta h_{TI} + \Delta h_{TII}) \cdot \eta_m}, \quad (\text{II.7})$$

oznacza stosunek pracy użytecznej do całkowitej pracy turbin. W danym przypadku $\alpha = 0,4609$. Sprawność termiczną tego układu można wyrazić zależnością

$$\eta_{th} = \frac{\Delta h_n}{Q_C} = \frac{\Delta h_n \cdot \eta_{HC} \cdot \varepsilon_H}{\sum (\Delta h_q)}, \quad (\text{II.8})$$

która jest stosunkiem pracy użytecznej do ciepła dostarczonego.

Wielkość Q_C w zależności (II.8) oznacza ciepło zawarte w odnośnej ilości paliwa, $\varepsilon_H = 0,98$ określa współczynnik wyrażający sprawność spalania oraz straty ciepłne do otoczenia, $\eta_{HC} = 0,865$ zaś jest wartością obliczoną wg (II.3). $\sum (\Delta h_q) = 545,94 \text{ kJ/kg}$ wyznaczono uprzednio ze wzoru (II.3a). Tak więc ciepło zawarte w paliwie powinno wynosić

$$Q_C = \frac{\sum (\Delta h_q)}{\eta_{HC} \varepsilon_H} = \frac{545,6}{0,8645 \cdot 0,98} = 644 \text{ kJ/kg}, \quad (\text{II.9})$$

a sprawność termiczna, zgodnie ze wzorem (II.8), jest równa

$$\eta_{th} = \frac{211,52}{644} = 0,328.$$

Praca jednostkowa układu w odniesieniu do jednej sekundy (moc jednostkowa, albo moc właściwa układu) wynosi

$$P_u = \frac{\Delta h_n}{1s} = 211,52 \text{ kJ/kg/s} = 211,52 \text{ kW/kg}. \quad (\text{II.10})$$

Jednostkowe zużycie paliwa określa wyrażenie

$$b = \frac{Q_c}{H_f}, \quad (\text{II.11})$$

skąd

$$b = \frac{644}{48504} = 0,013277 \frac{\text{kg paliwa}}{\text{kg powietrza roboczego}},$$

przy czym wartość opałową gazu $H_f = 48504$ kJ/kg przyjęto uprzednio w punkcie II.3.

Aby znaleźć temperaturę spalania, trzeba najpierw wyznaczyć wartość f [kg paliwa/kg powietrza spalania]. Zapotrzebowanie powietrza spalania

$$m_a = \lambda m_{as}, \quad (\text{II.12})$$

gdzie stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza $m_{as} = 16,6654$ kg/kg paliwa, współczynnik zaś nadmiaru powietrza $\lambda = 4,7084$ – patrz punkt 2.3. Stąd w danym przypadku

$$m_a = 4,7084 \cdot 16,6654 = 78,4669 \text{ kg/kg paliwa.}$$

Jednostkowe zapotrzebowanie powietrza spalania

$$(m_a)_u = m_a \cdot b, \quad (\text{II.13})$$

skąd

$$(m_a)_u = 78,4669 \cdot 0,01328 = 1,042 \text{ kg powietrza spalania na kg powietrza roboczego,}$$

wobec tego stosunek

$$f = \frac{b}{(m_a)_u}, \quad (\text{II.14})$$

skąd

$$f = \frac{0,01328}{1,042} = 0,012744 \text{ kg paliwa na kg powietrza spalania.}$$

Aby wyznaczyć temperaturę maksymalną spalin, trzeba wziąć pod uwagę stosunek wartości opałowej gazu ziemnego do odpowiedniej wartości dla paliwa standardowego i skorzystać z wykresów podanych w [4] – s. 43, lub obliczyć tę temperaturę według równania równowagi cieplnej dla procesu spalania. Według pierwszej metody znaleziono, że $(t_{gm}) = 515 + 506 = 1021$ °C, lecz według metody równowagi cieplnej $(t_{gm}) = 1030$ °C. Do dalszej analizy przyjęto maksymalną temperaturę spalin $t_{gm} = 1025$ °C.

5. Sprawność termiczna układu o potrójnym rozprężaniu

Układ o potrójnym rozprężaniu może być alternatywnym rozwiązaniem dla przypadku o rozprężaniu poczwórnym. Układ taki ma bowiem tylko dwa regeneratory i trzy turbiny, a ostatnia turbina (moc efektywna) miałaby oczywiście dwukrotnie większe rozprężenie niż w zespole o rozprężeniu poczwórnym. Jak wynika z wykresu entropowego – patrz rys. II.3 – temperatura powietrza wylotowego turbiny wyniesie $t_{4'} = 491,5 \text{ }^\circ\text{C}$, stosunek sprężania $IT_T = p_{3d}/p_{4'} = 2,5$, a spadek entalpii

$$(h_{3d} - h_{4'}) = 722,0 - 505,84 = 216,16 \text{ kJ/kg.}$$

Po wykonaniu obliczeń – podobnych jak dla przypadku układu o poczwórnym rozprężaniu – otrzymuje się następujące wartości:

- ciepło dostarczone powietrzu sprężonemu

$$\Sigma(\Delta h_q) = 523,393 \text{ kJ/kg,}$$

- ciepło spalania

$$Q_C = \frac{\Sigma(\Delta h_q)}{\eta_{HC} \varepsilon_H} = \frac{523,393}{0,808 \cdot 0,98} = 660,87 \text{ kJ/kg,}$$

gdzie przyjęto: $\eta_{HC} = 0,808$; $\varepsilon_H = 0,98$,

- praca netto

$$(\Delta h_n) = 208,05 \text{ kJ/kg,}$$

- sprawność termiczna

$$\eta_{th} = \frac{\Delta h_n \eta_{HC} \varepsilon_H}{\Sigma(\Delta h_q)} = \frac{208,05 \cdot 0,808 \cdot 0,98}{523,393} = 0,3148.$$

Z wykresu spalania – podobnego jak na rys. II.6 – otrzymuje się wartość współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 4,5$ dla średniej temperatury spalania

$$t_{a \text{ sr}} = 490 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Jednostkowe zużycie paliwa

$$b = \frac{Q_c}{H_f} = \frac{660,87}{48504} = 0,0136 \text{ kg/kg powietrza roboczego.}$$

Stosunek paliwo/powietrze $f = 0,01333 \text{ kg/kg}$ powietrza spalania. Temperatura maksymalna $t_{gm} = 1022 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ogólnie można powiedzieć, że układ o rozprężaniu potrójnym może być alternatywnym rozwiązaniem w stosunku do układu o rozprężaniu poczwórnym, ponieważ jego sprawność termiczna jest niemal taka sama. Koszt budowy takiej instalacji wydaje się być niższy, lecz tylko pozornie, ponieważ obciążenie cieplne wymiennika „gorącego” przy głównej komorze spalania jest w tym układzie znacznie większy niż w instalacji o rozprężaniu poczwórnym (308,05 zamiast 204,8 kJ/kg). Można bowiem stwierdzić, że bezwymiarowa długość rurek w wymienniku HHE1 w układzie o potrójnym rozprężaniu wynosi $(l/d)_3 = 369$, a w układzie o rozprężaniu poczwórnym – $(l/d)_4 = 215$.

Natężenie przepływu gazów spalinowych w „gorącym” wymienniku HHE – podgrzewającym powietrze sprężone dla turbiny roboczej – musi być dwukrotnie większe niż w układzie o rozprężaniu poczwórnym. Wymiennik taki byłby zbyt obszerny i za kosztowny. Obciążenie cieplne wymiennika „zimnego” natomiast byłoby w tym przypadku mniejsze niż w układzie poczwórnym. Należy przy tym pamiętać, że rurki wymienników „gorących” muszą być wykonane ze stopów żaroodpornych (np. Inconel lub Nimonic 75), natomiast rurki „zimnych” wymienników ciepła mogą być wykonane ze stali niklowych.

6. Zależności między sprawnością termiczną układu a ogólnym stosunkiem sprężenia

Gdyby nawiązać do równań (II.3), (II.4) i (II.8), wówczas sprawność termiczną można ogólnie zapisać jako następujące wyrażenie

$$\eta_{th} = \frac{L}{M}, \quad (II.15)$$

gdzie licznik (II.15) – praca użyteczna

$$L = \left\{ i_{\Gamma} \psi_p [(\Delta h_{TI}) + (\Delta h_{TII})] \eta_m - (\psi_w + \psi_d) \Sigma (\Delta h_C) \frac{1}{\eta_m} \right\} \eta_{HC} \varepsilon_H, \quad (II.15a)$$

której zapis – po podstawieniu znanych wartości współczynników⁹ – przyjmuje postać

$$L = \left\{ 2 \cdot 0,98 [(\Delta h_{TI}) + (\Delta h_{TII})] \eta_m - 1,035 \Sigma (\Delta h_C) \frac{1}{\eta_m} \right\} \eta_{HC} \varepsilon_H, \quad (II.15b)$$

mianownik zaś – wydatek energii

⁹ Wartości współczynników są wyjaśnione przy obliczeniach mocy całkowitych w rozdziale V, patrz równanie (V.3).

$$M = (h_{2c} - h_{2b}) + (h_3 - h_{2c}) + (h_{3b} - h_{3a}) + (h_{3d} - h_{3c}) + (h_{3f} - h_{3e}), \quad (\text{II.15c})$$

Samą sprawność termiczną można wyrazić za pomocą stosunków sprężania oraz średnich wartości ciepła właściwego w danym przedziale temperatury. W niniejszej analizie wzięto pod uwagę temperatury wlotowe tylko w zakresie od 600 °C do 800 °C.

Przyjmując

$$\Delta h_{\text{TII}} = \Delta h_{\text{TI}} \quad \text{oraz} \quad \eta_m = 0,99,$$

zależność (II.15) można zapisać w formie ogólnej podobnej jak w (II.15)

$$\eta_{\text{th}} = \frac{L_1}{M_1}, \quad (\text{II.16})$$

w której licznik – energia netto uzyskana z układu

$$L_1 = \left[3,9204(1 - \Pi_{\text{TI}}^{-m})\eta_{\text{Ti}} - i_c \frac{\psi_w + \psi_d}{\eta_m} \frac{(\bar{c}_p)_{1-a}}{(\bar{c}_p)_{3-a}} \frac{1}{\tau} (\Pi_{\text{CI}}^m - 1) \right] \eta_{\text{HC}} \varepsilon_{\text{H}}, \quad (\text{II.16a})$$

gdzie: \bar{c}_p – średnia wartość ciepła właściwego (właściwej pojemności cieplnej czynnika) pod stałym ciśnieniem, η_{Ti} – sprawność izentropowa turbin, η_{Ci} – sprawność izentropowa sprężarek, Π_{TI} – stosunek ciśnień dla turbiny, Π_{CI} – stosunek ciśnień dla sprężarki.

We wzorze (II.16a)

$$\tau = \frac{T_3}{T_1}, \quad m = \frac{\kappa - 1}{\kappa},$$

gdzie κ – wykładnik adiabaty.

Po podstawieniu wartości liczbowych znanych już współczynników zależność (II.16a) można zapisać następująco

$$L_1 = \left[3,9204(1 - \Pi_{\text{TI}}^{-m})\eta_{\text{ti}} - 4,1818 \frac{(\bar{c}_p)_{1-a}}{(\bar{c}_p)_{3-a}} \frac{1}{\tau} (\Pi_{\text{CI}}^m - 1) - \frac{1}{\eta_{\text{ci}}} \right] \eta_{\text{HC}} \varepsilon_{\text{H}}, \quad (\text{II.16b})$$

mianownik, wyrażający natomiast wkład energetyczny

$$M_1 = \frac{(\bar{c}_p)_{2c-b}}{(\bar{c}_p)_{3-a}} (1 - \eta_R) + (1 - \Pi_{\text{TI}}^{-m}) \left[4 - \frac{(\bar{c}_p)_{2c-b}}{(\bar{c}_p)_{3-a}} (1 - \eta_R) \right] \eta_{\text{ti}} - \frac{(\bar{c}_p)_{2c-b}}{(\bar{c}_p)_{3-a}} (1 - \eta_R) \frac{1}{\tau} \left[1 + (\Pi_{\text{CI}}^m - 1) \frac{1}{\eta_{\text{Ci}}} \right] \quad (\text{II.16c})$$

Współczynnik η_R występujący we wzorze (II.16c), dotyczy „zimnego“ wymiennika ciepła; jest to funkcja różnicy temperatur ($t_4 - t_2$) oraz końcowej różnicy temperatur płynów ($t_4 - t_{2b}$). Ostatnią przyjęto jako wynoszącą 70 K (rys. 2.7) dla przypadku kiedy temperatura $t_3 \leq 700$ °C, aż do 80 K, kiedy temperatura $t_3 > 700$ °C. Wartość $\eta_R = 0,845 \div 0,860$ nie jest za wysoka, ponieważ w tym przykładzie różnica temperatur ($t_4 - t_2$) wynosi około 430 K. Dlatego należy zastosować dwa „zimne” wymienniki ciepła, współpracujące szeregowo. Wartości indywidualne wynoszą

$$\eta_R = \eta_{R2} = 0,74 \div 0,75.$$

Jeśli zachodzi potrzeba, aby wyrazić sprawność termiczną za pomocą ogólnych stosunków sprężania, należy uwzględnić następujące zależności:

$$\bar{\Pi}_{Cl} = \Pi_{CO}^{0,25} \varphi_C^{-0,75}, \quad (II.17)$$

$$\bar{\Pi}_T = \Pi_{TO}^{0,25} \varphi_T^{0,75}, \quad (II.18)$$

gdzie: φ_C oraz φ_T oznaczają średnie wartości wskaźników spadków ciśnienia w chłodnicach międzystopniowych i nagrzewnicach:

$$\varphi_C = \left(\frac{p_{1a} p_{1c} p_{1e}}{p_{1b} p_{1d} p_{1f}} \right)^{-1/3}, \quad (II.19)$$

$$\varphi_T = \left(\frac{p_{3b} p_{3d} p_{3f}}{p_{3a} p_{3c} p_{3e}} \right)^{1/3}. \quad (II.20)$$

Po wprowadzeniu wskaźnika ogólnych stosunków ciśnień σ_0

$$\frac{\Pi_{CO}}{\Pi_{TO}} = \sigma_0 = \frac{1 + \frac{\Delta p_{4-1}}{p_1}}{1 - \frac{\Delta p_{3-2}}{p_1} \frac{1}{\Pi_{CO}}}, \quad (II.21)$$

otrzymuje się

$$\Pi_{T1}^{-m} = \left(\frac{\sigma_0}{\varphi_T^3} \right)^{0,25m} \Pi_{CO}^{-0,25m}. \quad (II.22)$$

Gdy przyjmiemy zależność (II.22) i podstawimy $\eta_R = 0,845$, jak również średnią wartość c_p dla przyjętej temperatury powietrza na wlocie turbiny ($t_3 = 700$ °C), możemy sprowadzić wzór (II.16) do postaci

$$\eta_{th} = \frac{L_2}{M_2}, \quad (II.23)$$

gdzie:

$$L_2 = 1,0185 \left\{ \tau \left[1 - \left(\frac{\sigma_0}{\varphi_T^3} \right)^x \Pi_{CO}^{-x} \right] \eta_{Ti} \eta_{Ci} - 0,9446 [(\varphi_C)^{-3x} \Pi_{CO}^x - 1] \right\} \eta_{HC} \cdot \varepsilon_H, \quad (II.23a)$$

$$M_2 = \tau \left[1 - \left(\frac{\sigma_0}{\varphi_T^3} \right) \Pi_{CO}^{-x} \right] \eta_{Ti} \eta_{Ci} + 0,03918 \left\{ (\tau - 1) \eta_{Ci} - [(\varphi_C)^{-3x} \Pi_{CO}^x - 1] \right\}, \quad (II.23b)$$

przy czym

$$x = \frac{m}{4} = \frac{0,2857}{4} = 0,071425.$$

Jeśli chodzi o kontynuowany przykład liczbowy, to przyjęto:

$$\sigma_0 = \frac{1,0875}{1 - 0,42/8,2887} = 1,145,$$

$$\varphi_T^3 = 0,91267, \quad \varphi_C^{-0,75m} = 1,005572,$$

$$\tau = \frac{971,2}{298,2} = 3,25687.$$

Wartości współczynników $\eta_{HC} = 0,85$ oraz $\varepsilon_H = 0,98$ przyjęto według danych dla równania (II.8).

Zależność (II.23) zilustrowano na rysunku II.9. Można zauważyć, że w przedziale stosunków sprężania $\Pi_{co} = 2 \div \approx 8$ krzywe są bardzo strome. Dla większych wartości stosunków sprężania sprawności termiczne rosną coraz wolniej, lecz krzywe mają swoje maksima¹⁰.

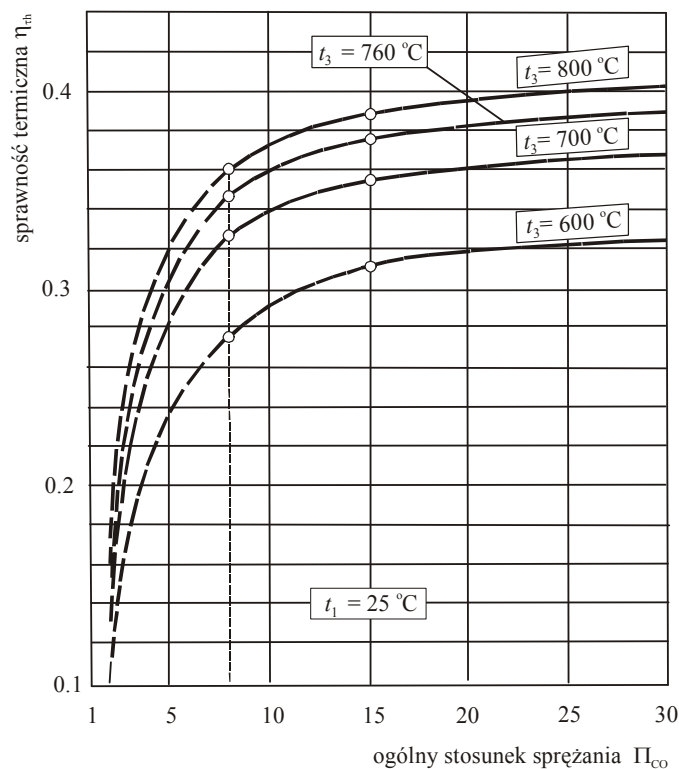
¹⁰ Dla $t_3 = 600$ °C oraz $\Pi_{co} \approx 30$, $(\eta_{th})_{max} = 0,322$.

Dla $t_3 = 700$ °C oraz $\Pi_{co} \approx 35$, $(\eta_{th})_{max} = 0,365$.

Dla $t_3 = 800$ °C oraz $\Pi_{co} \approx 38$, $(\eta_{th})_{max} = 0,405$.

Wydaje się, że najkorzystniejszym zakresem ogólnych stosunków sprężania jest $8 \div 15$. Krzywe odpowiadające wartościom $\Pi_{CO} < 8$ mają raczej znaczenie teoretyczne, ponieważ w praktyce dla mniejszych wartości ogólnych stosunków sprężania liczba następujących po sobie procesów sprężania i rozprężania musiałaby stopniowo maleć do 3, 2 i do 1.

Wartości, które można uzyskać z tego wykresu są odpowiednie dla układów o „pojedynczym wale”, w którym wszystkie turbiny mają jednakowe stosunki ciśnień. Trzeba jednak pamiętać, że wartości η_{th} odczytane z tego wykresu należy pomnożyć przez współczynnik $\varepsilon_H = 0,98$, którego nie wzięto tu pod uwagę.



Rys. II.9. Sprawność termiczna zmodyfikowanego układu ze spalaniem zewnętrznym (z poczwórnym sprężaniem i z poczwórnym rozprężaniem) jako funkcja ogólnego stosunku sprężania Π_{CO}

Jeśli się zamierza projektować instalację turbinową ze „swobodnym wałem”, to najpierw należy obliczyć średni stosunek sprężania dla pojedynczej sprężarki – według wzoru (II.17) – a następnie wartość Π_{T0} według¹¹ (II.21) oraz Π_T według (II.18).

¹¹ Podstawiamy za σ_0 oraz Π_{CO} .

Ażeby otrzymać poprawną wartość Π_{TII} trzeba nawiązać do wzoru (II.6) i przyjąć wartość stosunku ciśnień według potrzebnego spadku entalpii. Stosunek ciśnień dla turbin produkujących moc można wyznaczyć według zależności (por. [3])

$$\Pi_{TII} = \frac{(\bar{\Pi}_T)^2}{\Pi_{TI}}, \quad (\text{II.24})$$

gdzie $(\bar{\Pi}_T)^2$ oznacza kwadrat średniej wartości stosunków rozprężania.

Należy zauważyć, że stosując układ np. o pięciokrotnym sprężeniu zamiast czterokrotnego, dla jednakowych Π_{CO} i t_3 uzyskuje się większą sprawność termiczną (np. dla omawianej instalacji sprawność termiczna $\eta_{th} = 0,404$) i na odwrót – dla jednakowych wartości Π_{CO} i η_{th} wystarczyłaby znacznie niższa temperatura dolotowa turbin (np. dla $\Pi_{CO} = 8,2877$ i $\eta_{th} = 0,33$, $t_3 = 600$ °C). Niska temperatura na dolocie turbin jest oczywiście korzystna, chociaż według [5] temperatura $t_3 \leq 730$ °C jest jeszcze bezpieczniejsza i nie wymaga chłodzenia łopatek turbin.

7. Proponowana instalacja

W przykładzie liczbowym oraz diagramie przepływowym instalacji według rysunku II.5 należy zwrócić uwagę na punkty A i B. W punkcie A strumień powietrza wylotowego turbiny T4 rozdziela się na strumień powietrza spalania oraz powietrza nadmiarowego. To ostatnie przepływa przewodem okrężnym do „zimnego” wymiennika ciepła (CHE2). W punkcie B zaczyna się rozdział strumienia powietrza spalania na cztery równoległe przepływające strumienie. Na rysunku II.10 przedstawiono natomiast schemat przestrzenny tej instalacji, w której wszystkie turbiny i sprężarki są umieszczone na jednym (górnym) poziomie.

Jest to zatem typowy układ z „wolnym wałem”, znany również jako „dwuwałowy”, w którym uzyskuje się minimalną długość przewodów łączących turbiny z komorami spalania i regeneratorami. Jako układ o spalaniu zewnętrznym ma on jeszcze wymienniki „zimne” (CHE1 i CHE2) i zbiornik M, do którego uchodzą spaliny z regeneratorów nr 2, 3 i 4. Zauważyć jednak należy, że przewód pionowy, łączący wylot sprężarki C4 z wlotem do wymiennika „zimnego” CHE1 jest najdłuższy ze wszystkich przewodów.

W pracy [3] podano również schemat układu (teoretycznie jednowałowego), w którym ten „mankament” nie występuje¹², lecz przy realizacji takiego układu ko-

¹² W rzeczywistości jest to instalacja dwupoziomowa (z dwoma wałami sztywno połączonymi), w której turbiny umieszczono na górze a sprężarki na dole. Obydwa wały połączone łącznikiem pionowym, zaopatrzone na końcach parami kół zębatach stożkowych.

nieczne byłoby użycie „łącznika” z kołami stożkowymi, które prawdopodobnie w praktyce są jeszcze nieosiągalne (ze względu na wymaganą dużą moc i duże prędkości obrotowe).

Dane liczbowe charakteryzujące omawiany układ są następujące:

- moc mierzona na sprzęgle

$$P = 5250 \text{ kW}$$

- zapotrzebowanie powietrza roboczego przy pełnym obciążeniu, P_u według (II.10)

$$\dot{m} = \frac{P}{P_u} = \frac{5250}{211,52} = 24,82 \text{ kg/s}$$

- zapotrzebowanie powietrza spalania

$$m = 1,042, \quad \dot{m} = 25,862 \text{ kg/s}$$

- zużycie paliwa (gazu ziemnego)

$$\dot{B} = b\dot{m} = 0,01328 \cdot 24,82 = 0,3296 \text{ kg/s}$$

- zużycie gazu ziemnego w poszczególnych komorach spalania:

$$\dot{B}_1 = \dot{B}_2 = 0,0896 \text{ kg/s}$$

$$\dot{B}_3 = \dot{B}_4 = 0,0752 \text{ kg/s.}$$

Gdy założymy, że jednostkowe obciążenie cieplne komór spalania wynosi $q = 25\,000 \text{ kW/m}^3$ ([6] – s. 143), wówczas otrzymamy następujące wartości:

$$V_{C1} = V_{C2} = 0,1738 \text{ m}^3,$$

$$V_{C3} = V_{C4} = 0,1459 \text{ m}^3.$$

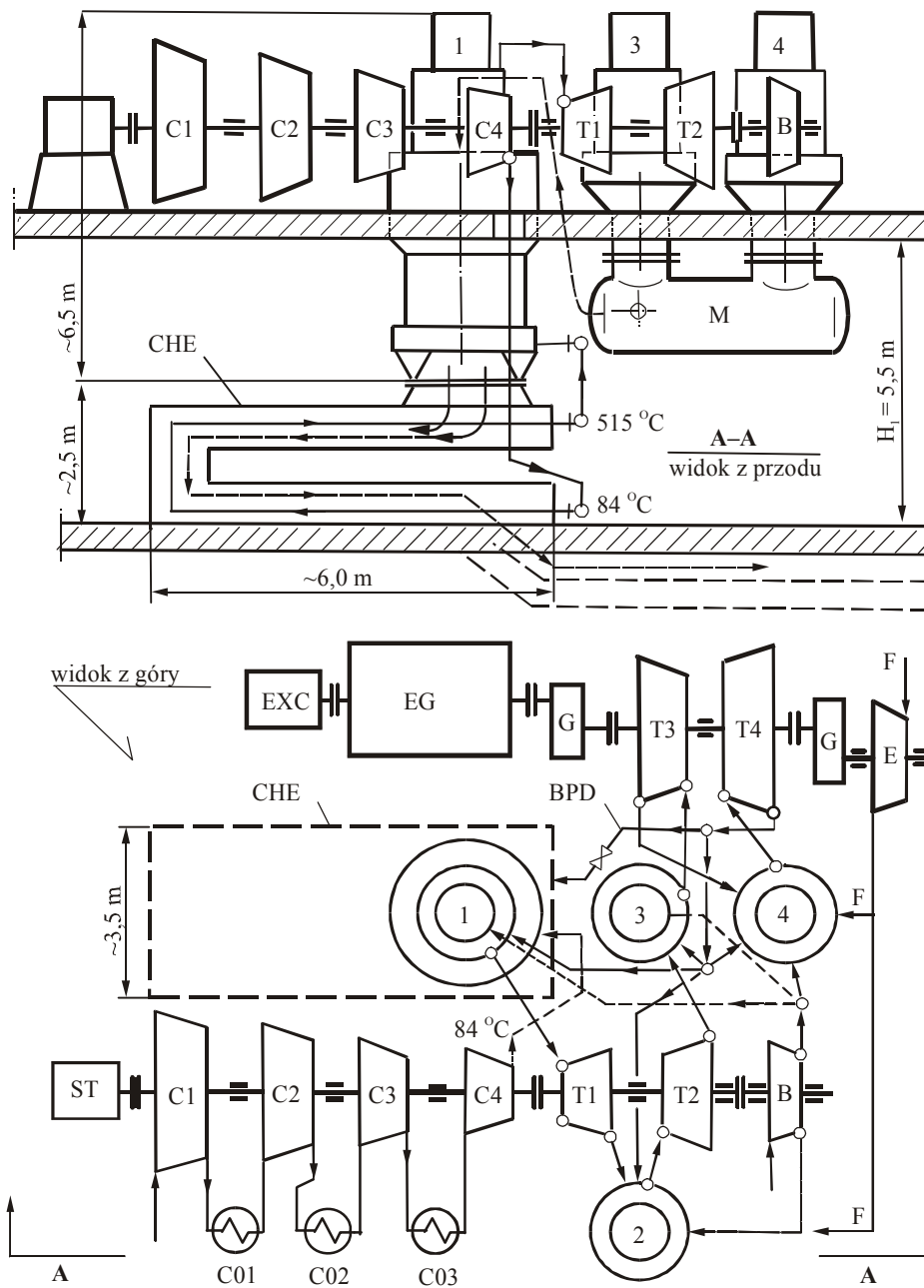
Przyjmując te same prędkości obrotowe (wspólny wał) dla wszystkich sprężarek i turbin, $n = 4500 \text{ obr/min}$, możemy oszacować maksymalne średnice wirników¹³:

$$D_{OC} = 850 \text{ mm dla sprężarki C1,}$$

$$D_{OT} = 1060 \text{ mm dla turbiny T4.}$$

Każda ze sprężarek ma 6 stopni, natomiast każda turbina – 3 stopnie. Stosunek ciśnień podano w punkcie 2.3 (przykład liczbowy).

¹³ Teoria i obliczanie turbin nie weszły w zakres omawianych zagadnień.



Rys. II.10. Schemat przestrzenny układu czterostopniowego: B – dmuchawa, C1÷C4 – sprężarki, C01÷C03 – chłodnice międzystopniowe, CHE – wymiennik „zimny”, E – rozprężarka gazu, EG – prądnica, EXC – wzбудnica, G – przekładnia zębata, M – mieszalnik spalin, ST – silnik rozruchowy, T1÷T4 – poszczególne jednostki turbin, 1÷4 – komory spalania scalone z odnośnymi podgrzewaczami, BPD – kanał okrężny

8. Wnioski

W rozdziale podano zwięzły opis nowego typu wielostopniowej instalacji turbin powietrznych z ogrzewaniem po stronie wydechu. Autorzy pragną zachęcić w ten sposób specjalistów do podjęcia i kontynuowania dalszych badań nad tego typu zespołami turbin.

Jeśli połączy się punkty 5b i 1 na diagramie zamieszczonym na rys. II.3, uzyskuje się tzw. „układ zamknięty” (typu Ackereta–Kellera). W takim przypadku należałoby skierować powietrze wylotowe ostatniej turbiny do wlotu sprężarki pierwszego stopnia, zamiast używać je jako powietrze spalania. Powietrze opuszczające wymiennik CHE1 o temperaturze t_{5b} musiałoby się schłodzić¹⁴ do temperatury wlotowej sprężarki t_1 w tzw. „chłodnicy końcowej”. Powietrze spalania musiałoby dostarczać dodatkowa dmuchawa o wydajności czterokrotnie większej niż wydajność dmuchawy użytej w rozważanej instalacji. Konieczne jest ponadto zastosowanie specjalnego zbiornika do regulacji ciśnienia.

Układy zamknięte tego rodzaju opłaca się budować tylko dla wielkich mocy, z zastosowaniem czynnika roboczego o wysokim ciśnieniu – niekoniecznie powietrza. Budując natomiast instalację z ogrzewaniem po stronie wydechu, opisaną w niniejszym rozdziale, można z góry założyć, że stosowanie wysokich ciśnień czynnika roboczego nie daje widocznych korzyści (por. rys. II.9) chyba, że instalacja spełnia dwa zadania:

- napędza generator elektryczny,
- dostarcza powietrze sprężone (o odpowiednim ciśnieniu i temperaturze) do wysokociśnieniowego generatora gazu.

W praktyce stwierdzono, że układ z ogrzewaniem po stronie wydechu o sprawności termicznej $\eta_{th} = 30 \div 40 \%$ jest całkiem realny, a ponieważ nie ma chłodnicy końcowej ani zbiornika ciśnieniowego, może w pewnych przypadkach być nawet tańszy niż instalacja działająca na zasadzie układu zamkniętego.

Aby uzyskać sprawność około 40 %, konieczne jest zastosowanie 5-krotnego sprężania i 4-krotnego rozprężania. Ze względów technicznych jest to stosunkowo łatwe do uzyskania, pod warunkiem zastosowania wału pośredniego ze stożkowymi kołami zębatymi. Wszystkie sprężarki można wówczas posadowić blisko chłodnic międzystopniowych, skupionych w jedną całość. Tego rodzaju rozbudowany układ mógłby znaleźć zastosowanie przemysłowe dla niezbyt wysokich mocy, np. 5÷30 MW.

Można również ustosunkować się co do zalet proponowanego układu w porównaniu z układem „półzamkniętym” (zwanym również „półotwartym”) typu Sulzer, ([6], s. 300÷307) lub typu Westinghouse, ([6], s. 26÷27), który należy do instalacji wysokociśnieniowych. Wydaje się, że największą „wadą” układu „półzamkniętego” jest to, że niektóre z turbin są napędzane spalinami, podczas gdy instalacja z ogrze-

¹⁴ Chłodnica końcowa może pełnić rolę wytwornicy pary.

waniem po stronie wydechu ma wszystkie turbiny napędzane powietrzem. Powietrze sprężone przepływa wewnątrz rurek, a spaliny przepływają przeciwnie do przepływu powietrza między rurkami. Niskie ciśnienie gazów spalinowych jest bardziej korzystne, ponieważ nie stwarza takich problemów konstrukcyjnych, jak wysokie ciśnienie.

9. Zalecenia wynikające z badań układów turbo-powietrznych z ogrzewaniem po stronie wydechu

Początkowo w tym względzie dostępne były tylko dane z lat 1950/58 uzyskane na podstawie badań eksperymentalnych zespołu prof. D.L. Mordella¹⁵. Stąd wynikały wnioski dotyczące przyjmowania odpowiednich wartości ciśnień i temperatur czynników roboczych. Niniejsze obliczenia oparto na pracy [3]¹⁶, lecz rok później opublikowano referat [16] na temat badań układów „Exhaust-Heated” opalanych węglem, przeprowadzonych przez grupę pracowników MIT¹⁷, pod kierunkiem prof. D.G. Wilsona. Wtedy stały się osiągalne nowsze dane dotyczące doboru parametrów czynnika roboczego oraz ewentualnej obróbki paliwa. Zbadano bowiem kilka układów turbo-powietrznych o różnych mocach jednostkowych i różnym wyposażeniu w nagrzewnice stacjonarne i obrotowe, metalowe i ceramiczne. Zbadano też przydatność różnych gatunków węgla oraz sposobów zapobiegania zanieczyszczeniom środowiska.

Na uwagę zasługują następujące stwierdzenia zawarte we wnioskach odnośnego raportu¹⁸ ASME:

1. Układ turbo-powietrzny z ogrzewaniem po stronie wydechu nadaje się szczególnie do spalania węgla w sposób mało szkodliwy dla otoczenia, a przez to umożliwienie kontroli zanieczyszczeń oraz z racji jego wysokiej sprawności termicznej z efektem minimalnej produkcji ditlenku węgla.
2. Konstrukcyjnie osiągalną sprawnością termiczną obiegu może być wartość ponad 50 % przy powszechnie stosowanej temperaturze maksymalnej czynnika roboczego $T_3 = 1373 \text{ K}$ (1100 °C), lub sprawność 45 %, jeśli temperatura dolotowa czynnika roboczego w regeneratorze zostaje utrzymana na poziomie $T_2 = 1145 \text{ K}$ (872 °C).
3. Jeśli w warunkach niepełnego obciążenia instalacji stosuje się niski spręż, lecz wysokie podgrzanie czynnika roboczego, to osiąga się wysoką sprawność

¹⁵ McGill University, Montreal, Kanada

¹⁶ Referat wygłoszony w dniu 11.06.1990 przez prof. J.A. Golińskiego na Międzynarodowym Kongresie w Brukseli

¹⁷ Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA

¹⁸ Praca była sponsorowana przez US Department of Energy

termiczną, co należy uznać za zaletę systemu z ogrzewaniem po stronie wydechu.

Dalsze punkty tego raportu (tj. 4 i 5) dotyczą ewentualnych kosztów budowy instalacji, które mogłyby dostarczyć pewnych informacji w przypadkach, gdyby rozważano możliwości budowy zespołów eksperymentalnych.

Literatura

- [1] BAEHR H. D., SCHWIER K., *Die thermodynamischen Eigenschaften der Luft*, Springer Verlag, Berlin 1961.
- [2] BOSNIAKOVIC F., *Technische Thermodynamik*, I-Teil, Verlag Theodor Steinkopff, Dresden, 1967, s. 366÷381.
- [3] GOLINŃSKI J. A., *Modified Exhaust Heated Gas Turbine Cycle with Increased Thermal Efficiency and its Prospect for Industrial Application*, ASME-paper No. 90-GT-369, June 11-14, 1990 – Brussels, Belgium.
- [4] HODGE J., *Cycles and Performance Estimation*, Gas Turbine – Vol. 1, Butterworths Scientific Publications, London, 1995, s. 132÷179.
- [5] KORTA K. J., *Mechanical Reliability Considerations in the Modern High Temperature Industrial Gas Turbine*, ASME-paper No. 79-GT-101.
- [6] KRUSHIK J., *Die Gasturbine*, Springer Verlag, Wien, 1952, s. 143, s. 300÷s. 309.
- [7] MORDELL D. L., *An Experimental Coalburning Gas Turbine*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 169, No 7, 1955, s. 163÷180.
- [8] MORDELL D. L., *Indirect Fired Gas Turbines*, The Engineer, February 8th, 1957, s. 210÷213.
- [9] MORDELL D. L. and FOSTER-PEGG R. W., *Tests of an Experimental Coal – Burning Turbine*, ASME –Transactions, Vol. 78, Nov 1956, No. 8, s. 1807÷1821.
- [10] OCHEŁDUSZKO S., *Termodynamika stosowana*, WNT, wyd. II, Warszawa 1967, s. 348÷362
- [11] PFENNINGER H., *Mode of Operation and Design of Brown Boveri Gas Turbines*, The Brown Boveri Review, Vol. 44, No. 4/5, 1957, s. 200÷217.
- [12] SCHMIDT E., *Thermodynamics* (Authorized translation from the third German edition by J.Kestin), Oxford at the Clarendon Press 1949, s. 376÷388.
- [13] STRUB R. A., *Field Experience with Industrial Gas Turbine Installations*, Sulzer Technical Review, 3/1966, s. 129÷136.
- [14] STRUB R. A., *Thermal Turbomachines for Energy Generation (Natural Gas Liquefaction)*, Sulzer Technical Review, 2/1982, s. 11÷15.
- [15] WALLER G., *The Parsons Exhaust Heated Loco*, The Oil Engine and Gas Turbine, July, 1954, s. 118.
- [16] WILSON D. G., FRENKEL R. G., KOWALICK D. J., NAHATIS H. M., SILVERSTEIN S. M., TAMPE L. A., *Coal Burning Exhaust Heated Cycle Gas Turbine with a Regenerative Heat Exchanger*, ASME– paper No 91-GT-342, 1991.
- [17] ZERLAUTH F., von SALIS J., *Gas Turbine Sets for Rumanian Pipeline Stations*, Sulzer Technical Review, 3/1963, s. 149÷154.