

Na prawach rękopisu

**POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
INSTYTUT TECHNIKI CIEPLNEJ I MECHANIKI PŁYNÓW**

Raport serii **PREPRINTY** nr 3/2006

**UKŁAD CHENGA JAKO PROEKOLOGICZNE ŹRÓDŁO
ENERGII ELEKTRYCZNEJ I CIEPLNEJ**

Andrzej CHRZCZONOWSKI

Słowa kluczowe: układ Chenga
układ kogeneracyjny
siłownia gazowa
modelowanie numeryczne

Rozprawa doktorska
Promotor: dr hab. inż. Krzysztof Jan Jesionek, prof. PWr.

WROCŁAW 2006

Spis treści

1. Wprowadzenie	5
1.1. Systemy przetwarzania energii.....	5
1.2. Modelowanie procesów konwersji energii.....	6
1.3. Układy siłowni ciepłych.....	7
1.4. Układ Chenga	16
1.5. Cel, tezy i zakres pracy.....	23
2. Modele matematyczne czynników roboczych na potrzeby modelu układu Chenga.....	25
2.1. Modele powietrza i gazów spalinowych	25
2.2. Modele wody i pary wodnej.....	29
2.3. Narzędzia programistyczne	34
3. Model matematyczny układu Chenga.....	37
3.1. Sprężanie	37
3.2. Ogrzewanie czynnika	42
3.3. Rozprężanie	46
3.4. Produkcja pary w kotle odzyskowym	51
3.5. Międzystopniowe chłodzenie sprężanego powietrza.....	59
3.6. Bilans energii układu.....	61
3.7. Bilans masy komory spalania.....	63
3.8. Bilans energii komory spalania.....	63

4. Charakterystyki układu w wersji podstawowej	64
4.1. Charakterystyki podstawowe	64
4.2. Wpływ sprawności wewnętrznej komponentów układu.....	72
4.3. Wpływ temperatury otoczenia.....	86
4.4. Wpływ strumienia masy wytwarzanej pary	90
4.5. Układ istniejący	96
5. Rozbudowa układu o dodatkowe elementy	97
5.1. Chłodzenie międzystopniowe.....	97
5.2. Przegrzew międzystopniowy.....	106
5.3. Przegrzew i chłodzenie międzystopniowe	115
6. Obliczenia numeryczne przepływu przez turbinę.....	120
6.1. Parametry czynnika	120
6.2. Model geometryczny	123
6.3. Obliczenia numeryczne	131
7. Korzyści ekologiczne.....	138
8. Propozycje racjonalizacji układu	150
9. Podsumowanie	152
Literatura.....	155
Załączniki.....	161
A. Funkcje kanoniczne tablic IAPWS-IF97	161
B. Przykład kodu źródłowego modelu układu Chenga	175
C. Przykład obliczeń numerycznych wirnika turbiny	185

1. Wprowadzenie

1.1. Systemy przetwarzania energii

W wyniku rozwoju techniki i nauki w dziedzinie energetyki zawodowej obiegi siłowni ciepłych zostały dalece usprawnione [35], [69]. W nowoczesnych siłowniach parowych stosowanych jest wiele wymienników regeneracyjnych oraz przegrzewacze pary. Pozwalają one na pewną karnotyzację obiegu siłowni parowej i uzyskiwanie sprawności elektrycznych netto na poziomie przekraczającym 40 %. Dalszy wzrost sprawności elektrycznej jest możliwy przy zastosowaniu siłowni kombinowanych gazowo–parowych. Temperatura górnego źródła ciepła leży tu znacznie wyżej niż w siłowniach parowych, a temperatura źródła dolnego, znacznie niżej niż w siłowniach gazowych.

Problemem pojawiającym się na drodze w szybkim rozwoju siłowni gazowo–parowych są wysokie koszty inwestycyjne. Musi być tu zainstalowany zarówno turbozespół gazowy jak i parowy, zwykle z dwoma niezależnymi generatorami. Ponadto paliwem w takich instalacjach musi być gaz lub odpowiednio przygotowane paliwo ciekłe, które to w warunkach polskich są prawie całkowicie towarami importowanymi. Pewną nadzieję niosą technologie zgazowania węgla, które, niestety, nie zostały opanowane w wystarczająco wysokim stopniu, aby mogły zostać zastosowane w elektrowniach komercyjnych [11].

Jest jednak technologia konwersji energii umożliwiająca uzyskiwanie wysokich sprawności przy stosunkowo niskich nakładach inwestycyjnych znana od wielu lat. Jest nią kogeneracyjne wytwarzanie energii elektrycznej i ciepłej [34], [61], [79], [84]. Ostatnio rozwój techniki ziębniczej pozwolił na powolne wprowadzanie trójgeneracji, w której oprócz energii elektrycznej i ciepłej uzyskiwane jest tzw. ciepło ujemne wykorzystywane w klimatyzacji [61], [81].

W naszej strefie klimatycznej największe znaczenie odgrywa kogeneracja. Jak wykazują badania, kogeneracyjne wytwarzanie energii elektrycznej i ciepłej pozwala na wykorzystanie o 15 % efektywniej energii chemicznej zmagazynowanej w paliwie, niż w systemie rozdzielnej produkcji tych rodzajów energii. Ponieważ w trakcie przesyłu zarówno energii elektrycznej jak i ciepłej występują straty, więc korzystne jest stosowanie wielu źródeł tych energii położonych w niewielkiej odległości od odbiorców.

Zbliżenie źródeł energii do odbiorców wymaga stosowania technologii, które nie są szkodliwe dla zdrowia ludzi będących odbiorcami. Najistotniejszym czynnikiem jest tu emisja szkodliwych składników spalin. Nie bez znaczenia są także takie odpady jak żużel, popiół, gips czy dwutlenek węgla. Coraz ostrzejsze wymagania ekologiczne najlepiej są spełniane przez siłownie gazowe opalane gazem, którego spalanie charakteryzuje się małą emisją tlenków azotu NO_x i tlenku węgla CO . W spalinach brak jest związków siarki i pyłów, nie powstaje

popiół ani żużel, a przy wytwarzaniu jednostki energii emitowana jest mniejsza ilość CO₂ niż w jednostkach opalanych węglem. Ponadto stosowanie nowoczesnych technik pomiarowych pozwala na utrzymanie parametrów spalania w zakresie wartości optymalnych ze względów ekologicznych.

Małe elektrociepłownie gazowe stosowane są od dawna. Zostały one już w wysokim stopniu przebadane i rozpoznane [2], [22], [23], [26], [45], [49], [52], [57], [60], [61], [72], [78], [82], [83], [84]. Siłownie pracujące w układzie prostym charakteryzują się stałym wskaźnikiem skojarzenia, definiowanym jako stosunek mocy elektrycznej do cieplnej. Jeśli więc spada zapotrzebowanie na jeden rodzaj energii, musi nastąpić także spadek produkcji tej drugiej. Wady tej pozbawiony jest układ z wtryskiem pary do komory spalania, zwany w skrócie układem STIG (Steam Injected Gas Turbine) lub od nazwiska wynalazcy układem Chenga [27], [28], [34]. Jeśli spadnie zapotrzebowanie na moc cieplną, nadwyżka pary wytworzonej w kotle odzyskowym wtryskiwana jest do komory spalania, co powoduje wzrost mocy oraz sprawności elektrycznej.

Układ Chenga jest wprawdzie nieco bardziej skomplikowany niż układ prosty, umożliwia jednak znacznie lepsze wykorzystanie paliwa, zwłaszcza w systemach ze zmiennym zapotrzebowaniem na moc cieplną [18], [27], [28], [33], [43], [58], [64]. Niezależnie bowiem od zapotrzebowania na ciepło układ pracuje z mocą znamionową w zakresie wysokich sprawności.

Dotychczas na świecie powstało kilkadziesiąt układów STIG. Najstarsze pracują już ponad 20 lat [7]. W Polsce dotychczas nie powstał ani jeden układ. Najbliższe siłownie STIG pracują w Niemczech. Jedna z nich została uruchomiona w 1997 roku w pobliżu Monachium i zasila w ciepło i energię elektryczną część budynków Uniwersytetu Technicznego. Doświadczenia z pracy tego układu są publikowane w materiałach konferencyjnych i czasopismach fachowych.

Wszystkie wybudowane dotychczas siłownie STIG stanowią tzw. układ prosty. Do ich budowy zostały wykorzystane lotniczopochodne silniki turbogazowe [4], [7] z jedną komorą spalania, bez chłodzenia międzystopniowego sprężanego powietrza. Brak jest danych literaturowych na temat prób rozbudowanych układów Chenga.

1.2. Modelowanie procesów konwersji energii

Dzisiejsza technika komputerowa umożliwia wykorzystanie modeli komputerowych do przeprowadzenia symulacji procesów konwersji energii [1], [3], [31], [56]. Modele takie obejmują zarówno czynniki obiegowe jak i maszyny i urządzenia energetyczne stosowane w siłowni. Dzięki modelowaniu możliwe jest skrócenie czasu realizacji projektów energetycznych i ograniczenie liczby prototypów, a co za tym idzie zmniejszenie kosztów wdrażania nowych układów.

W siłowniach cieplnych wykorzystywane są różne czynniki obiegu. W układach gazowych otwartych czynnik obiegowy składa się zwykle z powietrza, paliwa i produktów spalania. W układach z wtryskiem wody lub pary wodnej dużą rolę w konwersji energii odgrywa para wodna. Ponieważ stosowane są różne paliwa gazowe i ciekłe więc konieczne jest dysponowanie modelami gazu, którego skład chemiczny jest zmienny w szerokich granicach.

Najbardziej pracochłonnym składnikiem gazu w budowaniu modeli komputerowych siłowni cieplnych jest woda i para wodna z uwagi na możliwość występowania obu faz i stosunkowo niewielkie oddalenie od punktu krytycznego. Problemom obliczania własności wody i pary wodnej poświęcono wiele międzynarodowych konferencji naukowych. Badania nad tymi własnościami uwieńczone zostały opublikowaniem w 1997 roku algorytmów matematycznych pozwalających na obliczanie podstawowych parametrów w szerokim zakresie temperatur i ciśnień [70]. Własności termodynamiczne pozostałych składników czynników obiegowych siłowni gazowych nie nastroczą już takich problemów i są one mniej wymagające co do mocy obliczeniowej maszyny cyfrowej.

Modelowanie przemian energetycznych, zachodzących w maszynach u urządzeniach wchodzących w skład siłowni cieplnych, polega na budowaniu równań bilansu masy i energii. Zwykle pierwsze obliczenia przeprowadzane są dla przypadków idealnych, a następnie obliczenia korygowane z wykorzystaniem zależności poznanych w wyniku pomiarów.

1.3. Układy siłowni cieplnych

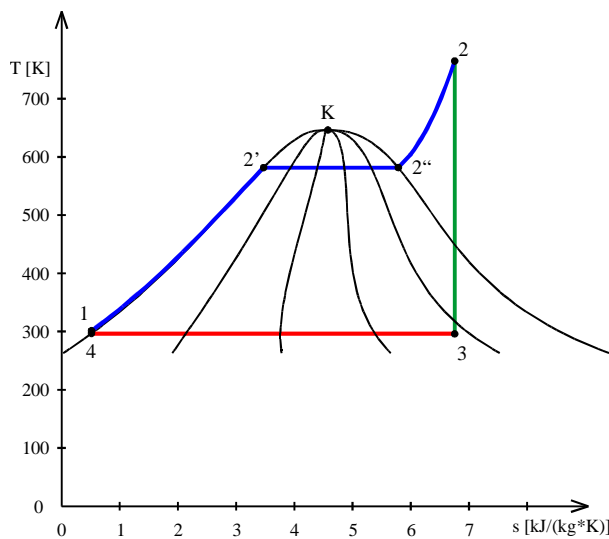
Podstawowym układem siłowni cieplnej – wykorzystywanym w naszym kraju – jest układ parowy. Posiada on wiele zalet, z których istotną rolę odgrywa możliwość spalania dowolnego rodzaju paliwa oraz uzyskiwanie wysokich ciśnień czynnika na wlocie do turbiny. Tak wysokie ciśnienia mogą być osiągnięte tylko przy pomocy pomp. Zastosowanie pomp wodnych jest możliwe dzięki przemianie fazowej zachodzącej w skraplaczu. Jest ona jednak przyczyną znacznych strat ciepła wyrzucanego do otoczenia, co jest wynikiem bardzo dużej wartości ciepła skraplania (parowania) wody przy niskich ciśnieniach. Złożona budowa kotłów parowych powoduje, że maksymalne temperatury obiegu nie mogą być tak wysokie, jak w siłowniach gazowych.

Alternatywnym układem siłowni cieplnej jest układ turbogazowy. Czynnikiem roboczym jest tu gaz, a więc podnoszenie ciśnienia czynnika obiegowego musi być realizowane w sprężarkach, co jest bardziej energochłonne. Ciśnienia te są znacznie niższe niż w obiegu parowym. Dlatego układy gazowe pracują przy niższych ciśnieniach, ale z uwagi na wykorzystanie komór spalania do przekazywania ciepła czynnikowi robocznemu możliwe jest uzyskiwanie znacznie wyższych maksymalnych temperatur obiegu.

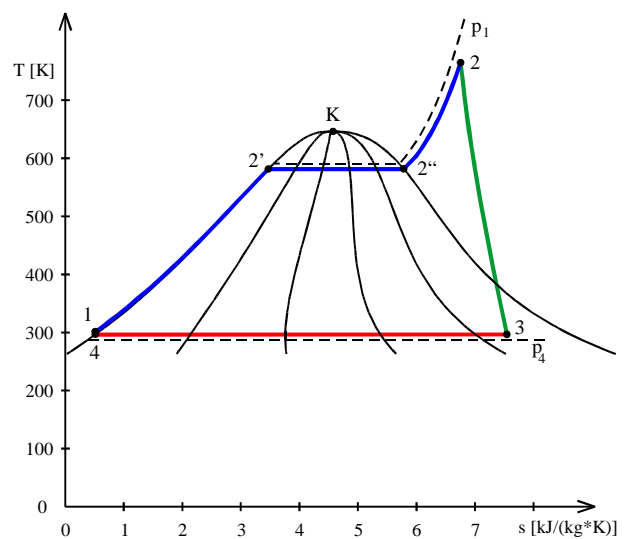
Nowoczesnym układem siłowni pozwalającym na uzyskiwanie obecnie najwyższych sprawności jest układ gazowo–parowy. Jest on połączeniem cieplnym układu gazowego z parowym, dzięki czemu temperatury górnego źródła ciepła są takie jak siłowni gazowych, a dolnego – jak siłowni parowych. Układy te (z uwagi na wysokie koszty inwestycyjne) rozprzestrzeniają się stosunkowo wolno. Znacznie tańszym rozwiązaniem jest układ Chenga, w którym obieg gazowy łączy się z parowym w komorze spalania, a w turbinie rozprężana jest mieszanina gazów spalinowych i pary wodnej. Para wodna wytwarzana jest w kotle odzyskowym kosztem energii cieplnej rozprężonych w turbinie gazów. Jak wykazuje doświadczenie, układ Chenga ma wyższe sprawności niż tradycyjny układ gazowo–parowy w zakresie małych mocy (poniżej 10 MW) [47].

Obieg siłowni parowych

Obiegiem porównawczym siłowni parowej jest obieg Clausiusa–Rankine’a [9], [24], [39], [46], [66], [68], [69], [74], składający się z dwóch izobar i dwóch izentrop, przedstawiony na rysunkach 1.1 i 1.3. Wszystkie przemiany są przemianami odwracalnymi. Izotermy sprężania i rozprężania są adiabatami odwracalnymi a izobaryczne ogrzewanie czynnika w kotle i chłodzenie w skraplaczu odbywa się bez strat. Obieg siłowni rzeczywistej składa się z przemian rzeczywistych. Obie adiabaty obciążone są przyrostem entropii, a przemiany w kotle i skraplaczu przebiegają ze stratami ciśnienia [9], [13], [31], [44], [51]. Zarówno straty ciśnienia jak i przyrosty entropii uwidocznione są na rysunkach 1.2 i 1.4.



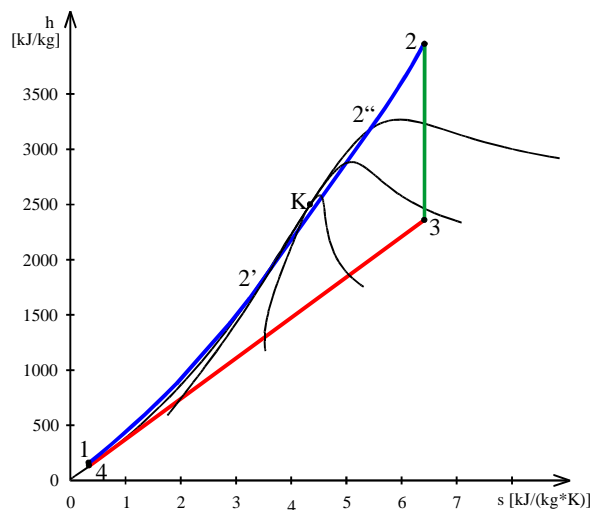
Rys. 1.1. Obieg Clausiusa–Rankine’a na wykresie T–s



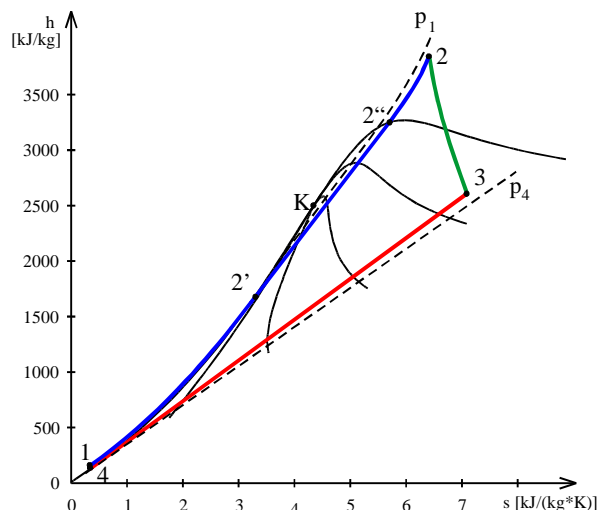
Rys. 1.2. Obieg siłowni parowej na wykresie T–s

Obieg rzeczywistej siłowni parowej na wykresach h–s i T–s przedstawiony jest na rysunkach 1.2 i 1.4. Punkt 1 na rysunkach 1.1÷1.4 przedstawia

wlot czynnika do kotła parowego. Przemiana 1–2' odbywa się w podgrzewaczu wody. Punkt 2' jest punktem pęcherzyków, rozpoczyna się w nim parowanie. Odcinek 2'–2'' przedstawia proces parowania w parowniku. Punkt 2'' jest punktem rosy i w nim kończy się proces parowania. Przemiana 2''–2 obrazuje przegrzewanie pary.



Rys. 1.3. Obieg Clausiusa–Rankine'a na wykresie h–s



Rys. 1.4. Obieg siłowni parowej na wykresie h–s

Para przegrzana – o parametrach przedstawionych punktem 2 – doprowadzona jest na wlot turbiny parowej, w której następuje zamiana części entalpii pary na pracę mechaniczną służącą do napędu generatora elektrycznego. Krzywa 2–3 obrazuje przemianę zachodzącą w turbinie i jest ona praktycznie adiabatą, ponieważ występuje tu bardzo mała wymiana ciepła z otoczeniem. Po rozprężeniu para musi zostać skroplona, aby możliwe było wykorzystanie pomp wodnych do podniesienia ciśnienia czynnika do odpowiednio wysokiej wartości. Skraplanie odbywa się w kondensatorze umieszczonym zwykle bezpośrednio pod turbiną. Do odbioru ciepła od skraplanej pary wodnej wykorzystywany jest dodatkowy obieg wodny, przy pomocy którego odprowadzane jest ujemne ciepło obiegu do otoczenia. Wysoka wartość ciepła parowania wody przy niskim ciśnieniu powoduje, że do otoczenia oddawana jest duża ilość ciepła, co jest przyczyną stosunkowo niskiej sprawności termicznej prostego obiegu parowego.

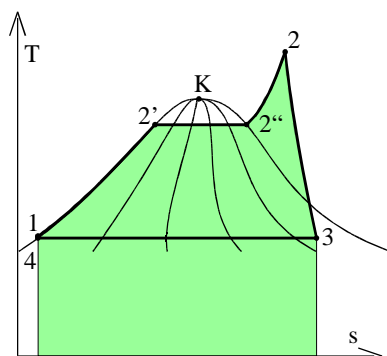
Sprawność termiczna obiegu silnikowego definiowana jest zależnością

$$\eta_{th} = \frac{L_{ob}}{Q_{ob}^+} = \frac{Q_{ob}^+ - Q_{ob}^-}{Q_{ob}^+}, \quad (1.1)$$

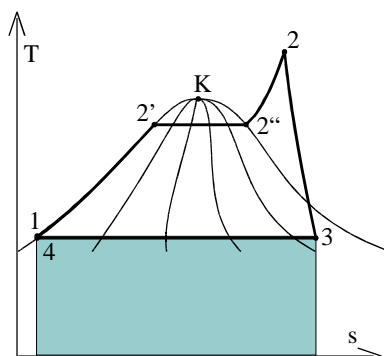
gdzie: L_{ob} , Q_{ob}^- , Q_{ob}^+ – praca, ciepło ujemne i dodatnie obiegu przedstawione graficznie na rysunkach 1.5÷1.7.

W celu podniesienia sprawności siłowni należy zwiększyć pracę obiegu lub obniżyć ciepło ujemne. Może to być zrealizowane poprzez podnoszenie ciśnienia w kotle i temperatury na wlocie do turbiny oraz obniżenie ciśnienia w skraplaczu. Działania te są ograniczone materiałowo i fizycznie. Podnoszenie

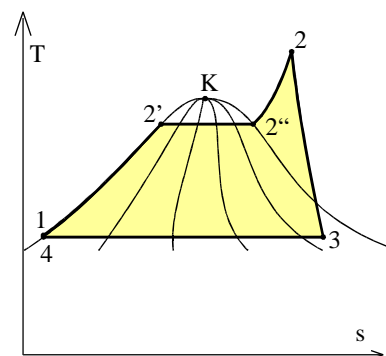
temperatury i ciśnienia w kotle jest ograniczone wytrzymałością elementów kotła. Ciepło dodatnie i ujemne oraz pracę obiegu siłowni parowej można przedstawić jako odpowiednie pola na wykresie $T-s$ (rysunki 1.5, 1.6, 1.7).



Rys. 1.5. Ciepło dodatnie obiegu siłowni parowej



Rys. 1.6. Ciepło ujemne obiegu siłowni parowej

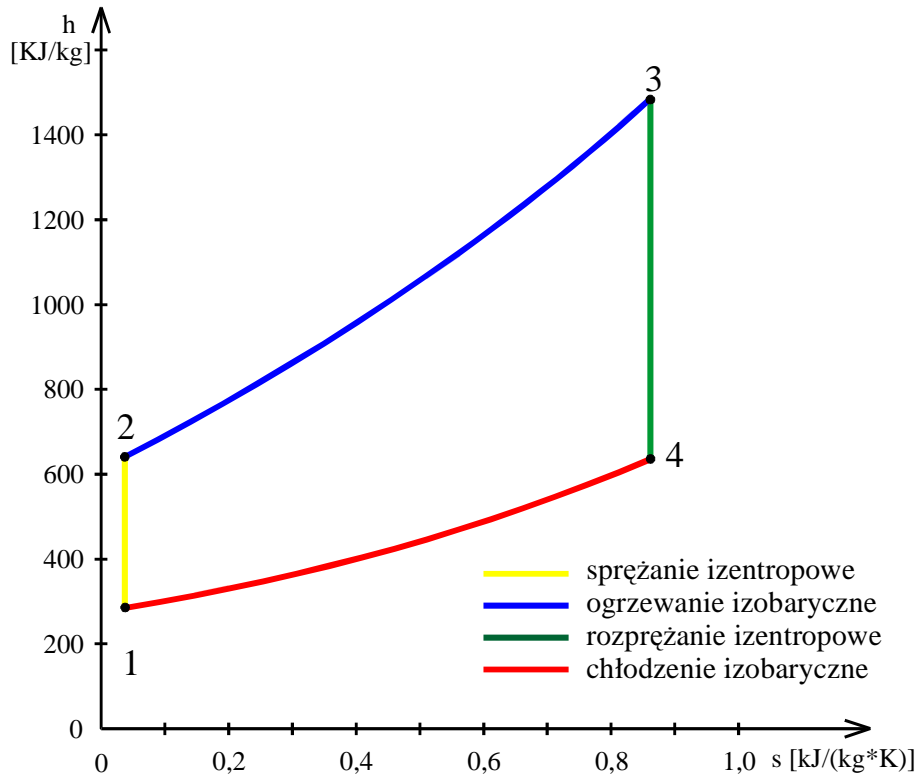


Rys. 1.7. Praca obiegu siłowni parowej

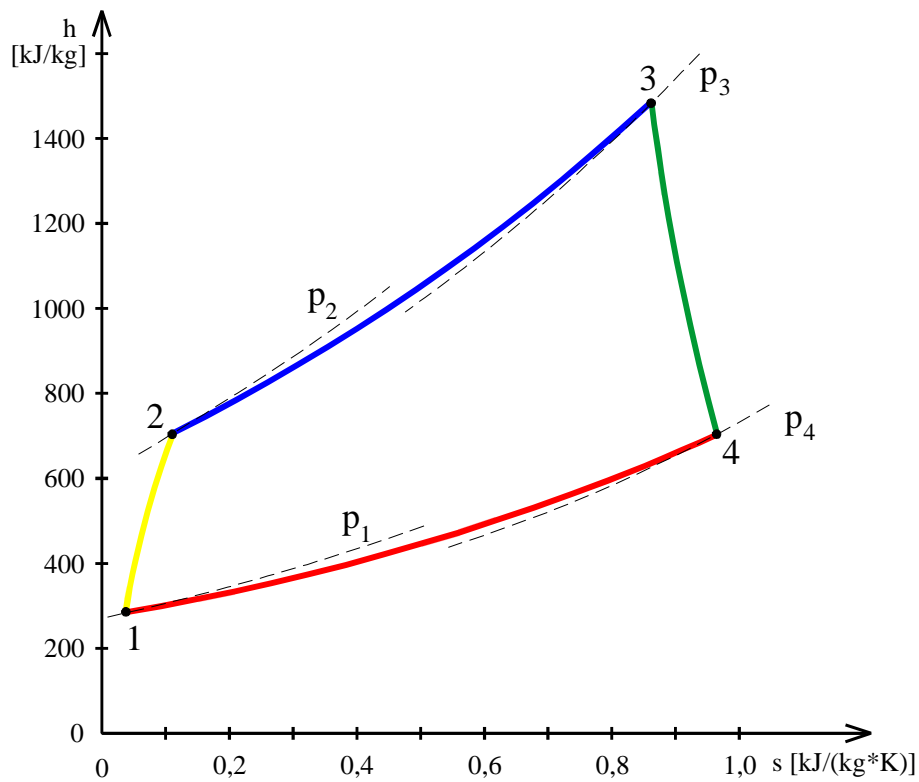
Przy stałych temperaturach dolnego i górnego źródła ciepła podnoszenie sprawności obiegu jest możliwe na drodze karnotyzacji obiegu, czyli zbliżenia kształtem danego obiegu do uogólnionego obiegu Carnota. Obieg Carnota ma bowiem najwyższą sprawność dla danych temperatur źródeł ciepła dolnego i górnego. Najpopularniejszymi metodami karnotyzacji obiegu siłowni parowej jest stosowanie przegrzewu wtórnego pary i podgrzewu regeneracyjnego wody zasilającej. Wiąże się to wprowadzeniem z komplikacją układu siłowni, przynosi jednak znaczne przyrosty sprawności. Najczęściej spotykane są układy siłowni parowych z jednym przegrzewem wtórnym, rzadziej z dwoma. Liczba podgrzewaczy regeneracyjnych waha się w szerokich granicach i jest zależna od wielkości bloku energetycznego. W warunkach polskich stosowanych jest zwykle 6 ÷ 9 podgrzewaczy.

Obieg siłowni gazowych

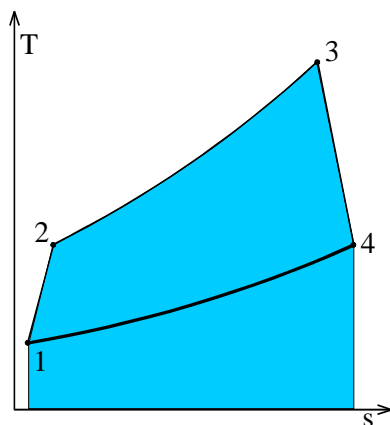
Znacznie rzadziej spotykanymi układami siłowni cieplnych w naszym kraju są układy siłowni gazowych. Obiegiem porównawczym tych siłowni jest obieg Braytona przedstawiony na rys. 1.8. Składa się on, podobnie jak obieg Clausiusa–Rankine’a z dwóch izobar i dwóch izentrop. Obieg siłowni rzeczywistej różni się od obiegu porównawczego, w myśl drugiej zasady termodynamiki, stratami. Dochodzi zarówno do spadków ciśnień podczas przepływu czynnika przez elementy siłowni jak i do przyrostu entropii podczas sprężania gazu w sprężarce i rozprężania go w turbinie. Obieg siłowni rzeczywistej przedstawiony jest we współrzędnych $h-s$ na rys. 1.9. Podobnie jak w przypadku obiegu siłowni parowej, ciepło dodatnie, ujemne i pracę obiegu można przedstawić na wykresie $T-s$ jako odpowiednie pola. Pola te uwidocznione są odpowiednio na rysunkach 1.10, 1.11 i 1.12.



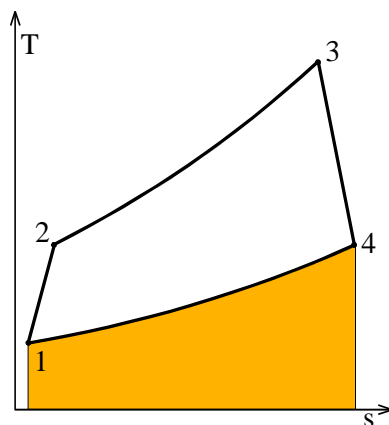
Rys. 1.8. Obieg Braytona na wykresie h-s



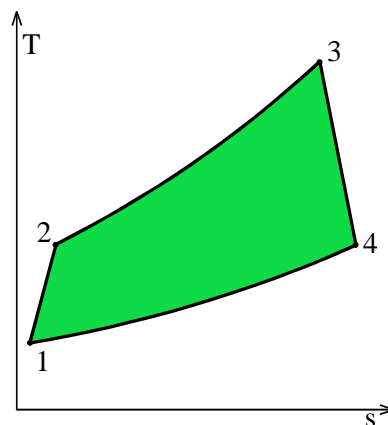
Rys. 1.9. Obieg rzeczywistej siłowni gazowej na wykresie h-s



Rys. 1.10. Ciepło dodatnie obiegu Braytona



Rys. 1.11. Ciepło ujemne obiegu Braytona



Rys. 1.12. Praca obiegu Braytona

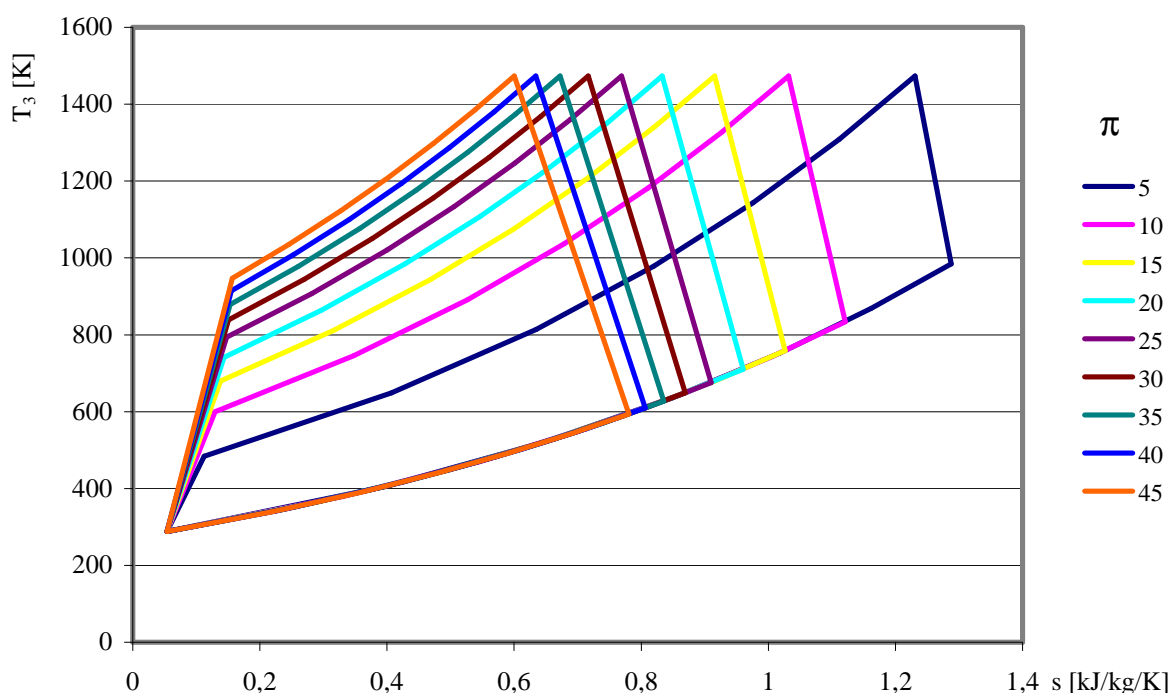
Działanie układu gazowego, w najczęściej spotykanej wersji otwartej, polega na zassaniu chłodnego powietrza z otoczenia i sprężeniu go w sprężarce. Następnie jest ono ogrzewane w komorze spalania. Proces ten polega na bezpośrednim spalaniu paliwa w sprężonym powietrzu, w wyniku czego otrzymywany jest gaz spalinowy o odpowiedniej temperaturze. Ogrzany czynnik rozpręża się następnie w turbinie, w wyniku czego dochodzi do zamiany części jego entalpii na pracę mechaniczną, przekazywaną na wał wirnika turbiny. Praca ta służy zarówno do napędu sprężarki jak i generatora elektrycznego.

Spotykane są różne układy siłowni gazowych. W rozwiązaniu najprostszym cała turbina i cała sprężarka osadzone są na jednym wale, który poprzez sprzęgło połączony jest z wałem generatora elektrycznego. Nie jest to rozwiązanie optymalne ze względów aerodynamicznych. Nieco lepszym rozwiązaniem jest połączenie jednym wałem części turbiny i całej sprężarki. Ta część turbiny napędza tylko sprężarkę. Druga natomiast – generator elektryczny. Bywają także rozwiązania bardziej skomplikowane, np. część niskoprężna sprężarki napędzana jest częścią średnioprężną turbiny, część wysokoprężna sprężarki częścią wysokoprężną turbiny, a część niskoprężna turbiny napędza generator. Im układ siłowni bardziej podzielony, tym większe jest stopniowanie prędkości maszyn. Możliwa jest więc praca poszczególnych podzespołów maszyny z prędkościami obrotowymi bliższymi optymalnym, co wpływa korzystnie na sprawność układu. Wiąże się to niestety ze wzrostem kosztów inwestycyjnych. O wyborze rozwiązania powinna decydować ścisła analiza ekonomiczna.

W siłowni gazowej pracującej w układzie prostym konwersja energii przebiega z niezbyt wysoką sprawnością. Wprawdzie nie ma tu konieczności skraplania czynnika, z czym związane jest wyrzucanie do otoczenia dużych ilości ciepła, jednak do sprężania powietrza zużywana jest znacznie większa moc mechaniczna, ponieważ czynnik jest w postaci gazowej. Tak więc do napędu sprężarki zużywana jest często większość mocy mechanicznej generowanej w turbinie.

Sprawność siłowni gazowych jak i moc jednostkowa są silnie zależne od temperatury czynnika na wlocie do turbiny oraz od sprężu sprężarki. Istotny

wpływ ma także sprawność wewnętrzna sprężarki i turbiny oraz temperatura zasysanego powietrza [9], [10], [12], [16], [17], [22], [26], [30], [40], [42], [57], [62], [67], [75]. Rys. 1.13 przedstawia zależność kształtu obiegu siłowni gazowej (w układzie prostym) od sprężu. Jeśli ma on niską wartość, obieg ma spłaszczony kształt, a odległość między izobarami dolną i górną obiegu porównawczego jest niewielka. W takiej sytuacji moc wewnętrzna turbiny jest stosunkowo niewielka, a ponieważ różnica temperatur na wlocie i wylocie z komory spalania jest duża, więc strumień ciepła dostarczony w komorze spalania musi być duży, co powoduje, że sprawność takiego obiegu jest dość niska.

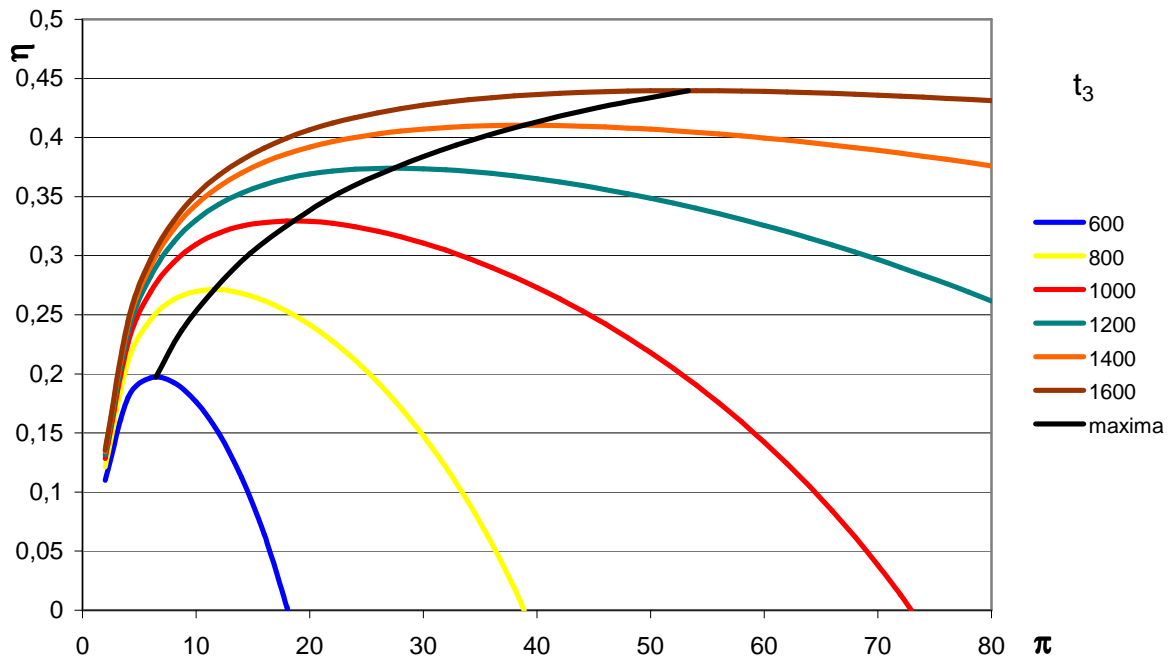


Rys. 1.13. Obiegi termodynamiczne układów gazowych prostych dla różnych wartości sprężu, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{is} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1200\text{ }^\circ\text{C}$

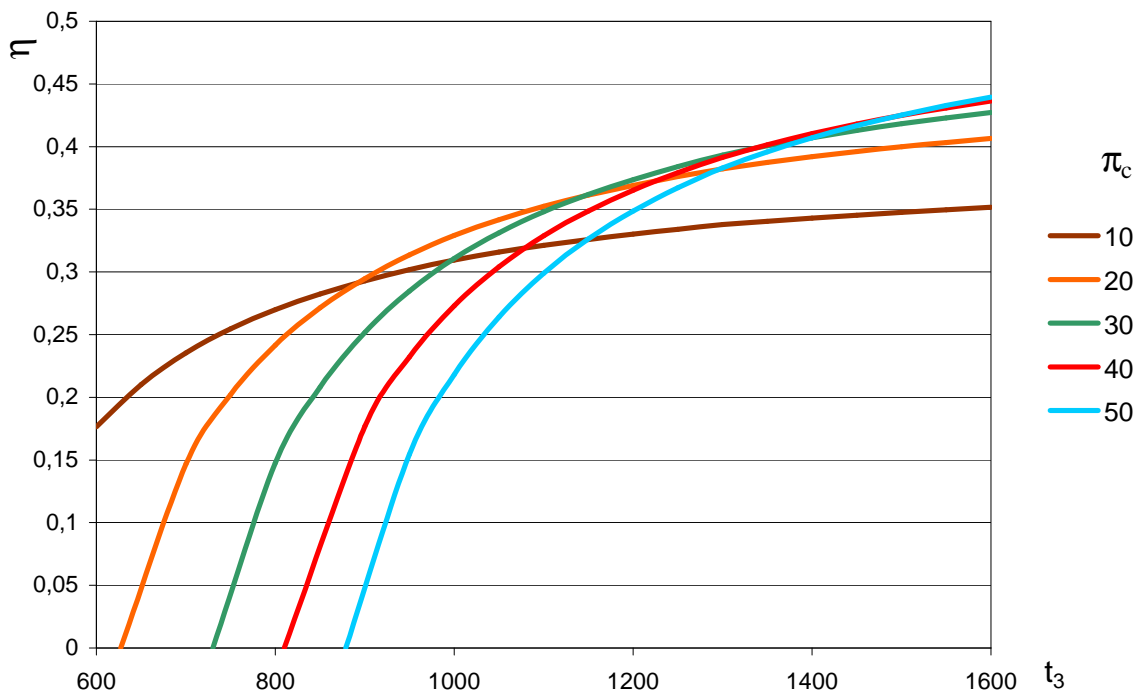
Z kolei duża wartość sprężu sprawia, że izobary obiegu porównawczego są mocno od siebie oddalone. Różnica temperatur na wylocie i wlocie komory spalania jest niewielka, a więc strumień ciepła doprowadzony w komorze spalania ma niską wartość. Jednak wraz ze wzrostem sprężu rośnie moc wewnętrzna sprężarki, a ponieważ rozprężanie przebiega przy mniejszych wartościach entropii, różnica mocy wewnętrznych turbiny i sprężarki (a więc i moc układu) maleje. Nadmierna wartość sprężu będzie więc prowadziła do spadku sprawności.

Jak wykazuje teoria i doświadczenie, dla każdej temperatury spalin na wlocie do turbiny istnieje pewna wartość sprężu, przy której występuje maksimum sprawności [9], [13], [40]. Zarówno spręż większy jak i mniejszy będzie prowadził do jej obniżenia. Na położenie tego maksimum mają wpływ również inne parametry układu. Zależność sprawności układu gazowego prostego od

temperatury czynnika t_3 i sprężu sprężarki π_c przedstawiona jest na rysunkach 1.14 i 1.15. Na rys. 1.14 zaznaczony jest także przebieg maksimum sprawności dla różnych t_3 .



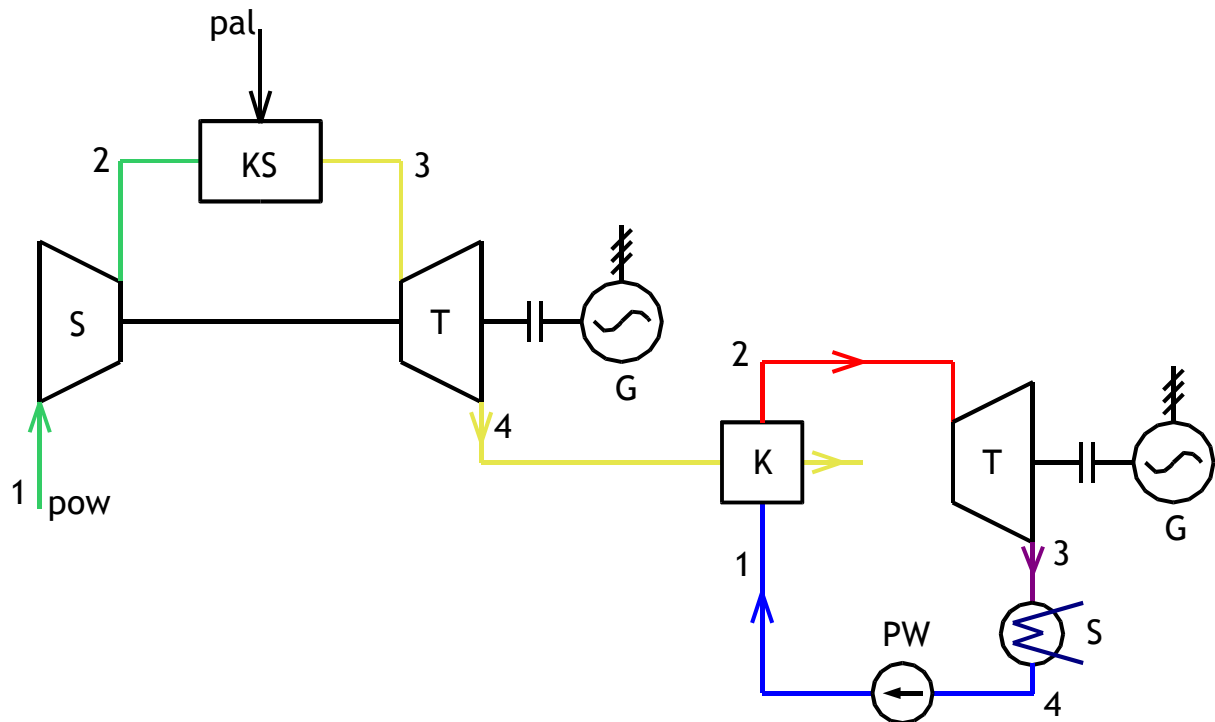
Rys. 1.14. Zależność sprawności obiegu gazowego prostego od sprężu π_c dla różnych temperatur czynnika na wlocie do turbiny t_3



Rys. 1.15. Zależność sprawności obiegu gazowego prostego od temperatury czynnika na wlocie do turbiny t_3 dla różnych wartości sprężu π_c

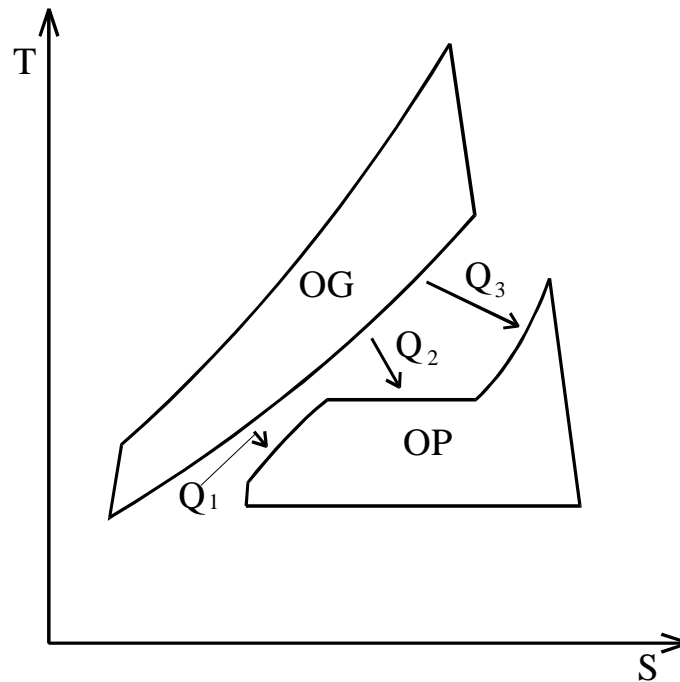
Siłownie gazowo–parowe

Sprawność obiegu parowego mogłaby być wyższa, gdyby temperatura pary na wlocie do turbiny była wyższa, czyli gdyby średnia temperatura górnego źródła ciepła była wyższa. Natomiast sprawność obiegu gazowego można by podnieść obniżając średnią temperaturę dolnego źródła ciepła. Można także połączyć oba rodzaje obiegu otrzymując układ ze średnią temperaturą źródła górnego jak w układzie gazowym i dolnego jak w układzie parowym [10], [22], [23], [40], [51], [69], [75], [77]. Połączenie obu układów polega na wykorzystaniu dość wysokiej entalpii spalin opuszczających turbinę gazową do wytworzenia pary służącej do napędu turbiny. Na rys. 1.16 przedstawiony został najprostszyschemat układu gazowo–parowego, a na rys. 1.17 połączenie obiegu gazowego z parowym.



Rys. 1.16. Uproszczony schemat układu gazowo–parowego:
 S – sprężarka, KS – komora spalania, T – turbina, G – generator elektryczny,
 K – kocioł odzyskowy, PW – pompa zasilająca, S – skraplacz

Siłownia gazowo–parowa charakteryzuje się wysokimi kosztami inwestycyjnymi, ponieważ składa się ona z dwóch osobnych turbozespołów. Rzadko spotyka się rozwiązania, w których obie turbiny napędzają jeden generator. Mimo wysokich kosztów inwestycyjnych przewiduje się ciągły wzrost udziału siłowni gazowo–parowych w energetyce zawodowej, czego przyczyną jest bardzo wysoka sprawność, rzędu 50 ÷ 60 %. Wyższe wartości odpowiadają układom bardziej rozbudowanym, z nowoczesnymi turbinami gazowymi i kotłami odzyskowymi dwu– i trójprężnymi.



Rys. 1.17. Obiegi układu gazowo-parowego. OG – obieg gazowy, OP – obieg parowy, Q_1 – ciepło podgrzewania wody, Q_2 – ciepło odparowania wody, Q_3 – ciepło przegrzewania pary

1.4. Układ Chenga

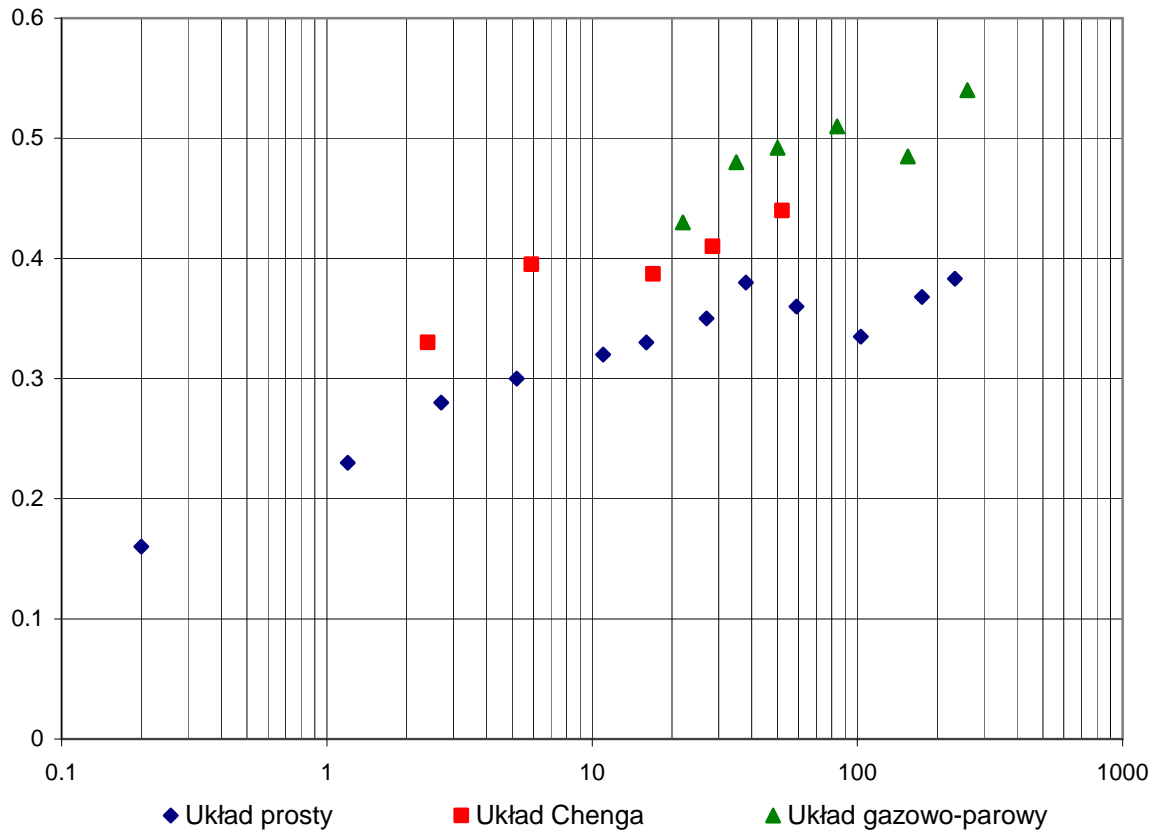
Jak wykazują doświadczenia eksploatacyjne istniejących siłowni, im mniejsza moc układu gazowo-parowego, tym niższa jest sprawność możliwa do uzyskania [10], [69]. Rys. 1.18 przedstawia zależność sprawności od mocy obecnie eksploatowanych układów gazowych w cyklu prostym, układów Chenga i układów gazowo-parowych [47]. Wynika z niego, że w zakresie mocy bardzo małych, rzędu kilku megawatów, sprawność elektryczna układu gazowo-parowego byłaby mniejsza, niż układu Chenga. W przypadku siłowni wykorzystywanych do kogeneracyjnego wytwarzania energii elektrycznej istotna jest zarówno sprawność elektryczna jak i całkowita. Na korzyść małych układów przemawia zmniejszenie strat przesyłowych energii cieplnej i elektrycznej z powodu zmniejszenia odległości źródła od odbiorcy [61]. Małe układy charakteryzują się także mniejszą bezwładnością, dzięki czemu możliwe jest lepsze dopasowanie mocy źródła do zapotrzebowania odbiorcy [21], [27], [28], [34].

Układ Chenga wykazuje zmienny wskaźnik skojarzenia definiowany wyrażeniem

$$\sigma = \frac{N_{el}}{N_c}, \quad (1.2)$$

gdzie: N_{el} – moc elektryczna układu
 N_c – moc cieplna układu.

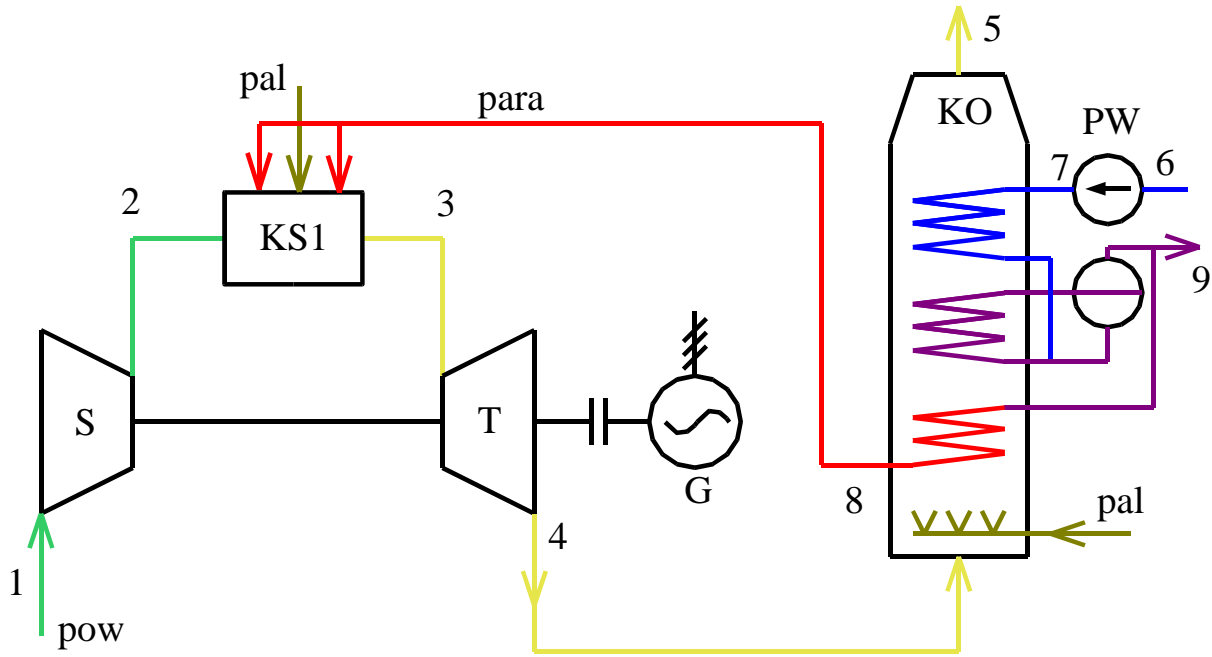
Wobec tego możliwa jest zmiana mocy cieplnej przy utrzymaniu znamionowej mocy elektrycznej.



Rys. 1.18. Zależność sprawności od mocy układów gazowych obecnie eksploatowanych [47]

Schemat układu Chenga przedstawiony jest na rys. 1.19. Działanie układu [10], [18], [27], [28], [33], [34], [41], [43], [50], [51], [58], [62], [63] jest następujące. Powietrze jest zasysane z otoczenia (1) i sprężane do ciśnienia p_2 . Następnie jest ogrzewane w komorze spalania poprzez bezpośrednie spalanie paliwa. Ogrzany czynnik termodynamiczny (będący już mieszaniną powietrza i gazów spalinowych) ma wysoką entalpię, która jest częściowo zamieniana na pracę mechaniczną podczas rozprężania czynnika w turbinie. Praca mechaniczna uzyskana z rozprężania gorących gazów jest większa, niż zużyta do sprężenia chłodniejszego powietrza. Nadmiar energii jest odprowadzany wałem do generatora.

Gaz rozprężony w turbinie posiada jeszcze stosunkowo wysoką temperaturę a więc i entalpię, która może zostać wykorzystana do wytworzenia pary w kotle odzyskowym. Para ta może być następnie w całości lub częściowo wtrysnięta do komory spalania. Połączy się ona wtedy z powietrzem i gazami spalinowymi, powodując wzrost strumienia masy gazów rozprężanych w turbinie. Pociągnie to za sobą wzrost mocy turbiny. Ponieważ moc sprężarki pozostaje niezmienną, więc wystąpi wzrost mocy elektrycznej odprowadzanej z zacisków generatora.



Rys. 1.19. Schemat układu Chenga w wersji podstawowej: 1 – wlot powietrza do sprężarki, 2 – wlot powietrza do komory spalania, 3 – wlot spalin do turbiny, 4 – wlot spalin do kotła odzyskowego, 5 – wylot spalin z kotła odzyskowego do otoczenia, 6 – wlot wody zasilającej do układu, 7 – wlot wody zasilającej do kotła odzyskowego, 8 – wlot pary do komory spalania, 9 – wylot pary do celów grzewczych

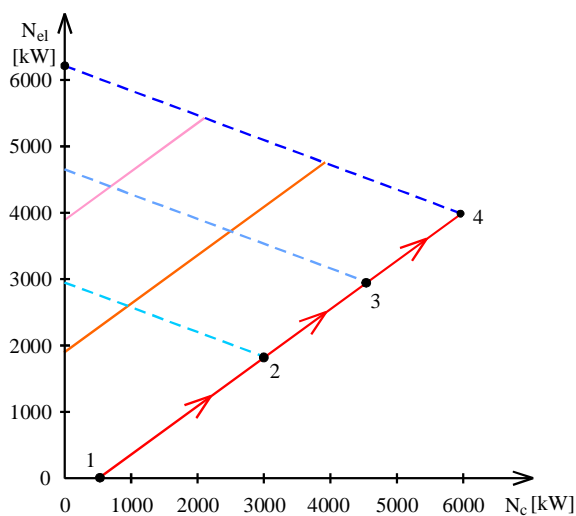
W układzie Chenga para produkowana w kotle odzyskowym jest dzielona na dwa strumienie. Jeden – do komory spalania, drugi – do wymienników ciepła. Te ostatnie wykorzystywane są do celów grzewczych bądź technologicznych. Podział strumienia pary następuje w sposób płynny przy pomocy zaworów sterowanych automatycznie. Możliwe jest więc dokładne dostosowanie mocy cieplnej układu do chwilowego zapotrzebowania, a nadmiar pary jest kierowany do komory spalania, dzięki czemu ograniczane są straty energetyczne.

Rysunki 1.20÷1.23 przedstawiają charakterystykę układu Chenga, w którym zastosowany jest silnik turbogazowy Allison 501 KH [28], [64]. Punkt 1 odpowiada minimalnej wartości temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 , przy której możliwa jest praca silnikowa układu. W punkcie tym moc elektryczna jest równa 0 a moc cieplna ma wartość większą od 0. Wraz ze wzrostem strumienia paliwa podawanego do komory spalania rośnie temperatura spalin t_3 . Rośnie moc wewnętrzna turbiny a wraz z nią moc elektryczna układu. Ponieważ wzrasta także temperatura spalin na wylocie z turbiny, rośnie moc cieplna układu. Punkty 2 i 3 odpowiadają temperaturze t_3 mniejszej od wartości maksymalnej. W punkcie 4 temperatura t_3 osiąga wartość maksymalną. W punkcie tym także moc cieplna osiąga maksimum.

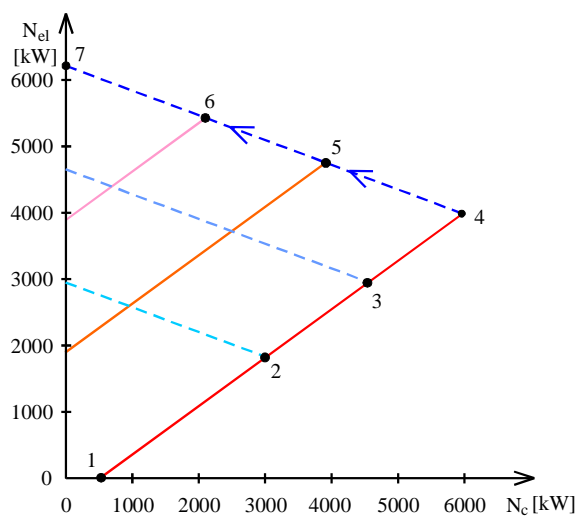
Na rys. 1.21 przedstawiona jest charakterystyka z wtryskiem pary do komory spalania. Im większy jest strumień pary kierowanej do komory spalania, tym mniejsza jest moc cieplna i większa moc elektryczna układu. Punkty 5 i 6

przedstawiają przypadek częściowego wtrysku pary do komory spalania. W punkcie 7 cały strumień pary wytworzonej w kotle odzyskowym kierowany jest do komory spalania.

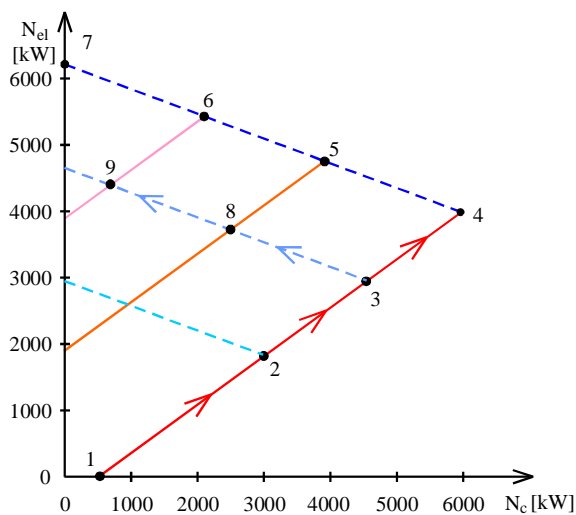
Na rysunkach 1.22 i 1.23 przedstawione są punkty częściowego obciążenia układu. Punkty 8 i 9 odpowiadają różnym wielkościom strumienia pary wtryskiwanej do komory spalania dla temperatury spalin na wlocie do turbiny równej 80 % wartości maksymalnej. Punkt 10 przedstawia częściowe obciążenie dla temperatury $t_3 = 0,6 * t_{3-max}$ i częściowym wtrysku pary do komory spalania. W punkcie 11 cały strumień pary wytworzonej w kotle odzyskowym kierowany jest do komory spalania.



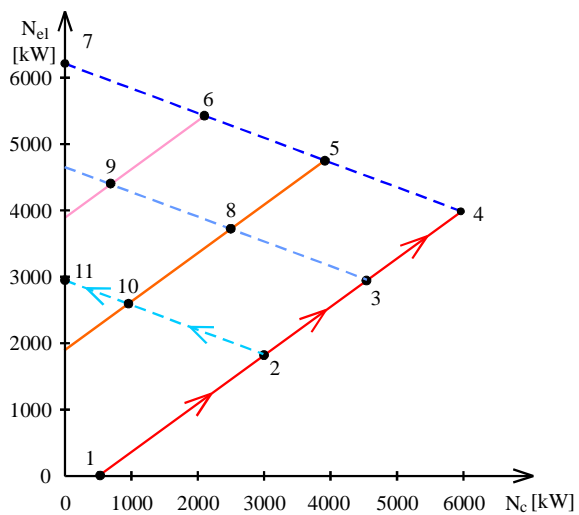
Rys. 1.20. Charakterystyka układu Chenga, bez wtrysku pary do komory spalania, punkty 1÷4 odpowiadają zmianie temperatury t_3 w granicach $0 \div t_{3-max}$



Rys. 1.21. Charakterystyka układu Chenga, punkty 4÷7 odpowiadają zmianie strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary \dot{m}_p w granicach $0 \div \dot{m}_{pmax}$, $t_3 = t_{3-max}$



Rys. 1.22. Charakterystyka układu Chenga, punkty 8 i 9 odpowiadają częściowemu wtryskowi pary do komory spalania, $t_3 = 0,8 * t_{3-max}$



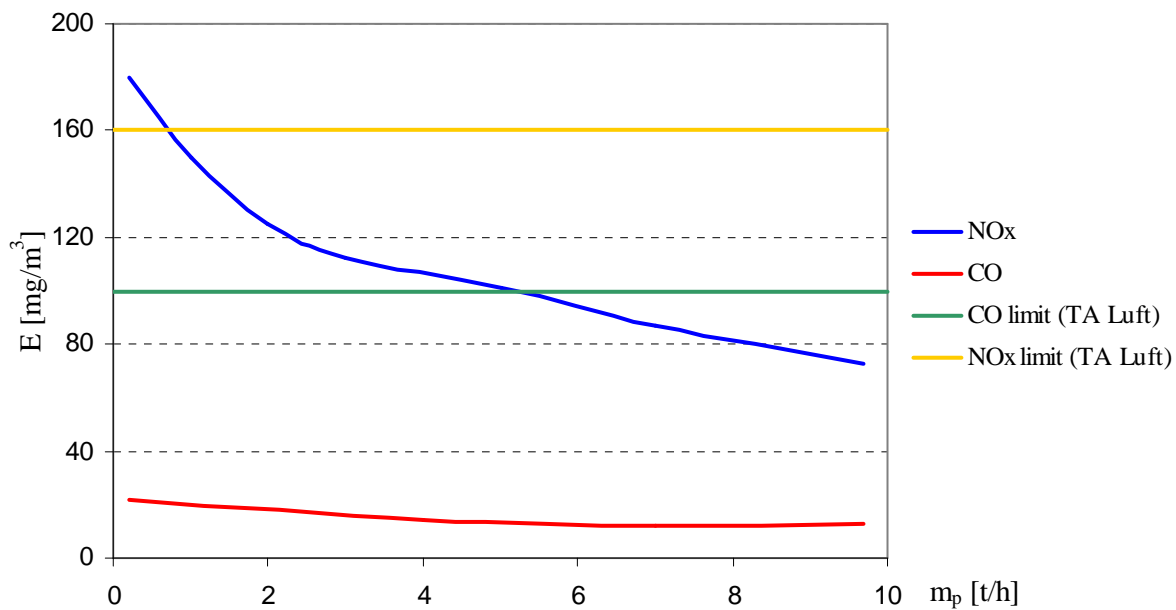
Rys. 1.23. Charakterystyka układu Chenga, punkt 10 odpowiada częściowemu a punkt 11 całkowitemu wtryskowi pary do komory spalania, $t_3 = 0,6 * t_{3-max}$

Para wodna może być do komory spalania wtryskiwana w pobliżu wlotu powietrza lub na jej wylocie. Jeśli para jest wtryskiwana na wlocie powietrza, to miesza się z nim zmieniając jego własności fizyczne. Następuje bowiem wzrost ciepła właściwego i spadek nadmiaru tlenu. Maksymalne temperatury spalania nie są tak wysokie, jak w przypadku powietrza suchego. Dzięki temu w spalinach wystąpi znacznie niższe stężenie tlenków azotu, co jest bardzo korzystne ze względów ekologicznych. Tlenki azotu są bowiem uważane za związki bardzo szkodliwe dla zdrowia ludzkiego i są trudne do usunięcia ze spalin.

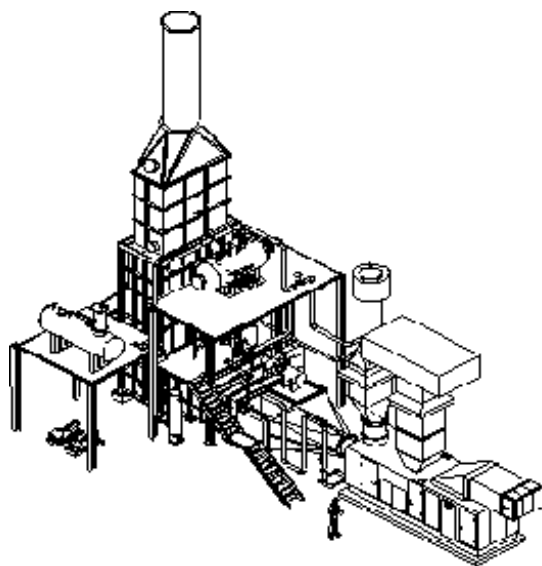
Para wodna wtrysnięta do komory spalania na jej wylocie nie ma już praktycznie wpływu na powstawanie tlenków azotu. Miesza się ona z gorącymi spalinami chłodząc je i zwiększając strumień masy gazu kierowanego do turbiny. Z powodu chłodzącego działania pary należy podawać większą ilość paliwa, aby na wlocie do turbiny utrzymać możliwie wysoką temperaturę. Trzeba też zaznaczyć, że niedokładne wymieszanie chłodniejszej pary z gorącymi spalinami może wpływać niekorzystnie na trwałość łopatek pierwszego stopnia turbiny.

Na rys. 1.24 przedstawione jest stężenie tlenków azotu NO_x i tlenku węgla CO w spalinach opuszczających układ siłowni zainstalowanej na Uniwersytecie Technicznym w Monachium w zależności od strumienia masy wtryskiwanej pary [28]. Naniesione są na nim również dopuszczalne wartości emisji tych składników określone w dyrektywie Technische Anleitung Luft (TA Luft). Z rysunku wynika, że emisja tlenku węgla CO jest w całym zakresie wielokrotnie mniejsza od wartości dopuszczalnej i maleje początkowo wraz ze wzrostem wtrysku pary, a dla strumienia masy pary powyżej 5 t/h emisja CO jest mniej więcej stała. Emisja tlenków azotu maleje wraz ze wzrostem strumienia pary w całym zakresie, ale przy małych wartościach spadek jest większy. Stężenie NO_x w spalinach przekracza wartość dopuszczalną (określonej przez TA Luft) tylko przy bardzo małym strumieniu pary. Wtrysk pary w ilości 0,7 t/h zapewnia utrzymanie emisji NO_x poniżej wartości granicznej bez stosowania jakichkolwiek systemów oczyszczania spalin.

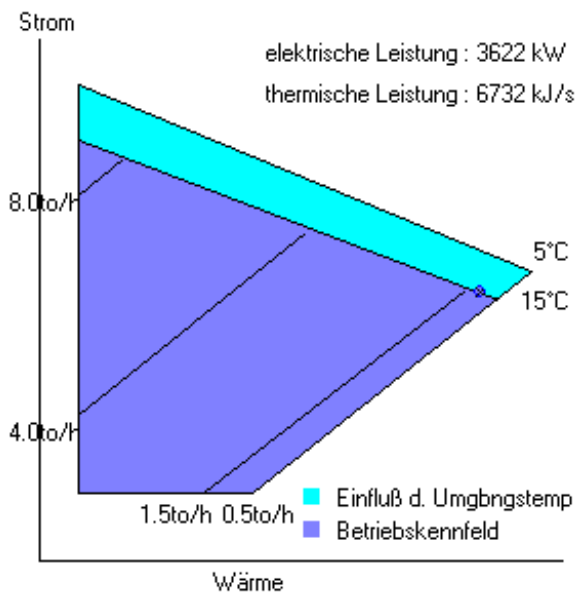
Rezultaty badań układu Chenga pracującego na Uniwersytecie Technicznym w Monachium posłużyły do weryfikacji wyników części obliczeń. Wyniki obliczeń układu rozbudowanego nie mogą zostać zweryfikowane z uwagi na brak instalacji tego typu. Niektóre parametry układu z Monachium podawane są na stronie internetowej Katedry Maszyn Ciepłych Uniwersytetu <http://www.es.mw.tum.de>. Rys. 1.25 przedstawia schematycznie układ siłowni, rys. 1.26 charakterystykę układu z zaznaczeniem wpływu temperatury otoczenia. Rysunki 1.27 i 1.28 przedstawiają schemat cieplny siłowni z naniesionymi niektórymi parametrami oraz przebieg zmian energii elektrycznej pobieranej z sieci energetycznej (kolor niebieski), energii elektrycznej wytworzonej w układzie (kolor żółty) i energii cieplnej (linia czerwona) w ciągu kilkudziesięciu godzin przykładowego okresu.



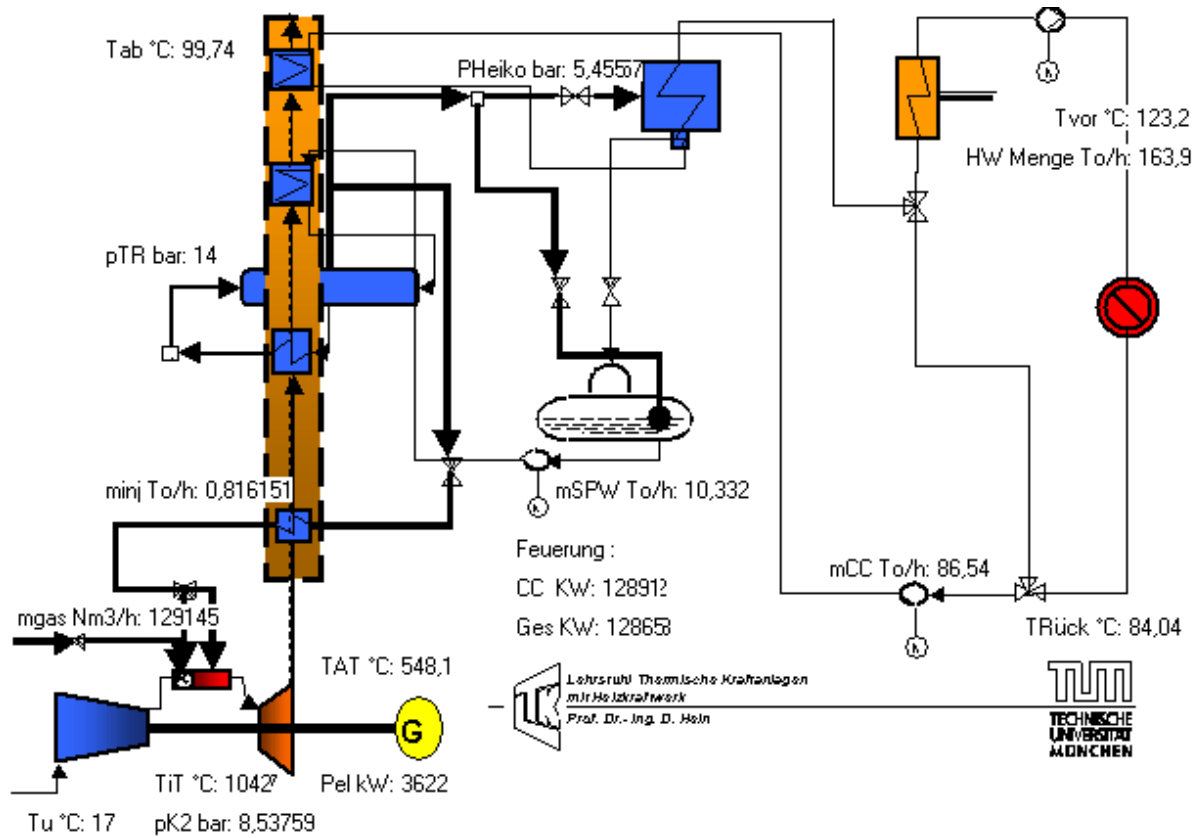
Rys. 1.24. Zależność emisji tlenku węgla CO i tlenków azotu NO_x od strumienia wtryskiwanej pary wraz z granicznymi wartościami dopuszczalnymi dyrektywy niemieckiej Technische Anleitung Luft (TA Luft) [28]



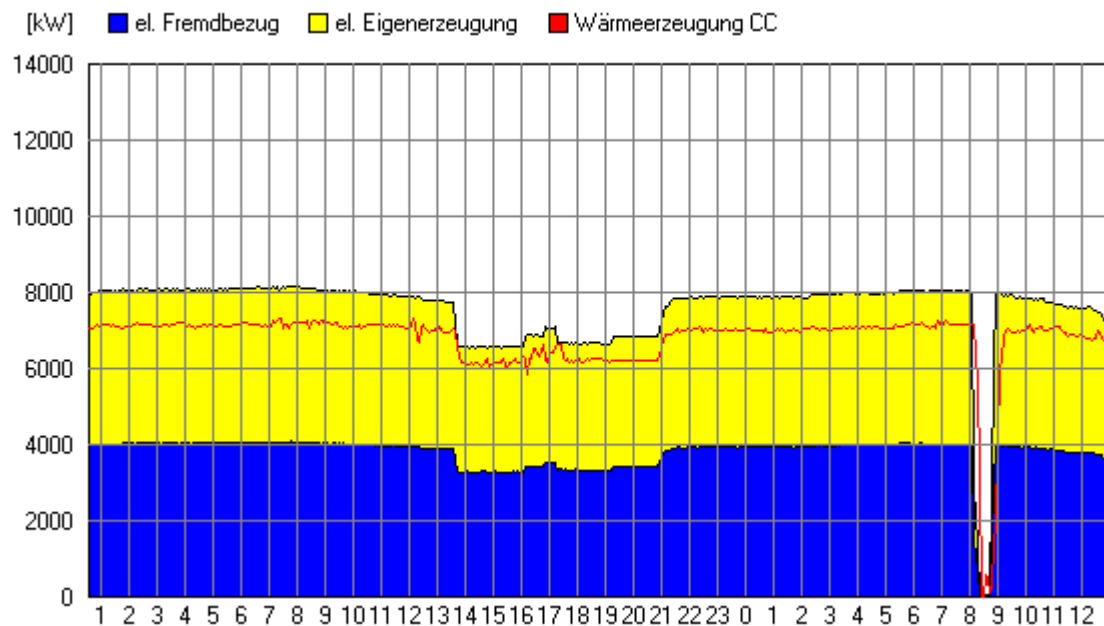
Rys. 1.25. Schematyczny widok układu siłowni zainstalowanego na Uniwersytecie Technicznym w Monachium [27]



Rys. 1.26. Charakterystyka układu zainstalowanego na Uniwersytecie Technicznym w Monachium [27]



Rys. 1.27. Schemat cieplny układu Chenga z Uniwersytetu Technicznego w Monachium



Rys. 1.28. Przebieg zmian energii elektrycznej pobieranej z sieci energetycznej (kolor niebieski), energii elektrycznej wytwarzanej (kolor żółty) oraz wytwarzanej mocy cieplnej (czerwona linia) dla przykładowych kilkudziesięciu godzin układu z Monachium

Zastosowanie układu Chenga w miejsce wyeksploatowanych kotłowni węglowych lub innych, stosunkowo mocno obciążających środowisko naturalne układów energetycznych, pociąga za sobą w skali globalnej następujące korzyści ekologiczne:

- obniżenie emisji dwutlenku węgla i toksycznych produktów spalania oraz wzrost stopnia wykorzystania paliwa wynikające ze skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepłej; produkcja energii elektrycznej spowoduje spadek mocy elektrycznej wytwarzanej w elektrowniach węglowych;
- możliwość całkowitego wyeliminowania emisji pyłów, związków siarki, popiołu, żużla dzięki zastosowaniu paliwa gazowego;
- obniżenie emisji dwutlenku węgla spowodowane zastąpieniem części energii elektrycznej wytwarzanej z węgla energią wytwarzaną z gazu; efekt ten zależy od rodzaju gazu a spadek emisji CO₂ wywołany zmianą paliwa może przekroczyć wartość 40 %;
- obniżenie emisji tlenków azotu NO_x; lokalne kotłownie węglowe nie są zwykle wyposażone w palniki niskoemisyjne ani instalacje odazotowania spalin. Zastąpienie takich kotłowni układem Chenga charakteryzującym się niską emisją NO_x wpłynie na znaczne obniżenie ich emisji;
- możliwość krótkotrwałego obniżenia mocy ciepłej w przypadku spadku zapotrzebowania i w efekcie spadek całkowitej produkcji energii ciepłej; jest to możliwe dzięki wysokiej elastyczności małych silników turbinowych i może prowadzić do spadku emisji produktów spalania i konsumpcji paliwa oraz wzrostu produkcji energii elektrycznej i obniżenia mocy elektrowni węglowych.

1.5 Cel, tezy i zakres pracy

Podstawowym celem pracy jest przebadanie numeryczne układu Chenga w wersji podstawowej pod kątem wpływu najistotniejszych parametrów na jego własności energetyczne, przede wszystkim na sprawność elektryczną. Drugim celem jest wyznaczenie przyrostów sprawności po wprowadzeniu do układu międzystopniowego chłodzenia sprężanego powietrza oraz przegrzewu międzystopniowego rozprężanych spalin we wtórnej komorze spalania. Trzecim celem jest określenie korzyści ekologicznych wynikających z zastosowania układu Chenga w energetyce.

Przeprowadzone rozpoznanie literaturowe, wstępna analiza problemu oraz konsultacje przeprowadzone w Katedrze Techniki Energetycznej Uniwersytetu Technicznego w Monachium pozwoliły na postawienie następujących tez:

- wtrysk pary do komory spalania może znacznie podnieść własności energetyczne w szerokim zakresie parametrów termodynamicznych układu turbiny gazowej

- rozbudowa układu o dodatkowe elementy może wpłynąć korzystnie na własności energetyczne
- stosowanie układu Chenga jako źródła energii elektrycznej i ciepłej, zarówno w formie podstawowej jak i rozbudowanej, będzie powodować zmniejszenie obciążenia środowiska naturalnego.

Zakres pracy obejmuje:

- implementację komputerową modeli czynnika obiegowego o różnym składzie chemicznym
- implementację komputerową modeli poszczególnych elementów układu
- implementację komputerową modelu układu Chenga w wersjach podstawowej i rozbudowanej
- wyznaczenie charakterystyk oraz odpowiednich zależności rozpatrywanych układów przy pomocy w/w modeli
- wykonanie pomocniczych obliczeń numerycznych pojedynczego stopnia turbinowego dla przypadku pracy z wtryskiem pary i bez
- wyznaczenie spadków emisji NO_x oraz CO_2 wynikających z zastąpienia układów tradycyjnych układem Chenga.

2. Modele matematyczne czynników roboczych na potrzeby modelu układu Chenga

Podstawowym problemem w modelowaniu matematycznym energetycznych układów gazowych, parowych i gazowo–parowych jest wykorzystanie odpowiedniego modelu czynnika termodynamicznego, którego przemiany w układzie będą wykorzystywane do zrealizowania zamierzonej konwersji energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną odprowadzaną wałem do generatora elektrycznego i energię cieplną wyprowadzaną z układu do celów grzewczych. W siłowniach gazowych czynnikiem obiegowym jest powietrze i gazy spalinowe, a w układach z wtryskiem wody i pary dodatkowo woda i para wodna.

Mimo, że istnieje wiele modeli czynników obiegowych, powstała konieczność opracowania w ramach pracy własnych modeli komputerowych wykorzystywanych w obliczeniach. Jest to spowodowane specyfiką układu Chenga.

2.1. Modele powietrza i gazów spalinowych

W siłowniach turbogazowych pracujących w układzie otwartym do układu zasysane jest powietrze z otoczenia. W zależności od strefy geograficznej i pory roku parametry termodynamiczne mogą być zmienne w pewnych granicach. Powietrze to jest sprężane do ciśnienia rzędu kilku MPa. Następnie, w wyniku spalania paliwa, następuje wzrost temperatury o ponad 1000 K oraz zmiana składu chemicznego czynnika, który jest rozprężany w turbinie, przez co następuje spadek zarówno ciśnienia jak i temperatury. W dowolnym miejscu obiegu do czynnika może być wtryskiwana woda lub para wodna, co powoduje zmianę jego składu i parametrów termodynamicznych. W wymiennikach ciepła, następuje zmiana parametrów czynnika roboczego bez zmiany składu chemicznego.

Ponieważ parametry termodynamiczne są znacznie oddalone od punktu krytycznego, więc do obliczeń przybliżonych i mających charakter orientacyjny można zastosować model gazu doskonałego. Jednak błąd obliczeń niektórych parametrów może być znaczny. W przypadku wykonywania obliczeń inżynierskich i naukowych konieczne jest zastosowanie równań stanu gazu rzeczywistego oraz zależności pozwalających na wyznaczenie takich wielkości, jak ciepło właściwe czy entalpia [1], [9], [14], [24], [40], [56], [66], [74].

Najprostszym a więc i najłatwiejszym w zastosowaniu jest równanie stanu gazu doskonałego Clapeyrona

$$p \cdot v = R \cdot T, \quad (2.1)$$

gdzie: p – ciśnienie gazu

v – objętość właściwa
 R – indywidualna stała gazowa
 T – temperatura bezwzględna.

Równanie to w pewnych zakresach ciśnień i temperatur daje stosunkowo duży błąd. Znaczenie dokładniejsze jest równanie van der Waalsa, wywodzące się z równania Clapeyrona

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) \cdot (v - b) = R \cdot T, \quad (2.2)$$

gdzie współczynniki a i b są poprawkami uwzględniającymi wzajemne oddziaływanie cząstek.

Na podstawie rozważań teoretycznych Berthelot doszedł do wniosku, że stała a równania van der Waalsa jest odwrotnie proporcjonalna do temperatury i zaproponował równanie

$$\left(p + \frac{a}{T \cdot v^2}\right) \cdot (v - b) = R_u \cdot T, \quad (2.3)$$

gdzie współczynniki a , b i R_u można wyznaczyć z zależności:

$$a = \frac{512}{27} \cdot \frac{p_k^2 \cdot v_k^3}{R_u}, \quad (2.4)$$

$$b = \frac{1}{4} \cdot v_k, \quad (2.5)$$

$$R_u = \frac{32}{9} \frac{p_k \cdot v_k}{T_k} \approx R, \quad (2.6)$$

gdzie: p_k , v_k , T_k – parametry gazu w punkcie krytycznym.

Równanie Berthelota daje dobre wyniki w temperaturach wyższych od krytycznych. W punkcie krytycznym nie jest spełnione. Dla obszarów oddalonych od punktu krytycznego w obliczeniach inżynierskich znalazło zastosowanie równanie Redlicha–Kwonga

$$p = \frac{R_u \cdot T}{v - b} - \frac{a}{T^{0.5} \cdot v \cdot (v + b)}. \quad (2.7)$$

Równanie to doczekało się pewnych modyfikacji. Jedną z nich jest równanie Soave–Redlicha–Kwonga

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a(T)}{v \cdot (v + b)}, \quad (2.8)$$

$$a(T) = 0,42748 \cdot \frac{R^2 \cdot T_k^2}{p_k} \cdot \left[1 + (0,48 + 1,574 \cdot \omega - 0,176 \cdot \omega^2) \cdot (1 - \tau^{0.5})\right]^2, \quad (2.9)$$

gdzie ω – czynnik acentryczny,

$$b = 0,08664 \cdot \frac{R \cdot T_K}{P_K}, \quad (2.10)$$

$$\tau = \frac{T}{T_K}. \quad (2.11)$$

Drugą postacią jest równanie Penga–Robinsona

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a(T)}{v \cdot (v + b) + b \cdot (v - b)}, \quad (2.12)$$

gdzie:

$$a(T) = 0,45724 \cdot \frac{R^2 \cdot T_K^2}{P_K} \cdot \left[1 + (0,37464 + 1,54226 \cdot \omega - 0,26922 \cdot \omega^2) \cdot (1 - \tau^{0,5}) \right]^2, \quad (2.13)$$

$$b = 0,0778 \cdot \frac{R \cdot T_K}{P_K}. \quad (2.14)$$

Dla mieszanin gazów rzeczywistych współczynniki a i b wyznacza się z regół mieszania:

$$a = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n z_i \cdot z_j \cdot a_{ij} \quad (2.15)$$

$$b = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n z_i \cdot z_j \cdot b_{ij} \quad (2.16)$$

gdzie: n – liczba składników,

z_i, z_j – udziały molowe składników,

a_{ij}, b_{ij} – współczynniki krzyżowe parametrów a i b definiowane jako

$$a_{ij} = \sqrt{a_i \cdot a_j} \quad (2.17)$$

$$b_{ij} = \frac{b_i + b_j}{2} \quad (2.18)$$

W tab. 2.1 przedstawiono wartości parametrów krytycznych i czynnika acentrycznego dla gazów występujących w czynnikach obiegowych siłowni gazowych.

Tab. 2.1. Wartości parametrów krytycznych czynników roboczych

Rodzaj gazu	Temperatura krytyczna T_K [K]	Ciśnienie krytyczne P_K [MPa]	Gęstość krytyczna ρ [kg/m ³]	Czynnik acentryczny ω
Alkohol etylowy	516,2	6,383	276	0,635
Alkohol metylowy	512,6	8,095	272	0,559
Azot	126,15	3,394	311	0,045
n-Butan	425,2	3,800	228	0,193
i-Butan	408,1	3,648	221	0,176
Dwutlenek węgla	304,19	7,376	468	0,225
Etan	305,35	4,884	203	0,098
Metan	190,63	4,617	162	0,010
n-Pentan	469,6	3,374	232	0,251
Propan	369,8	4,246	220	0,152
Tlen	154,75	5,077	410	0,021
Tlenek węgla	132,95	3,496	301	0,049
Woda	647,15	22,12	315	0,344

Entalpię i ciepło właściwe czynnika roboczego oblicza się całkując odpowiednie równania różniczkowe gazów rzeczywistych wiążących parametry i funkcje stanu. Entalpię gazu n-składnikowego można wyznaczyć z równości

$$h = \int_{T_1}^{T_2} \sum_{i=1}^n g_i \cdot c_{pi}(T) dT, \quad (2.19)$$

gdzie: g_i – udziały masowe poszczególnych składników

c_{pi} – ciepło właściwe poszczególnych składników.

Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu i przy stałej objętości można wyznaczyć z poniższych zależności:

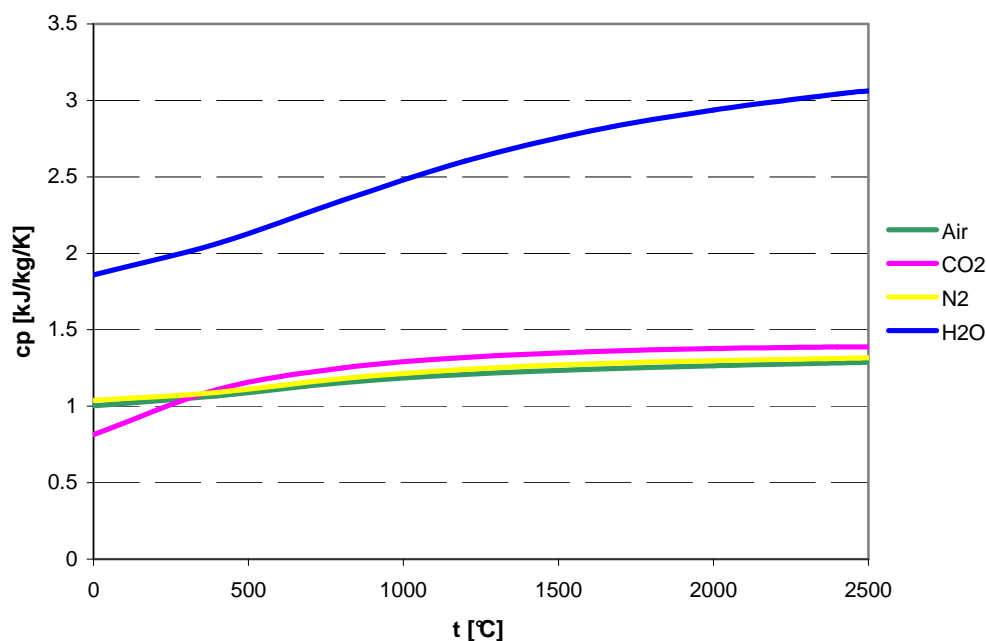
$$c_p = c_{p0} - \int_0^p \left(T \frac{\partial^2 v}{\partial T^2} \right)_p dp, \quad (2.20)$$

$$c_v = c_{v0} - \int_{v=\infty}^v \left(T \frac{\partial^2 p}{\partial T^2} \right)_v dv, \quad (2.21)$$

gdzie: c_{p0} – ciepło właściwe przy ciśnieniu $p = 0$

c_{v0} – ciepło właściwe c_v przy objętości właściwej dla $v \rightarrow \infty$.

Na rysunkach 2.1÷2.3 przedstawione są wyniki obliczeń wartości ciepła właściwego c_p , c_v oraz wykładnika izentropy κ . Na uwagę zasługuje fakt, że ciepło właściwe tak c_p jak i c_v ma dla pary wodnej znacznie większe wartości w całym zakresie rozpatrywanych temperatur, niż dla innych gazów. Będzie to oznaczać wyraźny wzrost ciepła właściwego mieszaniny gazów (powietrza bądź spalin) po zmieszaniu z parą wodną, a wzrost ten będzie zależeć od udziału pary wodnej. Zjawisko to będzie miało wpływ na pewne procesy zachodzące w układzie Chenga. Wpływ pary wodnej na wykładnik adiabaty odwracalnej będzie nieznaczny.



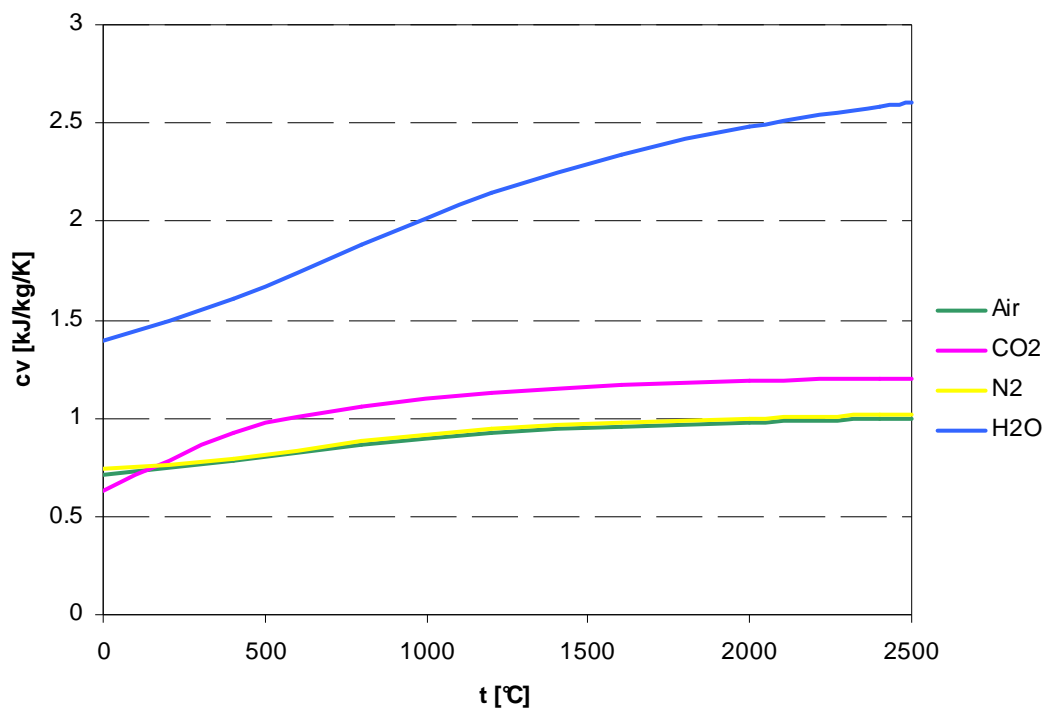
Rys. 2.1. Zależność ciepła właściwego c_p od temperatury wybranych gazów

2.2. Modele wody i pary wodnej

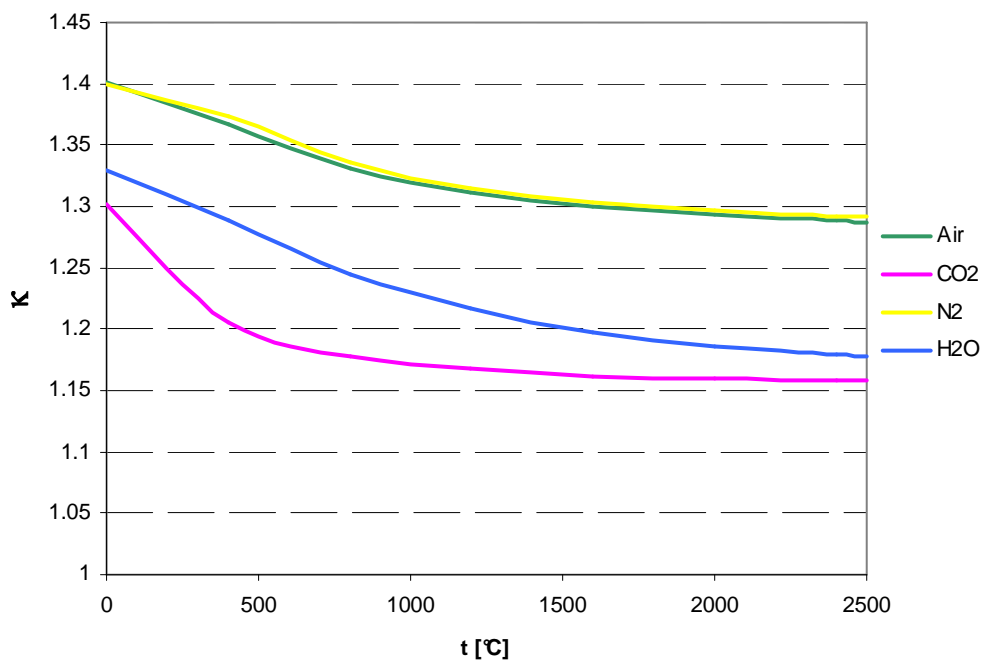
Modelowanie własności wody i pary wodnej jest znacznie trudniejsze, niż w przypadku innych gazów [1], [24], [74]. W maszynach cieplnych mamy bowiem do czynienia z obiema fazami – ciekłą i gazową oraz ich mieszaniną. Do obliczeń własności pary przegrzanej zwykle nie można stosować tych samych równań stanu co dla powietrza i innych gazów, gdyż interesujące obszary znajdują się zbyt blisko punktu krytycznego.

Badaniem własności wody i pary wodnej zajmuje się od lat dwudziestych XX w. Międzynarodowe Stowarzyszenie do Spraw Wody i Pary Wodnej IA-PWS. Wynikiem działalności tego stowarzyszenia są opublikowane pakiety równań będące podstawą do obliczania własności wody i pary wodnej. Pierwsze rezultaty podane zostały w latach 1967 i 1968. Prace nad ulepszeniem tych rów-

nań trwały aż do 1997 roku, w którym to opublikowano szybsze i dokładniejsze algorytmy obliczeniowe.



Rys. 2.2. Zależność ciepła właściwego c_v od temperatury wybranych gazów



Rys. 2.3. Zależność wykładnika izentropy κ od temperatury wybranych gazów

Zakresy zmienności parametrów są na tyle duże, że obszar obliczeniowy został podzielony na 5 podobszarów – rys. 2.4. Dla każdego przedziału zostały sformułowane funkcje kanoniczne: entalpia swobodna lub energia swobodna (w zależności od przedziału) oraz funkcje pochodne: entalpia, entropia i objętość właściwa lub ciśnienie (zależnie od postaci funkcji kanonicznej). Wielkościami wejściowymi są ciśnienie i temperatura lub temperatura i objętość właściwa. Pozostałe funkcje stanu są możliwe do wyznaczenia poprzez różniczkowanie równań wyjściowych lub ich odwracanie.

W algorytmach IAPWS IF97 wykorzystywane są następujące wielkości stałe:

– indywidualna stała gazowa

$$R = 0,461526 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1} \quad (2.22)$$

– parametry punktu krytycznego:

$$T_c = 647,096 \text{ K}, \quad (2.23a)$$

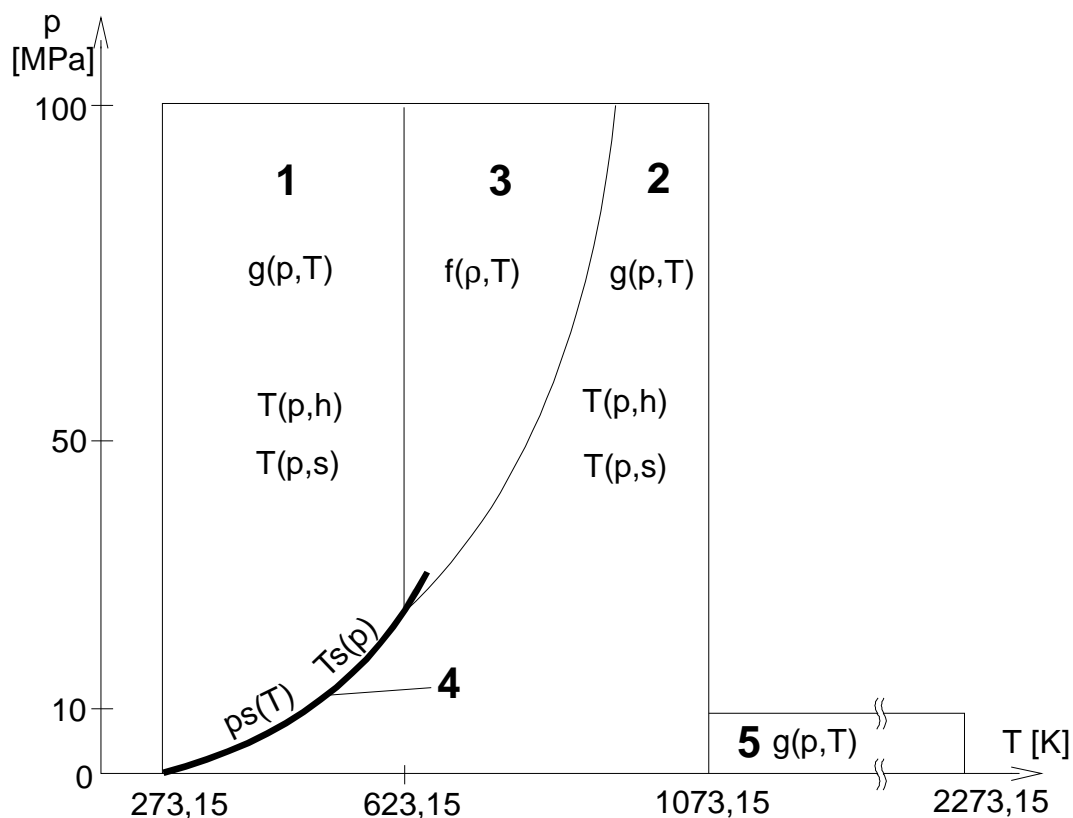
$$p_c = 22,064 \text{ MPa}, \quad (2.23b)$$

$$\rho_c = 322 \text{ kg m}^{-3}. \quad (2.23c)$$

Zakres temperatur, dla których obowiązujące są algorytmy jest następujący:

– od 273,15 do 1073,15 K dla ciśnień niewiększych od 100 MPa

– od 1073,15 do 2273,15 K dla ciśnień niewiększych od 10 MPa.



Rys. 2.4. Podział zakresu obowiązywania algorytmów IAPWS IF97 na podobszary

Region 1 opisuje własności termodynamiczne fazy ciekłej, czyli wody, dla temperatur poniżej 623,15 K. Podstawowe równanie w formie bezwymiarowej ma następującą postać

$$\frac{g(p,T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau), \quad (2.24)$$

gdzie: $\pi = p/p^*$, $\tau = T^*/T$, $p^* = 16,53$ MPa, $T^* = 1386$ K.

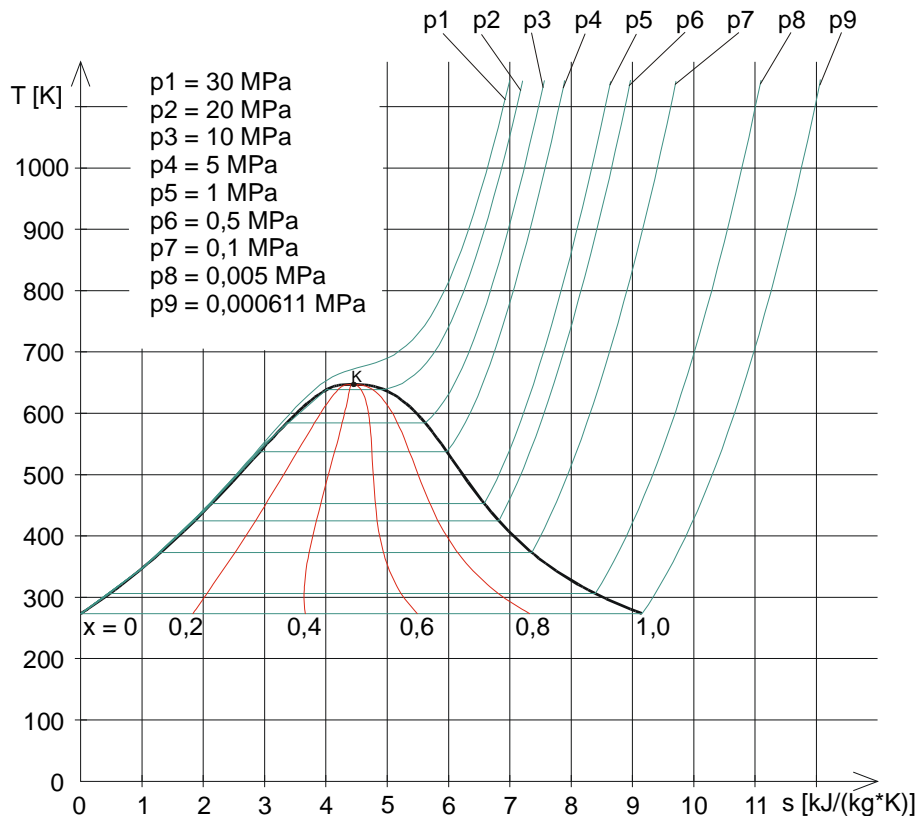
Granica regionów 2 i 3 jest przedstawiona jako zależność kwadratowa ciśnienia od temperatury

$$\pi = n_1 + n_2 \cdot \Theta + n_3 \cdot \Theta^2, \quad (2.25)$$

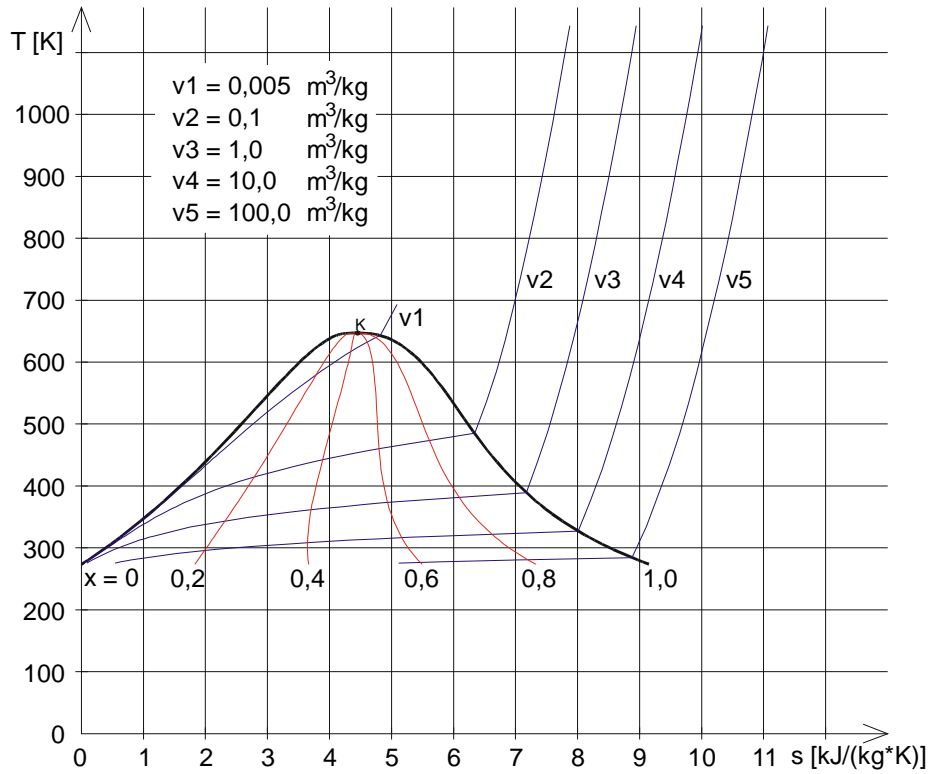
gdzie: $\pi = p / p^*$, $\Theta = T / T^*$, $p^* = 1$ MPa, $T^* = 1$ K.

Algorytmy oparte na równaniach IAPWS IF97 [70] gwarantują utrzymanie wartości błędu na stosunkowo niskim poziomie. Błąd ten zależy od parametrów wejściowych jak również od funkcji odwrotnych. W obliczeniach iteracyjnych często trzeba wybierać między czasem obliczeń a dokładnością. Im dokładniejsze wyniki mają zostać uzyskane, tym dłużej trwają obliczenia.

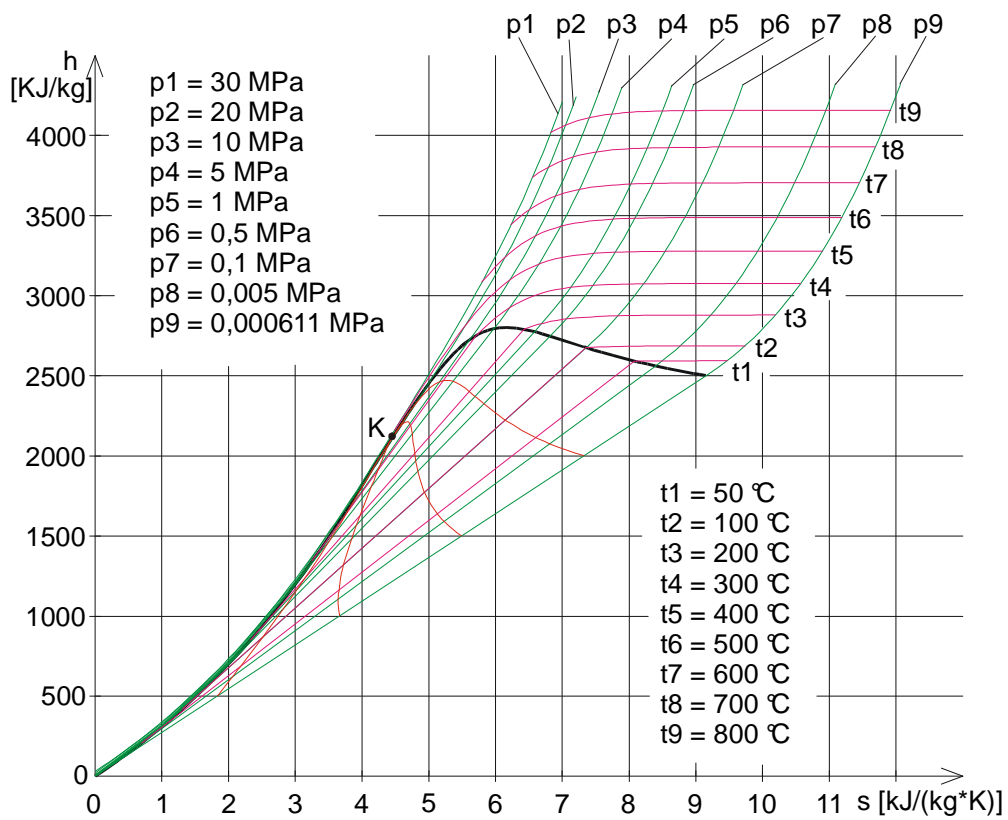
Rysunki 2.5÷2.8 przedstawiają część wyników obliczeń własności wody i pary wodnej uzyskanych przy pomocy algorytmów zaimplementowanych przez autora na podstawie IF97. Na uwagę zasługuje fakt zagęszczania się izobar przy wzrastającym ciśnieniu, podczas gdy odległość między izochorami pozostaje prawie stała.



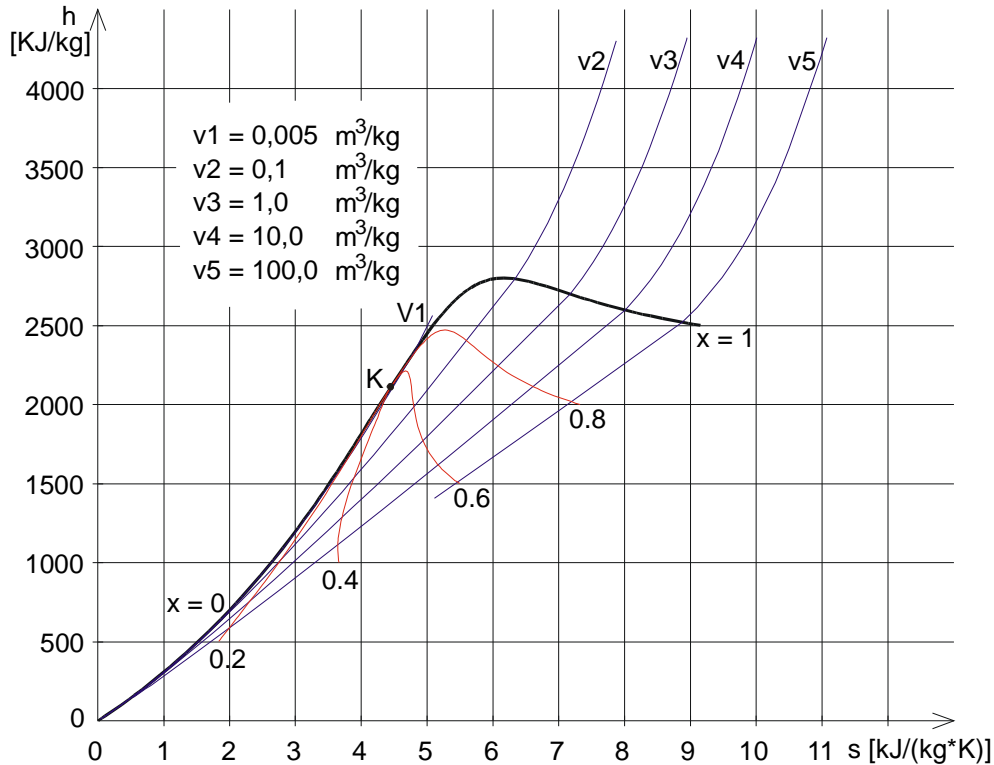
Rys. 2.5. Izobary na wykresie T–s wody i pary wodnej



Rys. 2.6. Izochory na wykresie T-s wody i pary wodnej



Rys. 2.7. Izobary i izotermy na wykresie h-s wody i pary wodnej



Rys. 2.8. Izochory na wykresie h–s wody i pary wodnej

2.3. Narzędzia programistyczne

Wszystkie modele zaimplementowane w ramach pracy zostały napisane w strukturalnym języku C, uważanym za język wysokiego poziomu, jednak niższego niż Fortran, Basic, C++ czy Perl. Nie jest on narzędziem stworzonym dla inżyniera. Został zaprojektowany z myślą o programowaniu systemów operacyjnych i aplikacji systemowych. Jest językiem stosunkowo trudnym w nauce i użytkowaniu, daje jednak dużą swobodę i nieosiągalne w innych językach możliwości. Kod wynikowy jest bardzo szybki, a pliki binarne posiadają małe rozmiary. W roku 1983 Amerykański Narodowy Instytut Standaryzacji ANSI powołał komitet, który doprowadził do powstania standardu języka C, niezależnego od platformy sprzętowej, który został nazwany ANSI C. Funkcje i procedury napisane w jednym systemie operacyjnym mogą być całkowicie przenośne do innego systemu [15], [29], [37], [38].

Podstawowym powodem wyboru języka C do budowy modeli oraz przeprowadzenia obliczeń i symulacji w ramach niniejszej pracy jest dostępność kilku środowisk programistycznych, jak również kompilatorów na licencji GNU General Public License, co umożliwia instalację i późniejsze aktualizacje oprogramowania bez ponoszenia jakichkolwiek kosztów finansowych przy zastosowaniu zarówno domowym, jak i edukacyjnym oraz komercyjnym.

W pracy był wykorzystywany początkowo system operacyjny Linux z kompilatorem GCC 2.2, konsolidatorem oraz debuggerem. Jako edytor tekstu używany był linuksowy program „vi”. Kompilacja, konsolidacja i pierwsze obliczenia przeprowadzone zostały na serwerze Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, a terminalem był komputer PC, na którym dokonywana była interpretacja i graficzna prezentacja pierwszych wyników obliczeń. Przy pomocy standardowych funkcji wejścia/wyjścia możliwe było zapisywanie wyników obliczeń w standardzie ASCII w dowolnej ilości plików wyjściowych na twardym dysku, co umożliwiło ich późniejszą interpretację w innych systemach.

Ponieważ praca w systemie tekstowym niesie pewne utrudnienia, więc szukano nowych, lepszych rozwiązań. Zastosowanie w obliczeniach bibliotek standardowych umożliwiło wykorzystanie tego samego kodu źródłowego w innych systemach. W wyniku restrukturyzacji sprzętowej możliwe było wykorzystanie w systemie MS Windows środowiska programistycznego Bloodshed Dev-C++, wersji 4.9, dostępnego na zasadach licencji GNU General Public License. Pewne ograniczenia licencji były nieistotne dla celów pracy. Środowisko Dev-C++ posiada kilka przydatnych w pracy narzędzi i przejrzysty edytor kodu źródłowego. Możliwy jest wybór jednego spośród wielu kompilatorów dostępnych na zasadach tej samej licencji. Do pracy wybrany został, jako jeden z najlepszych, kompilator GCC w wersji 3.2, dostępny dla wielu systemów operacyjnych. Jest to kompilator języków C i C++, zawierający także konsolidator oraz narzędzia dodatkowe, częściowo wykorzystane w pracy. Dostępne są wraz z nim podstawowe biblioteki standardowe wspomnianych języków. Umożliwia on kompilację zoptymalizowaną pod dany problem, np. maksymalna prędkość binarnego pliku wynikowego, co może być przydatne przy tworzeniu rozbudowanych algorytmów optymalizacyjnych siłowni ciepłych.

Systemy operacyjne dostarczają dodatkowe biblioteki umożliwiające tworzenie graficznego interfejsu użytkownika. I tak w systemie MS Windows wykorzystywane są do tego celu funkcje WinAPI, a w Linuxie i Unixach (Solaris, IRIX, HP-UX, BSD) – TCL/TK. Dalece posunięta standaryzacja języka C pozwala na pełne przenoszenie także funkcji biblioteki OpenGL, dla której dostępne są funkcje GLUT. Przy ich pomocy można tworzyć dowolny graficzny interfejs użytkownika przenośny między prawie wszystkimi dostępnymi systemami operacyjnymi.

Powyższe fakty oraz wcześniejsze pozytywne doświadczenia autora z językiem C, bibliotekami standardowymi i niestandardowymi oraz systemami operacyjnymi wpłynęły na zdecydowany wybór języka C jako narzędzia, w którym zostaną napisane modele komputerowe układu Chenga i innych układów siłowni ciepłych, wykorzystane następnie do obliczeń i symulacji numerycznych w ramach pracy. Ponieważ w przyszłości autor zamierza zajmować się nadal obliczeniami i symulacjami siłowni ciepłych, więc zbudowane w ramach pracy modele i pojedyncze funkcje będą mogły zostać wykorzystane do obliczeń

optymalizacyjnych w innych systemach operacyjnych, w których czas obliczeń będzie krótszy, np. w systemach Linux czy Solaris.

Kod źródłowy języka C składa się z jednej funkcji „main” i dowolnej liczby innych funkcji. Funkcje te mogą być wywoływane w sposób jawny bądź przy pomocy wskaźników. To samo dotyczy argumentów funkcji. Ponieważ funkcje modeli zaimplementowanych w ramach pracy wykorzystują wiele argumentów, więc celowe jest ich grupowanie w struktury powiązane, które przekazywane są funkcjom przy pomocy wskaźników. Wskaźniki są także pomocne przy używaniu tablic i struktur, zwłaszcza o zmiennej wielkości. W niektórych sytuacjach przekazywanie argumentów przy pomocy wskaźników jest jedyną możliwością osiągnięcia wybranego celu. W budowaniu modeli komputerowych układu Chenga i innych układów gazowych i gazowo–parowych w ramach pracy zostały wykorzystane algorytmy interpolacyjne, aproksymacyjne i iteracyjne [54], [76]. Część kodu źródłowego przedstawiona jest w załącznikach A i B.

3. Model matematyczny układu Chenga

3.1. Sprężanie

Jednym z podstawowych procesów zachodzących w układzie Chenga, podobnie jak w innych układach gazowych jest sprężanie [8], [9], [40], [51], [69]. W jego wyniku następuje wzrost ciśnienia i spadek objętości właściwej czynnika obiegowego. W przypadku układów otwartych sprężane jest powietrze (suche bądź wilgotne) od ciśnienia otoczenia p_1 do ciśnienia p_2 (w układach prostych), lub od p_1 do p_{11} i od p_{12} do p_2 (rysunki 6.2 i 6.3) w układach z chłodzeniem międzystopniowym sprężanego powietrza. Schemat sprężarki przedstawiony jest na rys 3.1.

W energetycznych siłowniach gazowych zastosowanie znalazły tylko sprężarki osiowe. Sprężarki promieniowe z uwagi na większy spręż jednego stopnia umożliwiają zastosowanie mniejszej liczby stopni do osiągnięcia wymaganego sprężu, jednak dla dużych strumieni masy powietrza mają one mniejszą sprawność niż osiowe. Sprężarki promieniowe stosowane są tylko w małych układach, w których strumień masy powietrza jest stosunkowo nieduży.

Proces adiabatycznego sprężania rzeczywistego obarczony jest stratami w myśl drugiej zasady termodynamiki. Im straty procesu sprężania są mniejsze tym mniejszy jest przyrost entropii. Sprężanie idealne odbywa się bez przyrostu entropii. Przyrost entropii czynnika – pojawiający się w trakcie procesu sprężania – wiąże się ze wzrostem temperatury końcowej czynnika i z wywiązaniem się ciepła wewnętrznego. Jego wielkość przedstawia rys. 3.2. Łatwo zauważyć, że temperatura końcowa sprężania rzeczywistego (punkt 2) jest wyższa od temperatury sprężania idealnego (punkt 2s).

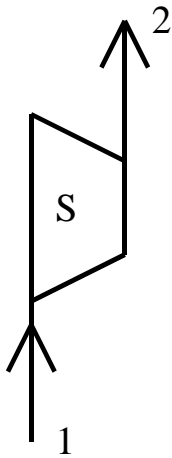
Rys. 3.3 przedstawia sprężanie adiabatyczne na wykresie $h-s$. Wynika z niego, że przy sprężaniu izentropowym przyrost entalpii jest najmniejszy. Im większy jest przyrost entropii, tym bardziej oddalony jest punkt 2 od punktu 2s i tym większy jest przyrost entalpii, przy malejącej sprawności. Z kolei moc napędowa sprężarki jest wprost proporcjonalna do przyrostu entalpii. Im większy jest więc przyrost entropii podczas procesu sprężania, tym większą moc mechaniczną musimy dostarczyć do sprężarki, co jest niekorzystne ze względów energetycznych. Ponadto specyficzny układ izobar na wykresach $h-s$ i $T-s$ (tzw. izentropowa rozbieżność izobar) powoduje, że dla uzyskania tego samego przyrostu ciśnienia w zakresie niskich temperatur przyrost entalpii czynnika będzie mniejszy, niż przy wyższych temperaturach. Dlatego proces sprężania korzystnie jest prowadzić w możliwie niskich temperaturach, w czym pomocne jest międzystopniowe chłodzenie sprężanego powietrza.

W przypadku analitycznego badania procesów energetycznych, także procesu sprężania jako części obiegu gazowego, konieczne jest wprowadzenie wielu założeń. Jednym z nich jest założenie, że czynnikiem sprężanym jest gaz

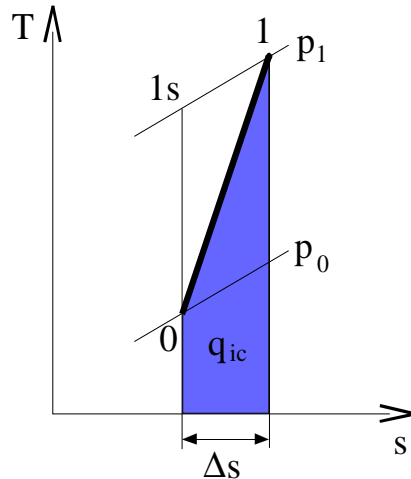
półdoskonały spełniający równanie Clapeyrone'a, którego ciepło właściwe jest funkcją wyłącznie temperatury [14]:

$$p = \rho \cdot R \cdot T, \quad c_p = f(T). \quad (3.1)$$

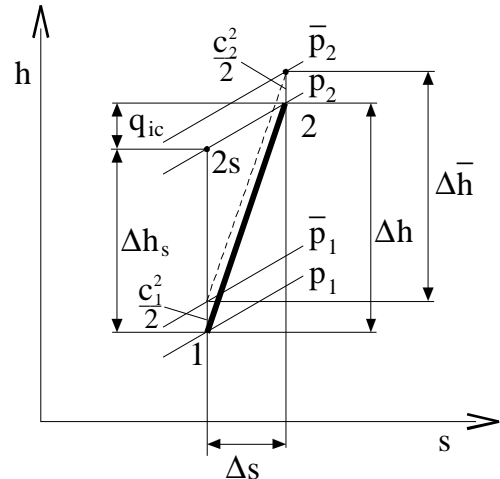
Dla obecnie stosowanych wartości sprężu założenie to nie wprowadza dużego błędu. Jednak zastosowanie dzisiejszej techniki komputerowej umożliwia wykonanie złożonych obliczeń z wykorzystaniem dokładniejszych równań stanu i zależności opisujących ciepło właściwe oraz innych własności termodynamicznych czynnika (rozdział 2).



Rys. 3.1.
Schemat
sprężarki
w układzie
gazowym



Rys. 3.2. Proces sprężania gazu
na wykresie T-s z polem pod
krzywą przemiany
przedstawiającą ciepło
wewnętrzne przemiany



Rys. 3.3. Proces sprężania gazu
na wykresie h-s

W obliczeniach numerycznych konieczne jest zadanie warunków początkowych i zainicjalizowanie wszystkich zmiennych stosowanych w dalszych instrukcjach. Język C (stosowany jako narzędzie w niniejszej pracy) wymaga ponadto zadeklarowania wszystkich zmiennych przed ich użyciem wraz z nadaniem odpowiednich typów. Jeśli zmienne te są zmiennymi globalnymi, to ich deklaracja musi nastąpić na początku pliku z kodem źródłowym. Zmienne lokalne deklarowane są natomiast na początku każdej funkcji. W pracy wykorzystywane były tylko zmienne lokalne (załączniki A i B). Ich deklaracja w głównej funkcji modelu *calcCheng* (załącznik B) następuje w wierszach 49÷90, a niektóre zmienne zostają równocześnie zainicjowane.

Jeśli ma nastąpić wydruk dowolnych wartości zmiennych, to musi zostać także otwarty plik wyjściowy z zadeklarowanym wskaźnikiem do odpowiedniej struktury biblioteki standardowej *stdio* (wiersze 92÷96). Jeśli zdefiniowane zostało wcześniej makro *MYDEBUG* (wiersz 6), to następuje deklaracja wskaźnika i otwarcie pliku (wiersze 91÷97). Ponieważ operacja ta wiąże się z koniecznością zagospodarowania pewnych zasobów systemowych (pamięci operacyjnej i

czasu procesora), więc pominięcie jej przyczyni się do szybszego wykonywania obliczeń. To pominięcie realizowane jest poprzez wykomentowanie wiersza 6.

Większość zmiennych wykorzystywanych w obliczeniach w ramach funkcji *calcCheng* przekazywana jest jej z funkcji nadrzędnej przy pomocy tablicy *datain*. W wierszach 98÷113 następuje inicjalizacja zmiennych lokalnych wartościami przekazanymi w tablicy. W wierszach 123÷139 sprawdzana jest poprawność przekazanych parametrów, a w wierszach 140÷145 może nastąpić dokładniejsze sprawdzenie wartości zmiennych i ich wydruk do pliku.

Ponieważ do układu zasysane jest powietrze z otoczenia, więc założone zostało stałe ciśnienie wlotowe równe 0,1 MPa (wiersz 150). Temperatura wlotowa jest natomiast przekazywana z funkcji nadrzędnej, gdyż jest wartością byłą przedmiotem badań. Również wilgotność względna zasysanego powietrza jest przekazywana z funkcji nadrzędnej, a strumień masy pary zasysanej z otoczenia z powietrzem wyznaczany jest przy pomocy zewnętrznej funkcji w wierszu 152. Strumień ten jest sumowany ze strumieniem pary wtryskiwanej do komory spalania. Maksymalna ilość pary wodnej uwarunkowana jest ciśnieniem nasycenia w danej temperaturze. Ponieważ ilość pary wodnej zasysanej z powietrzem ma bardzo małą wartość (zwłaszcza dla stosunkowo niewielkich temperatur), więc uwzględnienie wilgotności powietrza ma marginalne znaczenie na dokładność obliczeń.

Na wlocie do sprężarki ciśnienie jest niższe od ciśnienia otoczenia w wyniku wystąpienia strat w elementach doprowadzających powietrze do układu. Wielkość strat ciśnienia określa współczynnik strat ζ_0 , którego wartość, wg [13], założono na poziomie 0,007 (wiersz 88). Ciśnienie na początku procesu sprężania wyniesie (wiersz 151):

$$p_1 = (1 - \zeta_0) \cdot p_0. \quad (3.2)$$

Dla danego ciśnienia, temperatury i składu powietrza wyznaczana jest, przy pomocy funkcji zewnętrznej, entalpia:

$$h_1 = f(g_1, t_1, p_1). \quad (3.3)$$

Sprężanie izentropowe przebiegałoby według równania izentropy:

$$p \cdot v^\kappa = idem. \quad (3.4)$$

Po przyjęciu założenia, że sprężany jest gaz półdoskonały, można wyznaczyć temperaturę gazu na końcu izentropowego procesu sprężania:

$$T_w = T_d \cdot \left(\frac{p_w}{p_d} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.5)$$

Równanie to zastosowane zostało w kodzie źródłowym zamieszczonym w załączniku w wierszu 161. Zastosowany tu wykładnik izentropy jest wyliczany w wierszu 159 dla danego składu powietrza i temperatury wlotowej. Po wyznacze-

niu wstępnym temperatury wylotowej (wiersz 161) wyznaczany jest ponownie wykładnik izentropy (wiersz 162). Następnie wyliczana jest średnia arytmetyczna obu wykładników (wiersz 163) i dla tej wartości wykładnika wyznaczana jest ostatecznie temperatura t_{2s} . Dla tej temperatury i niezmiennego składu powietrza wyznaczana jest entalpia właściwa (wiersz 165) wg zależności:

$$h_{2s} = f(g_2, t_{2s}, p_2) \quad (3.6)$$

Do obliczania wartości entalpii na końcu procesu sprężania (rys. 3.3) wykorzystuje się sprawność izentropową definiowaną zależnością

$$\eta_s = \frac{\Delta h_{cs}}{\Delta h_c} \quad (3.7)$$

Im wyższa sprawność izentropowa sprężarki tym mniejsze pole pod krzywą sprężania 1–2 (rys. 3.2) i tym mniejsza moc napędowa sprężarki.

Proces sprężania dokładniej może zostać opisany za pomocą sprawności politropowej. Jeśli zostaną zmierzone ciśnienia i temperatury początku i końca procesu sprężania, to sprawność politropowa może zostać wyznaczona z zależności:

$$\eta_{ps} = \frac{R \cdot \ln p_w / p_d}{c_{ps}(T_w) \cdot \ln T_w / T_0 - c_{ps}(T_d) \cdot \ln T_d / T_0} \quad (3.8)$$

Wykładnik politropy może zostać wyznaczony z zależności

$$n = \frac{\ln p_w / p_d}{\ln p_w / p_d - \ln T_w / T_d} \quad (3.9)$$

Znając wartość sprawności izentropowej bądź politropowej może zostać wyznaczona temperatura końcowa procesu sprężania rzeczywistego. W pracy przyjmowana jest konkretna wartość sprawności izentropowej, dla której prowadzone są dalsze obliczenia. Entalpia powietrza na końcu procesu sprężania jest wyznaczana z zależności zaimplementowanej w wiersz 166:

$$h_2 = \frac{1}{\eta_s} \cdot (h_{2s} - h_1) + h_1 \quad (3.10)$$

Znając entalpię i ciśnienie powietrza na wylocie ze sprężarki wyznaczana jest przy pomocy funkcji zewnętrznej temperatura t_2 :

$$t_2 = f(g_2, h_2, p_2) \quad (3.11)$$

Znajomość entalpii h_2 pozwala także na wyznaczenie mocy mechanicznej pobieranej z wału przez sprężarkę:

$$N_c = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.12)$$

Dla jednostek strumienia masy powietrza wyrażonego w kg/s i entalpii w kJ/kg jednostką mocy będzie kW.

Jeśli sprężanie realizowane jest stopniowo (z chłodzeniem międzystopniowym), to powyższy algorytm procesu dzielony jest na dwie części. Najpierw sprężany jest czynnik do ciśnienia p_{11} , po czym następuje jego schłodzenie. Może ono być realizowane w wymienniku, bądź poprzez zmieszanie z innym czynnikiem, zwykle wodą. W przypadku pierwszym skład gazu nie ulega zmianie. Maleje natomiast temperatura, i w wyniku strat, także ciśnienie. Obecnie obserwuje się coraz większe zainteresowanie chłodzeniem czynnika poprzez wtrysk wody. Wysoka wartość ciepła parowania wody powoduje, że w trakcie jej odparowania następuje znaczne pochłonięcie ciepła niesionego przez powietrze, co wpływa na jego intensywne chłodzenie. Proces ten powoduje zmianę zarówno parametrów termodynamicznych jak i składu chemicznego czynnika.

W ramach pracy przeprowadzone zostały obliczenia układu Chenga z chłodzeniem sprężanego powietrza w wymienniku. Skład chemiczny gazu nie ulegał więc zmianie. Proces sprężania podzielony został na dwie części między którymi przeprowadzone zostało chłodzenie czynnika. Miejsce podziału procesu sprężania zostało określone współczynnikiem podziału ciśnienia k_{π} , definiowanym jako:

$$k_{\pi} = \frac{P_{11} - P_1}{P_2 - P_1}. \quad (3.13)$$

Współczynnik k_{π} może zawierać się w granicach $0 \div 1$. Im większa jest jego wartość, tym większy spręż jest realizowany w części niskopięrężnej sprężarki. Współczynnik k_{π} jest jednym z badanych w ramach pracy parametrów i jest on do funkcji *calcCheng* przekazywany w tablicy *datain* na miejscu 8. Zmienna lokalna przechowująca wartość tego współczynnika nazwana została π_{cf} (picfactor – wiersz 105). Z uwagi na zagęszczanie izobar wraz ze wzrostem ciśnienia na wykresie $h-s$, autor uznał, że bardziej intuicyjnym będzie współczynnik podziału przyrostów entalpii k_{hc} mówiący, jaka część przyrostu entalpii występuje w części niskopięrężnej w stosunku do całości procesu sprężania:

$$k_{hc} = \frac{h_{11} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.14)$$

W realizowaniu obliczeń numerycznych znacznie wygodniejsze jest stosowanie współczynnika podziału ciśnień, niż entalpii. Dla zadanego k_{π} wyznaczany jest spręż części niskopięrężnej π_l (wiersz 170):

$$\pi_1 = (\pi_c - 1) \cdot k_{\pi} + 1, \quad (3.15)$$

a następnie spręż części wysokopięrężnej (wiersz 171):

$$\pi_2 = \frac{\pi}{\pi_1} \quad (3.16)$$

Dla danego sprężu części niskopięrężnej wyliczane jest ciśnienie p_{11} (wiersz 172):

$$p_{11} = p_1 \cdot \pi_1 \quad (3.17)$$

Temperatura czynnika po zakończeniu sprężania izentropowego jest wyliczana w wierszu 174. Wykładnik adiabaty odwracalnej liczony jest, jak w poprzednim przypadku, w dwóch krokach (wiersze 175 i 176), po czym ponownie wyznaczana jest temperatura końca procesu sprężania (wiersz 177). Dla temperatury t_{11s} wyznaczana jest entalpia czynnika h_{11s} (wiersz 178). Dla założonej sprawności izentropowej wyznaczana jest entalpia h_{11} (wiersz 179) i temperatura t_{11} (wiersz 180) czynnika na końcu procesu sprężania rzeczywistego. Znając entalpię czynnika na początku i końcu procesu sprężania oraz strumień masy czynnika wyznaczana jest moc mechaniczna pobierana przez część niskoprężną sprężarki (wiersz 181).

Sprężone powietrze przepływa przez chłodnicę, gdzie następuje obniżenie temperatury czynnika. Przepływowi przez chłodnicę towarzyszy spadek ciśnienia określony współczynnikiem strat ζ_1 . Ciśnienie na wlocie do części wysokoprężnej sprężarki będzie miało odpowiednio niższą wartość, którą można wyznaczyć z zależności (wiersz 173)

$$p_{12} = (1 - \xi_1) \cdot p_{11} \quad (3.18)$$

Temperatura powietrza po schłodzeniu w chłodnicy zależna jest od sprawności procesu chłodzenia. Dla założonej sprawności η_{ch} wyznaczana jest temperatura t_{12} (wiersz 182), a następnie entalpia h_{12} . Od ciśnienia p_{12} i temperatury t_{12} rozpoczyna się sprężanie powietrza w części wysokoprężnej. Spręż części wysokoprężnej π_2 wyznaczany jest w wierszu 184. Ciśnienie na wylocie z części wysokoprężnej wyznaczane jest w wierszu 185, a temperatura t_{2s} na zakończeniu sprężania izentropowego w wierszu 186. Dalej wyliczana jest entalpia h_{2s} (wiersz 187), i po uwzględnieniu sprawności izentropowej entalpia h_2 (wiersz 188) i temperatura t_2 (wiersz 189). Znając różnice entalpii i strumień masy czynnika można wyznaczyć moc mechaniczną pobieraną przez część wysokoprężną (wiersz 190) i moc pobieraną przez całą sprężarkę (wiersz 191). Znając rozkład przyrostów entalpii na część nisko- i wysokoprężną można wyznaczyć współczynnik podziału przyrostów entalpii (wiersz 192)

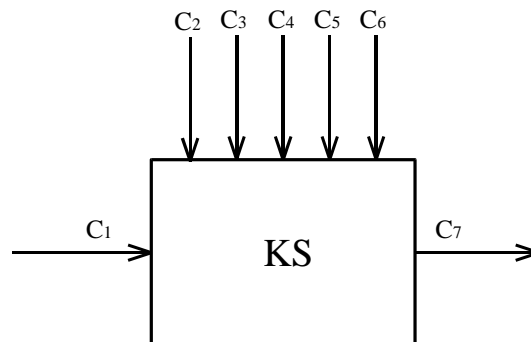
3.2. Ogrzewanie czynnika

Ogrzanie czynnika obiegowego w otwartych układach gazowych, zwykle powietrza, do odpowiedniej temperatury jest realizowane w komorze spalania [9], [16], [40], [68]. W wyniku doprowadzania paliwa i zachowania odpowiednich warunków następuje spalanie paliwa bezpośrednio w powietrzu dopływającym ze sprężarki. Dochodzi przy tym do wymieszania powietrza z produktami spalania. Jeśli do komory spalania doprowadzona jest woda lub para wodna, to powinno nastąpić wymieszanie wszystkich składników w celu otrzymania jednorodnej mieszaniny na wylocie z komory spalania.

Do komory spalania jest doprowadzona energia ze strumieniami paliwa i powietrza, oraz ewentualnie z wodą i parą wodną. Na podstawie bilansu masy i energii wyznaczany jest strumień masy paliwa potrzebny do uzyskania odpowiedniej temperatury mieszanki gazów na wlocie do turbiny. Dokładne obliczenia strumienia paliwa otrzymuje się zwykle iteracyjnie na drodze numerycznej z wykorzystaniem maszyn cyfrowych, gdyż analitycznie jest to proces zbyt skomplikowany.

Woda i para wodna mogą być doprowadzane do komory spalania na jej wlocie bądź wylocie [27], [28], [34], [62]. Jeśli odbywa się to na wlocie to paliwo spalane jest w mieszaninie powietrza i pary wodnej. Ponieważ ciepło właściwe mieszanki powietrza i pary wodnej jest większe niż samego powietrza, oraz mniejszy jest współczynnik nadmiaru powietrza, uzyskuje się obniżenie maksymalnych temperatur spalania. Ma to korzystny wpływ na czystość spalin, ponieważ szybkość powstawania tlenków azotu jest ściśle powiązana z temperaturą spalania. Tak więc wtrysk wody bądź pary wodnej na wlocie do komory spalania jest często stosowanym sposobem redukcji tlenków azotu w spalinach.

Wtrysk wody lub pary wodnej na wylocie z komory spalania powoduje już tylko obniżenie temperatury spalin na wlocie do turbiny i wzrost strumienia masy czynnika. Dla uzyskania odpowiednich korzyści z wtrysku wody lub pary wodnej stosuje się zwykle wtrysk zarówno na wlocie jak i wylocie z komory spalania.



Rys. 3.4. Schemat komory spalania: C₁ – wlot powietrza ze sprężarki, C₂ – wtrysk wody na wlocie do komory spalania, C₃ – wtrysk pary wodnej na wlocie do komory spalania, C₄ – doprowadzenie paliwa, C₅ – wtrysk wody na wylocie z komory spalania, C₆ – wtrysk pary wodnej na wylocie z komory spalania, C₇ – wylot gazów spalinowych z komory spalania do turbiny

Na rys. 3.4 przedstawiony jest schemat komory spalania wraz z zaznaczonymi strumieniami masy powietrza, paliwa, wody, pary wodnej oraz ogrzanych gazów. Dla takiego schematu można zapisać równanie bilansu masy

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 + \dot{m}_5 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7, \quad (3.19)$$

oraz równanie energii

$$m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2 + m_3 \cdot h_3 + m_4 \cdot h_4 + m_5 \cdot h_5 + m_6 \cdot h_6 = m_7 \cdot h_7, \quad (3.20)$$

gdzie: $m_1 \div m_7$ – strumienie masy poszczególnych składników

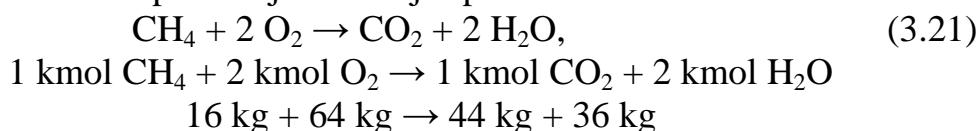
$h_1 \div h_7$ – entalpia właściwa poszczególnych składników.

Entalpia właściwa poszczególnych składników czynnika obiegowego jest obliczana numerycznie (przy pomocy odpowiednich tablic parowych i gazowych) jako zależność od temperatury i ciśnienia [1], [18], [55], [70], [74]. Opis modeli i algorytmów wykorzystywanych do tego celu w ramach pracy zamieszczony jest w rozdziale 2.

Jako paliwo w siłowniach gazowych jest stosowany przede wszystkim gaz ziemny, którego podstawowym składnikiem jest metan CH_4 . Spotykane są układy zasilane gazem ziemnym zaazotowanym, w którego składzie występuje znaczna ilość azotu N_2 , praktycznie nie biorącego udziału w spalaniu. Ostatnimi czasy na popularności jako paliwo zyskuje biogaz, którego głównym składnikiem jest również metan. W szczególnych przypadkach mogą wystąpić jeszcze inne rodzaje gazu, dokładniej omówione w rozdziale 8.

Ponieważ spalanie odbywa się przy dużym nadmiarze powietrza, więc do obliczeń można założyć, że spalanie jest zupełne i całkowite. Spaliny opuszczające komorę spalania składają się z dwutlenku węgla CO_2 , azotu N_2 , tlenu O_2 (doprowadzonego z powietrzem i niewykorzystanego w spalaniu) i pary wodnej H_2O , tworzących jednorodną mieszaninę. Strumień azotu w spalinach jest sumą strumienia azotu dopływającego z powietrzem i paliwem. Para wodna jest do układu dostarczana zarówno z powietrzem jak i w wyniku wtrysku wody lub pary wodnej. Dodatkowo jest ona produktem reakcji spalania paliw węglowodorowych, m.in. metanu.

Podstawową reakcją, przy założeniu spalania zupełnego i całkowitego, występującą w komorze spalania jest reakcja spalania metanu:



Tab. 3.1. Masa cząsteczkowa najważniejszych związków chemicznych biorących udział w reakcjach spalania

Związek	Symbol chemiczny	Masa cząsteczkowa
Węgiel	C	12
Tlen	O_2	32
Wodór	H_2	2
Azot	N_2	28
Powietrze		28,96
metan	CH_4	16
Dwutlenek węgla	CO_2	44

Do spalania całkowitego i zupełnego jednego kilograma metanu jest potrzebne 4 kg O_2 . Powstanie przy tym 11/4 kg CO_2 i 9/4 kg H_2O . W wyniku związania części tlenu z powietrza pozostanie część azotu N_2 , który nie będzie tworzył

mieszaniny z tlenem w stosunku atmosferycznym. Niezwiązany tlen O_2 będzie traktowany jako składnik powietrza, czyli roztworu azotu i tlenu w stosunku atmosferycznym. Odpowiednie strumienie masy powietrza, dwutlenku węgla, pary wodnej i azotu na wylocie z komory spalania wyliczane są w wierszach 219÷222. W wierszu 223 wyznaczany jest strumień masy spalin jako suma poszczególnych składników z uwzględnieniem strumienia masy pary wtryskiwanej do komory spalania. W wierszach 224÷228 wyliczane są udziały masowe poszczególnych składników, a w wierszach 229÷232 zapisywane do tablicy, która będzie dalej służyć do przekazywania składu spalin jako argumentu odpowiednim funkcjom.

Ponieważ zadanie wyznaczenia strumienia masy paliwa wtryskiwanego do komory spalania koniecznego do uzyskania odpowiedniej temperatury spalin na wlocie do turbiny jest dość skomplikowane analitycznie, więc do tego celu zastosowana została numeryczna metoda iteracyjna (kolejnych przybliżeń). Obliczenia przeprowadzane są w pętli zaczynającej się w wierszu 217 i kończącej w wierszu 348. Pętla wywoływana jest do momentu spełnienia odpowiedniego warunku logicznego, zapisanego jako wyrażenie w wierszu 348. Duża złożoność tego problemu wynika z dużej liczby zmiennych i zmian parametrów termodynamicznych wywołanych zmianą strumienia paliwa. Większy strumień spowoduje bowiem, poza zmianą składu gazu i tym samym własności termodynamicznych, zwiększoną produkcję pary w kotle odzyskowym, która z kolei kierowana jest do komory spalania. Zmianie ulegnie także proces rozprężania w turbinie. Inny będzie spadek entalpii i w wyniku entalpia i temperatura czynnika na wylocie z turbiny. Będzie to także miało wpływ na temperaturę i strumień pary wytworzonej w kotle odzyskowym. Tak zapętlone zagadnienie byłoby niezwykle trudne do rozwiązania na drodze analitycznej.

W wierszach 233 i 234 zapisane zostało równanie bilansu energii komory spalania (punkt 3.8). Tak wyznaczona entalpia spalin h_3 porównywana jest z entalpią wyznaczoną ze składu oraz ciśnienia i temperatury spalin (wiersz 235). W zależności od tego, która wartość jest większa, podejmowana jest decyzja o zwiększeniu bądź zmniejszeniu strumienia masy paliwa w następnym przejściu pętli (wiersze 236 i 237).

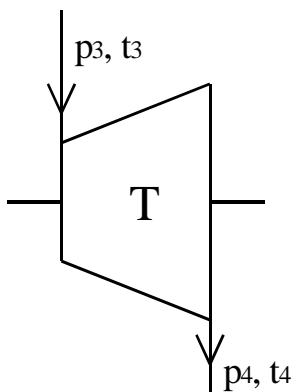
W układach gazowych z wtórnym przegrzewem międzystopniowym występuje druga komora spalania. Doprowadzony jest do niej czynnik (spaliny) częściowo rozprężony w turbinie wysokoprężnej zawierający jeszcze wystarczająco dużo powietrza, aby spalić dodatkowe paliwo. Do drugiej komory spalania może być wtryskiwana woda lub para wodna (na wlocie bądź wylocie). Schemat i algorytmy obliczeniowe są takie same, jak dla podstawowej komory spalania. Różnica dotyczy tylko składu chemicznego i parametrów gazu na wlocie do komory. Przebieg ogrzewania czynnika obiegowego w drugiej komorze spalania opisany jest zależnościami zawartymi między wierszami 248÷272. Także tutaj strumień masy paliwa wyznaczany jest iteracyjnie w pętli rozpoczynającej się w wierszu 250 i kończącej w wierszu 271.

3.3. Rozprężanie

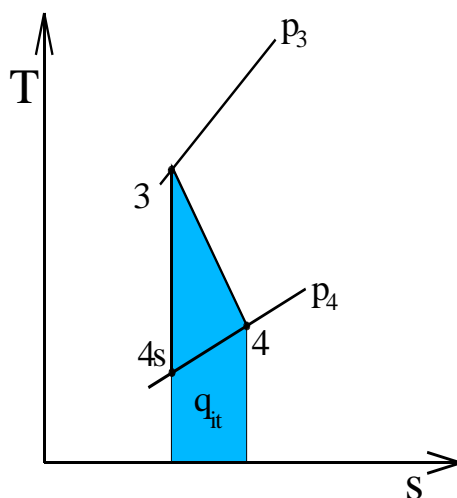
Rozprężanie sprężonego i ogrzanego czynnika realizowane jest w turbinie. Następuje przy tym zamiana części entalpii niesionej przez czynnik obiegowy na pracę mechaniczną odprowadzaną wałem do generatora elektrycznego [8], [9], [44], [51], [69]. Schemat turbiny przedstawiony jest na rys. 3.5. Gaz o temperaturze t_3 dopływa do turbiny pod ciśnieniem p_3 . W turbinie następuje rozprężanie do ciśnienia p_4 , czemu towarzyszy spadek temperatury gazu do t_4 . Przebieg procesu rozprężania na wykresie T - s i h - s przedstawiony jest na rys. 3.6 i 3.7.

Na wykresie T - s zaznaczone jest pole pod krzywą przemiany obrazujące ciepło wewnętrzne wywiązujące się podczas przepływu gazu przez kanały turbiny. Im większe jest to pole tym więcej ciepła powstaje w wyniku tarcia, przyrost entropii jest większy a temperatura i entalpia końcowa wyższa. W wyniku otrzymuje się mniejszy spadek entalpii i mniejszą moc mechaniczną na wale turbiny.

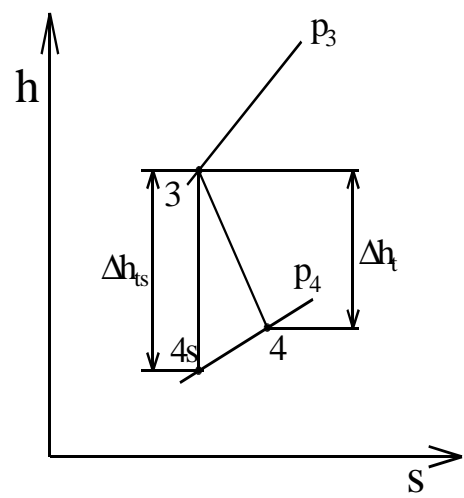
Rys. 3.8 przedstawia palisadę kierownicy z wektorami prędkości bezwzględnych, a rys. 3.9 palisadę wirnika z wektorami prędkości względnych [8], [14], [44], [51]. Wektory te wraz z prędkością unoszenia tworzą trójkąty prędkości przedstawione na rys. 3.10. Kształt trójkątów prędkości jest zależny zarówno od geometrii kanałów międzyłopatkowych kierownicy i wirnika jak i od strumienia objętości gazu przepływającego przez palisady. Zmiana więc strumienia masy a więc i strumienia objętości dla danej geometrii palisad prowadzi do zmian kształtu trójkątów prędkości. Zwykle przynosi to wzrost strat i spadki sprawności, ponieważ najmniejsze straty występują przy przepływach znamionowych.



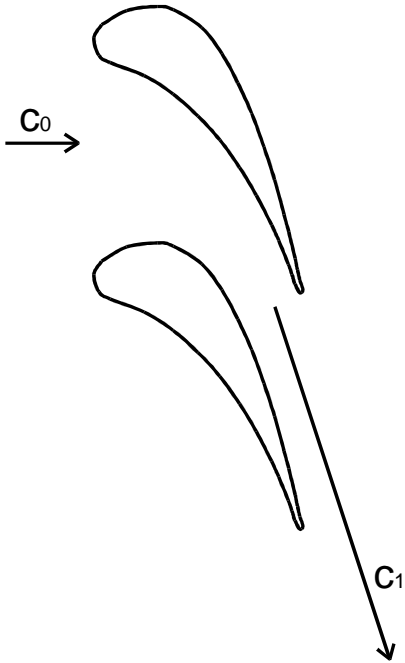
Rys. 3.5. Schemat turbiny



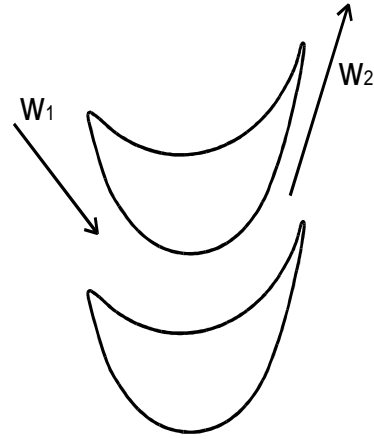
Rys. 3.6. Rozprężanie w turbinie na wykresie T - s z polem przedstawiającym ciepło wewnętrzne przemiany



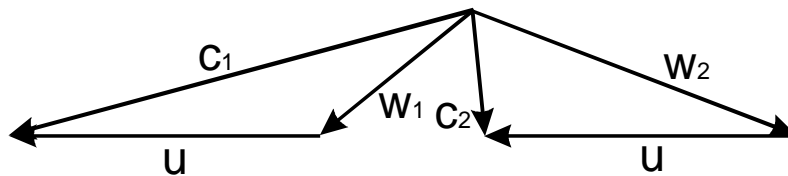
Rys. 3.7. Rozprężanie w turbinie na wykresie h - s



Rys. 3.8. Palisada kierownicza i wektory prędkości bezwzględnych

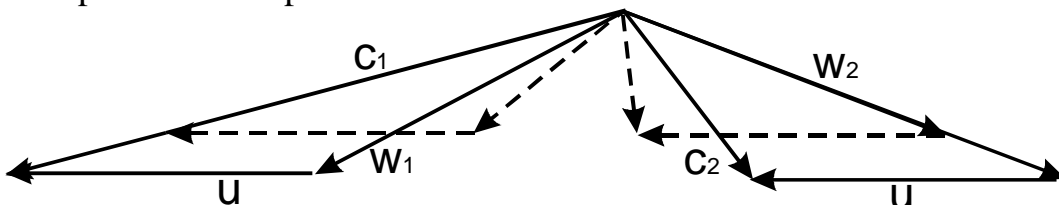


Rys. 3.9. Palisada wirnikowa i wektory prędkości względnych

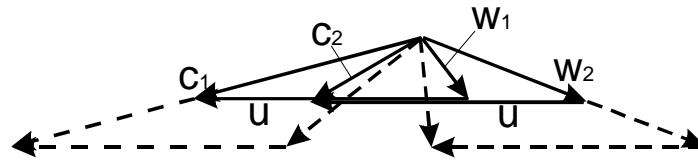


Rys. 3.10. Trójkąty prędkości osiowego stopnia turbinowego

Aby sprawność stopnia była wysoka konieczne jest utrzymanie straty wylotowej na niskim poziomie. Strata wylotowa jest proporcjonalna do kwadratu prędkości bezwzględnej c_2 . Najniższe wartości prędkości występują przy osiowym usytuowaniu wektora c_2 . Wzrost strumienia objętości prowadzi do wzrostu prędkości c_1 i w_1 , a więc i w_2 . Przy stałej prędkości unoszenia dojdzie do deformacji trójkątów prędkości i odchylenia wektora c_2 od kierunku osiowego. Sytuację taką przedstawia rys. 3.11. Łatwo zauważyć wzrost wektora prędkości c_2 i zmianę jego kierunku, co pociąga za sobą wzrost straty wylotowej i spadek sprawności stopnia.



Rys. 3.11. Trójkąty prędkości w przypadku wzrostu strumienia objętości czynnika przepływającego przez stopień turbinowy



Rys. 3.12. Trójkąty prędkości w przypadku zmniejszonego strumienia objętości czynnika przepływającego przez stopień turbinowy

Jak wynika z rysunków 3.11 i 3.12 zmiana prędkości przepływu czynnika przez stopień powoduje zmianę kształtu obu trójkątów. Zmieniają się zarówno długości jak i kierunki wektorów poszczególnych prędkości. Od wartości kątów α_0 i β_1 zależą straty profilowe palisad. Zmiany tych kątów tak w kierunku dodatnim jak i ujemnym powodują zwykle wzrost strat profilowych i spadki sprawności stopnia. Wpływ wartości kątów α_0 i β_1 na straty profilowe zależy od rodzaju profilu.

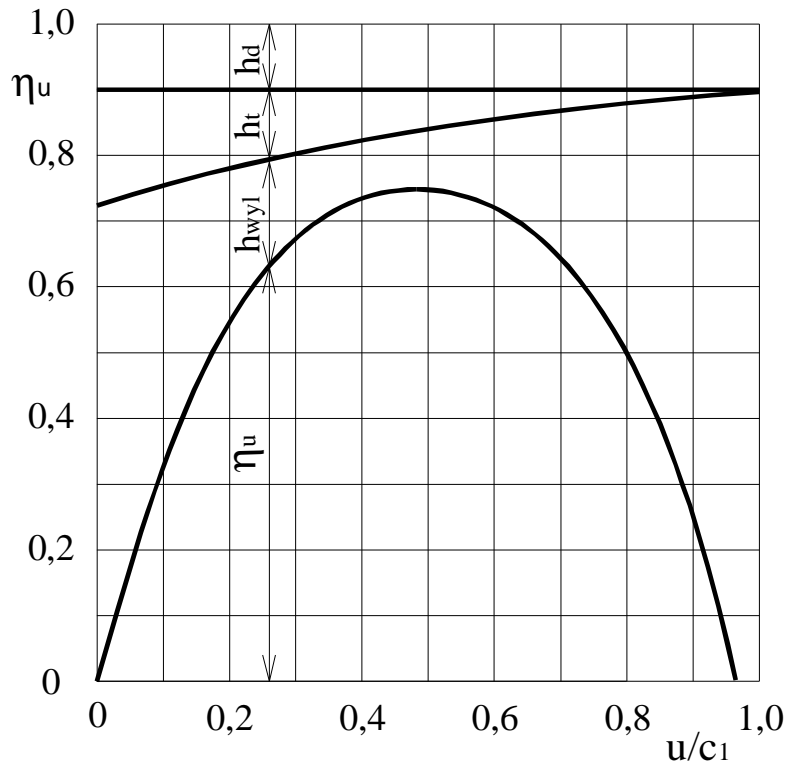
Proces zamiany entalpii czynnika na moc mechaniczną jest opisany równaniem Eulera, które można przedstawić w następującej postaci

$$N_u = u \cdot (c_{1u} + c_{2u}) = u \cdot \Delta c_u, \quad (3.22)$$

gdzie: c_{1u} i c_{2u} – składowe obwodowe prędkości bezwzględnych c_1 i c_2 .

Wtrysk wody i pary wodnej do komory spalania powoduje wzrost strumienia masy i objętości gazu przepływającego przez grupę stopni turbinowych. Efektem jest wzrost prędkości c_1 i zmiany kształtu trójkątów prędkości. Dlatego do układów z wtryskiem wody i pary stopnie turbiny powinny być odpowiednio zaprojektowane. Tylko w ten sposób można utrzymać wielkość strat profilowych w całym zakresie wielkości wtrysku na możliwie niskim poziomie. Zależność poszczególnych strat oraz sprawności obwodowej stopnia akcyjnego przedstawiona jest na rys. 3.13. Na rysunkach 3.14 i 3.15 przedstawiony został proces rozprężania w stopniu reakcyjnym i akcyjnym z zaznaczonymi poszczególnymi stratami.

W układzie Chenga wraz z wtryskiem pary wodnej do komory spalania rośnie strumień masy gazu przepływającego przez turbinę a wraz z tym moc mechaniczna generowana w palisadach turbinowych. Wiąże się z tym wzrost obciążenia łopatek kierownicy i wirnika. Z uwagi na stabilną konstrukcję i duże cięciwy profili palisad kierowniczych, wzrost sił na nie działających będzie nieistotny. Natomiast łopatki wirnika mogą wymagać zastosowania większych cięciw niż w przypadku turbin bez wtrysku wody bądź pary. Wpływ wzrostu obciążeń łopatek wirnika wraz ze wzrostem strumienia masy gazu powinien zostać dokładniej przebadany.



Rys. 3.13. Sprawność obwodowa oraz straty stopnia akcyjnego

Obliczenia termodynamiczne procesu rozprężania w turbinie przeprowadzone zostały przy założeniu stałej sprawności izentropowej dla stopnia turbiny. W wierszach 238÷241 inicjowana jest tablica przechowująca wartości wejściowe, która będzie przekazana funkcji *turbineexp* jako argument. W wierszu 242 wywołana jest ta funkcja, a jako drugi argument podany jest skład gazu. Funkcja zwraca temperaturę i entalpię spalin opuszczających turbinę po rozprężaniu rzeczywistym.

Funkcja *turbineexp* zawarta jest między wierszami 13 i 46. W wierszach 15÷27 następuje deklaracja zmiennych lokalnych i przypisanie im odpowiednich wartości. W wierszu 28 następuje podział spadków ciśnień na poszczególne stopnie turbiny. W wierszach 29÷42 przeprowadzane są obliczenia dla kolejnych stopni. W wierszu 30 wyliczane jest ciśnienie na wylocie z danego stopnia. Następnie dla danego składu chemicznego i temperatury czynnika wyznaczany jest wykładnik adiabaty (wiersz 31):

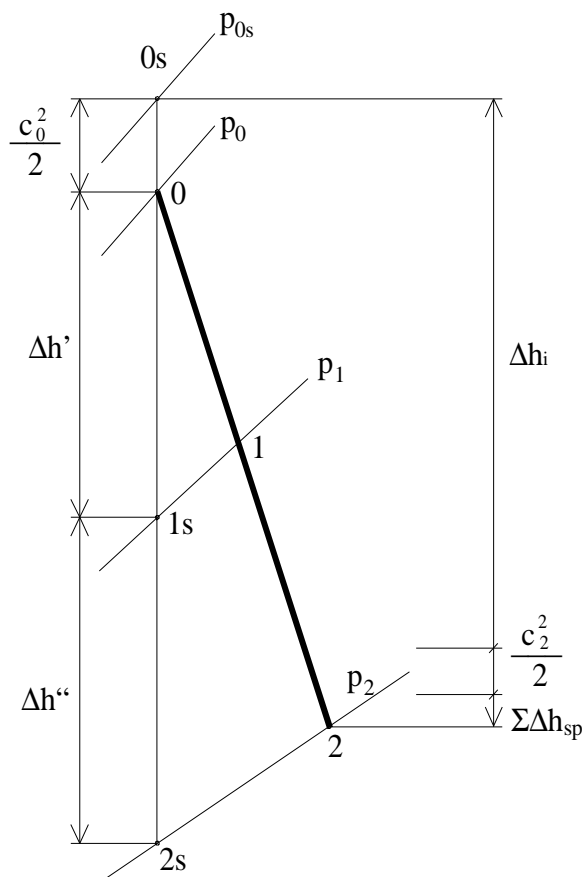
$$\kappa_d = f(g, t_d) \quad (3.23)$$

oraz entalpia (wiersz 32):

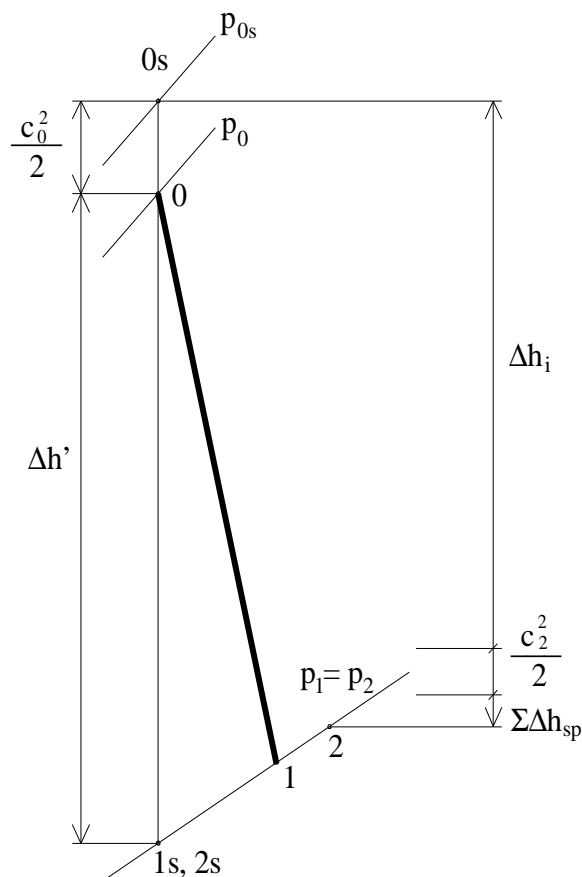
$$h_d = f(g, t_d, p_d). \quad (3.24)$$

Dla zadanej sprawności izentropowej stopnia turbiny wyznaczana jest na jego wylocie temperatura spalin:

$$t_{ws} = (t_d + 273,16) \cdot \left(\frac{p_w}{p_d} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 273,16. \quad (3.25)$$



Rys. 3.14. Rozprężanie w reakcyjnym stopniu turbinowym, $\rho = 0,5$



Rys. 3.15. Rozprężanie w akcyjnym stopniu turbinowym, $\rho = 0$

Dla tej temperatury wyznaczany jest ponownie wykładnik adiabaty, po czym wyliczana jest wartość średnia z obu wykładników. Dla tak wyznaczonego średniego wykładnika wyliczana jest ostatecznie temperatura i entalpia czynnika na wylocie ze stopnia po rozprężaniu izentropowym. Dla założonej wartości sprawności izentropowej stopnia wyznaczana jest entalpia po rozprężaniu rzeczywistym (wiersz 38):

$$h_w = h_d - \eta_{it} \cdot (h_d - h_{ws}). \quad (3.26)$$

Dla tej entalpii wyliczana jest z wykorzystaniem funkcji zewnętrznej temperatura gazu (wiersz 39):

$$t = f(g_w, h_w, p_w). \quad (3.27)$$

Po przeliczeniu wszystkich stopni zwracane są do funkcji nadrzędnej parametry za ostatnim stopniem (wiersze 43 i 44).

Jeśli rozpatrywany układ wyposażony jest w przegrzew międzystopniowy spalin, turbina dzielona jest na dwie części, a miejsce podziału turbiny określone jest przy pomocy współczynnika podziału ciśnienia w turbinie k_{π} , definiowanym jako:

$$k_{\pi} = \frac{p_3 - p_{41}}{p_3 - p_4}. \quad (3.28)$$

W kodzie źródłowym w załączniku B figuruje on pod nazwą π_{tf} (pitfactor) i jego wartość jest przekazywana w tablicy z funkcji nadrzędnej. Wartość współczynnika zawiera się w granicach $0 \div 1$. Mała wartość mówi o małym spadku ciśnienia w części wysokoprężnej. Współczynnik k_{π} wykorzystywany jest do wyliczenia ciśnienia na wylocie z części wysokoprężnej (wiersz 206):

$$p_{41} = (1 - k_{\pi}) \cdot (p_4 - p_5) + p_5. \quad (3.29)$$

Ponieważ izobary zagęszczają się w miarę wzrostu ciśnienia, więc do celów interpretacji wyników bardziej przydatnym współczynnikiem będzie współczynnik podziału spadków entalpii w turbinie (wiersz 351):

$$k_{ht} = \frac{h_3 - h_{41}}{h_3 - h_4}, \quad (3.30)$$

mówiący o stosunku spadku entalpii w części wysokoprężnej do spadku entalpii w całej turbinie.

Znajomość entalpii na wlocie i wylocie obu części turbiny oraz strumienia masy rozprężanego czynnika pozwala na wyznaczenie mocy obu części turbiny. Po ich zsumowaniu uzyskana zostanie całkowita moc generowana w turbinie, która służy do napędu sprężarki, generatora, pomp olejowych itp. Moc obu części turbiny wyliczana jest w wierszach 349, 350 i 353.

3.4. Produkcja pary w kotle odzyskowym

Kocioł odzyskowy stanowi zespół powierzchni służących do wymiany ciepła między spalinami oraz wodą i parą [32], [36], [53], [69]. Spaliny na wylocie z turbiny gazowej posiadają jeszcze znaczną temperaturę i entalpię. Ich energię można wykorzystać do celów grzewczych lub do wytworzenia pary wodnej. Tak wytworzona para wodna może zostać wykorzystana do napędu turbiny parowej (układ gazowo-parowy) lub może zostać skierowana do komory spalania silnika turbogazowego (układ Chenga).

Kocioł odzyskowy jednociśnieniowy podzielony jest zwykle na trzy podstawowe sekcje: podgrzewacz wody, parownik i przegrzewacz pary (rys. 3.16). Podstawowym zadaniem kotła odzyskowego jest odebranie entalpii niesionej przez spaliny opuszczające turbinę i przekazanie jej wodzie i parze wodnej. Im większa ilość entalpii zostanie odebrana spalinom, tym niższa będzie ich tempe-

ratura na wylocie z kotła i mniejsza strata kominowa, a więc lepsze wykorzystanie energii chemicznej paliwa.

Im większe ciśnienie panuje w kotle po stronie wodnej, tym wyższa jest temperatura wrzenia wody i mniejsze ciepło parowania, a co za tym idzie większy jest podgrzewacz wody a mniejszy parownik. Zależność ciśnienia nasycenia od temperatury ilustruje rys. 3.17. Natomiast rys. 3.18 i 3.19 przedstawiają zależność ciepła parowania od temperatury nasycenia i ciśnienia panującego w kotle.

Strumień ciepła pochłoniętego przez wodę i parę wodną w poszczególnych elementach kotła wyniesie:

w podgrzewaczu wody:

$$\dot{Q}_{H2O1} = \dot{m}_{H2O} \cdot (h' - h_7), \quad (3.31)$$

w parowniku:

$$\dot{Q}_{H2O2} = \dot{m}_{H2O} \cdot (h'' - h'), \quad (3.32)$$

w przegrzewaczu pary:

$$\dot{Q}_{H2O3} = \dot{m}_{H2O} \cdot (h_8 - h''), \quad (3.33)$$

gdzie: h_7, h_8 – entalpia wody na wlocie do kotła i pary na wylocie z kotła

h', h'' – entalpia wody i pary w punktach pęcherzyków i rosy

\dot{m}_{H2O} – strumień masy wody i pary widnej.

Z kolei strumień ciepła oddawany przez spaliny w poszczególnych elementach kotła:

w podgrzewaczu wody:

$$\dot{Q}_{sp1} = \dot{m}_{sp} \cdot (h_{42} - h_5), \quad (3.34)$$

w parowniku:

$$\dot{Q}_{sp2} = \dot{m}_{sp} \cdot (h_{41} - h_{42}), \quad (3.35)$$

w przegrzewaczu pary:

$$\dot{Q}_{sp3} = \dot{m}_{sp} \cdot (h_4 - h_{41}), \quad (3.36)$$

gdzie: h_4, h_5 – entalpia spalin na wlocie i na wylocie z kotła

h_{41}, h_{42} – entalpia spalin między poszczególnymi elementami kotła

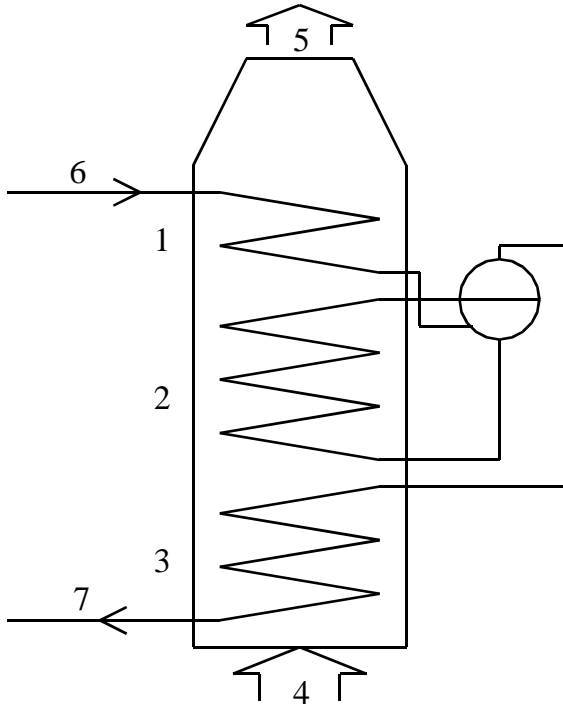
\dot{m}_{sp} – strumień masy spalin.

Z zasady zachowania energii wynika, że w tego typu kotłach poszczególne strumienie ciepła są sobie równe:

$$\dot{Q}_{H2O1} = \dot{Q}_{sp1} \quad (3.37)$$

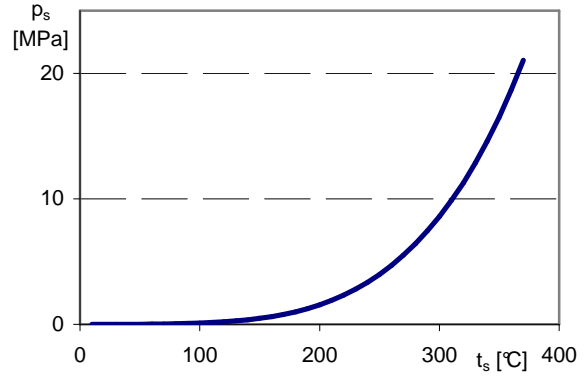
$$\dot{Q}_{H2O1} = \dot{Q}_{sp1} \quad (3.38)$$

$$\dot{Q}_{H2O1} = \dot{Q}_{sp1} \quad (3.39)$$

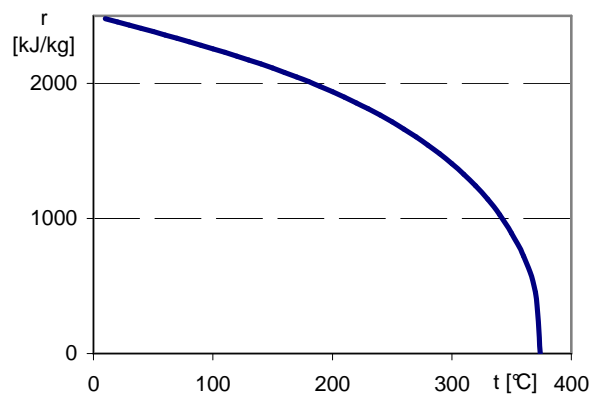


Rys. 3.16. Schemat jednociśnieniowego kotła odzyskowego:

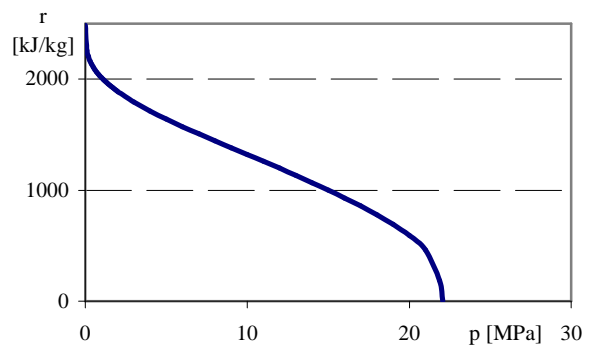
- 1 – podgrzewacz wody,
- 2 – parownik, 3 – przegrzewacz pary,
- 4 – dolot spalin, 5 – wylot spalin,
- 6 – dolot wody, 7 – wylot pary



Rys. 3.17. Zależność ciśnienia nasycenia od temperatury wody i pary wodnej



Rys. 3.18. Zależność ciepła parowania od temperatury nasycenia wody i pary wodnej



Rys. 3.19. Zależność ciepła parowania od ciśnienia wody i pary wodnej w kotle

Wykorzystując te zależności można wyznaczyć entalpie a następnie temperatury spalin w charakterystycznych przekrojach kotła. Entalpia i temperatura spalin po rozprężeniu w turbinie jest znana. Dla zadanego ciśnienia w kotle po stronie wodnej znane będą również wartości entalpii w punkcie pęcherzyków h' i rosy

h'' oraz entalpia wody na wlocie do kotła h_7 . Znajomość tych wielkości zwykle wystarcza do wyznaczenia pozostałych parametrów.

Entalpia spalin na wylocie z kotła wyniesie

$$h_5 = h_4 - \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3}{\dot{m}_g}, \quad (3.40)$$

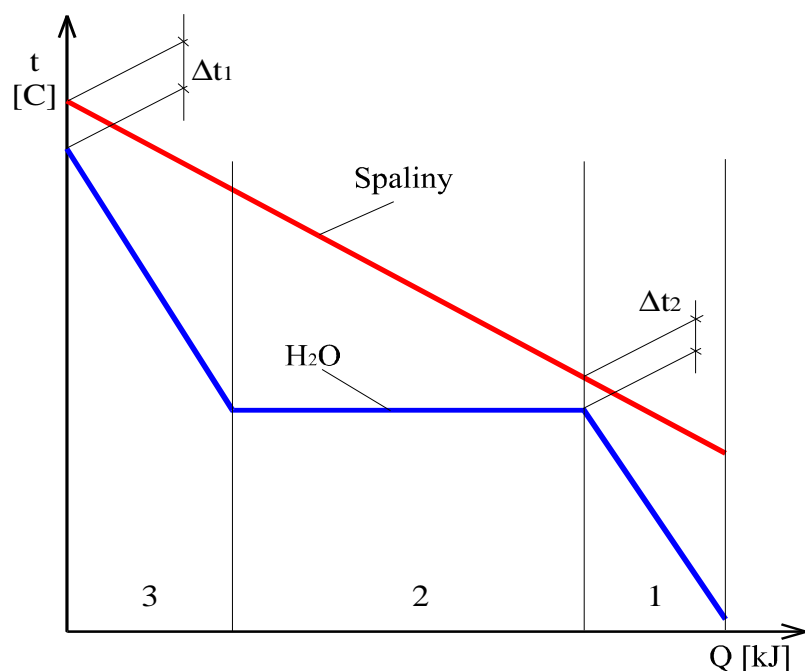
a temperatura spalin jest funkcją entalpii, składu i ciśnienia:

$$t_5 = f(g_s, h_5, p_5). \quad (3.41)$$

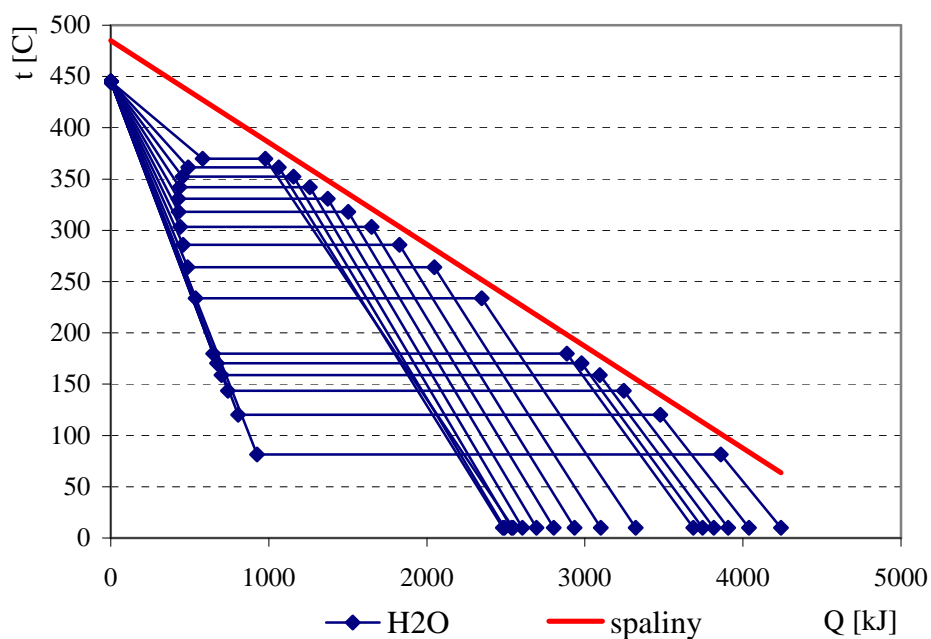
Rys. 3.20. przedstawia przebieg temperatur spalin, wody i pary wodnej w jednociśnieniowym kotle odzyskowym. Proces przekazywania ciepła od spalin do wody i pary wodnej można podzielić na trzy części: podgrzewanie wody w podgrzewaczu (1), parowanie wody w parowniku (2) i przegrzew pary w przegrzewaczu (3). Z rysunku wynika, że na temperaturę wylotową pary wodnej i spalin istotny wpływ ma różnica temperatur na wylocie pary z kotła i wlocie spalin Δt_1 , oraz między podgrzewaczem wody i parownikiem Δt_2 .

Na temperaturę wylotową spalin ma także wpływ ciśnienie wody na wlocie do kotła p_5 . Kształt krzywych przemian wody w zależności od jej ciśnienia na wlocie do kotła przedstawia rys. 3.21. Poszczególne krzywe zostały wyznaczone na drodze obliczeń numerycznych przy zachowaniu stałych wartości różnic temperatur Δt_1 i Δt_2 . Temperatura spalin na wlocie do kotła $t_4 = 485$ °C, temperatura wody zasilającej $t_5 = 10$ °C, strumień masy gazu $\dot{m} = 10$ kg/s, zakres ciśnień od 1 do 19 MPa. Strumień masy pary wytworzonej w kotle nie ma stałej wartości i jest wielkością wyznaczaną. Interesujące jest dla tak przyjętych założeń, że wraz ze wzrostem ciśnienia po stronie wodnej maleje ilość ciepła pochłoniętego przez wodę i parę wodną, czyli odebranego spalinom. Wpływa więc to na temperaturę spalin opuszczających kocioł.

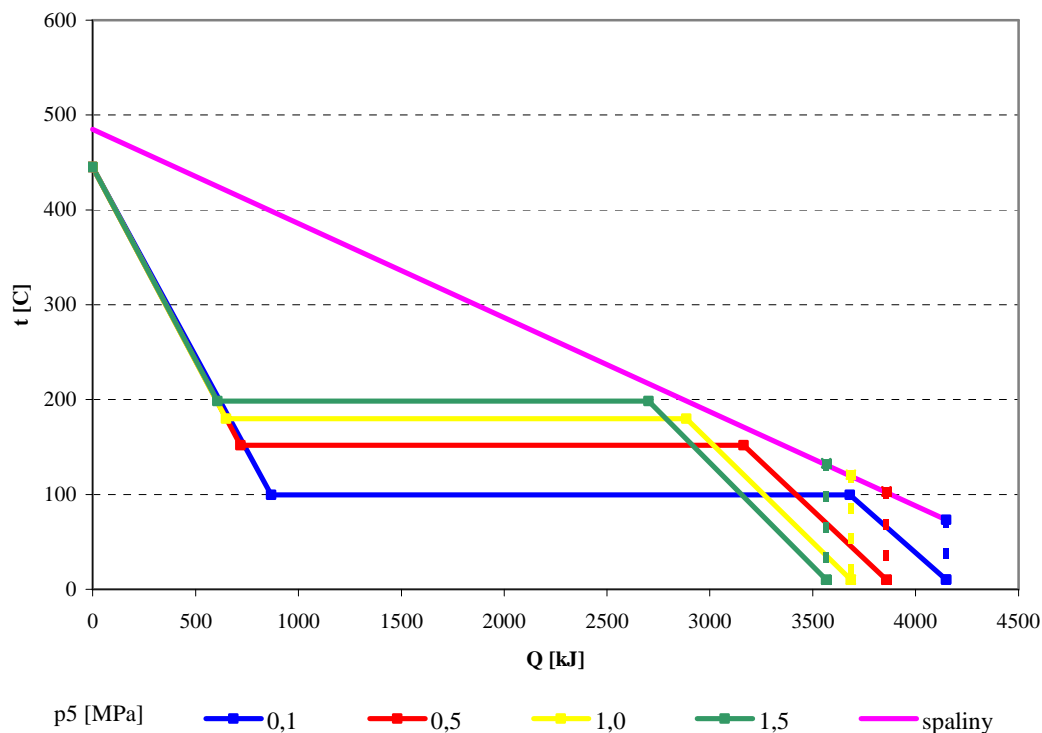
Rys. 3.22 przedstawia przebieg zmian temperatury spalin, wody i pary wodnej w podgrzewaczu, parowniku i przegrzewaczu w zależności od ciśnienia wody na wlocie do kotła p_5 dla wybranych ciśnień i dla parametrów układu jak w rysunku poprzednim. Zaznaczona została punktami także temperatura końcowa spalin. Im ciśnienie p_5 jest wyższe, tym wyższa jest temperatura końcowa spalin t_6 , a więc i strata kominowa. Wraz ze zmianą ciśnienia p_5 zmienia się także ilość ciepła przekazanego od spalin wodzie i parze wodnej w poszczególnych częściach kotła. Zamiany te są przedstawione na rys. 3.23.



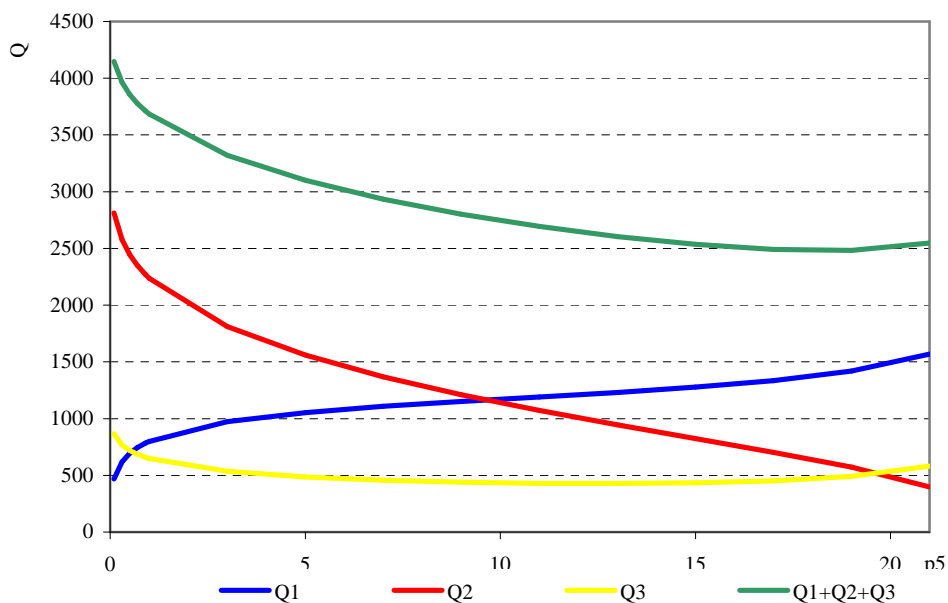
Rys. 3.20. Przebieg temperatur spalin, wody i pary wodnej w funkcji przekazanego ciepła w jednociśnieniowym kotle odzyskowym:
1 – podgrzewacz wody, 2 – parownik, 3 – przegrzewacz pary



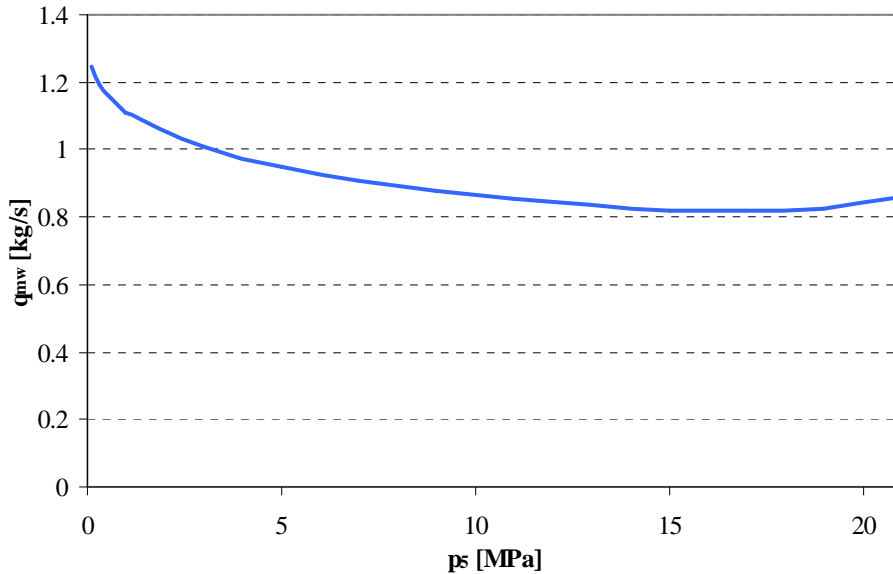
Rys. 3.21. Przebieg krzywych zmian temperatury spalin, wody i pary wodnej w zależności od ilości przekazanego ciepła: $\Delta t_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, ciśnienie wody na wlocie do kotła $p_5 = 1 \div 19 \text{ MPa}$, temperatura spalin na wlocie do kotła $t_4 = 485 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura wody zasilającej $t_5 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, strumień masy gazu $\dot{m} = 10 \text{ kg/s}$



Rys. 3.22. Przebieg procesu przekazywania ciepła od spalin do wody i pary wodnej dla różnych ciśnień wody na wlocie do kotła wraz z zaznaczonymi temperaturami spalin na wylocie z kotła. ciśnienie wody na wlocie do kotła: $p_5 = 0,1 \div 1,5$ MPa, temperatura spalin na wlocie do kotła $t_4 = 485$ °C, temperatura wody zasilającej $t_5 = 10$ °C, strumień masy gazu $\dot{m} = 10$ kg/s



Rys. 3.23. Zależność ciepła przekazanego od spalin wodzie i parze wodnej w podgrzewaczu Q_1 , parowniku Q_2 i przegrzewaczu Q_3 od ciśnienia wody na wlocie do kotła: zakres ciśnień $p_5 = 0,1 \div 21$ MPa, temperatura spalin na wlocie do kotła $t_4 = 485$ °C, temperatura wody zasilającej $t_5 = 10$ °C, strumień masy gazu $\dot{m} = 10$ kg/s



Rys. 3.24. Strumień masy wody wytworzony w kotle odzyskowym w zależności od ciśnienia wody na wlocie do kotła.

Zakres ciśnień $p_5 = 0,1 \div 21$ MPa, temperatura spalin na wlocie do kotła $t_4 = 485$ °C, temperatura wody zasilającej $t_5 = 10$ °C, strumień masy spalin $m_{sp} = 10$ kg/s

Wraz ze zmianą ciśnienia wody na wlocie do kotła p_5 zmienia się strumień masy pary o odpowiednich parametrach wytwarzanej w kotle odzyskowym. Dla założonych parametrów i dla stałych różnic temperatur Δt_1 i Δt_2 zostały wyznaczone na drodze obliczeń numerycznych strumienie masy pary w zależności od ciśnienia wody na wlocie do kotła t_5 . Wyniki zostały przedstawione na rys. 3.24. Interesująca jest tu różnica między strumieniem maksymalnym i minimalnym wynosząca ponad 35 %. Największy strumień masy pary uzyskiwany jest przy najmniejszych ciśnieniach wody na wlocie do kotła p_5 . Wraz ze wzrostem ciśnienia p_5 strumień ten maleje, osiąga maksimum dla ciśnienia 17 MPa, po czym ponownie rośnie.

Instrukcje opisujące zjawiska zachodzące w kotle odzyskowym rozpoczynają się od wyznaczenia entalpii w punkcie rosy h' i punkcie pęcherzyków h'' dla danego ciśnienia po stronie wodnej kotła (wiersze 280÷290). W wierszu 291 założona jest różnica temperatur Δt_1 (rys. 3.20) jako zależność od temperatury spalin na wylocie z turbiny t_4 . Kolejność obliczeń temperatur i entalpii wewnątrz kotła po stronie wodnej i gazowej jest różna dla przypadków znamionowego strumienia masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym oraz dla wartości mniejszej bądź większej od tego strumienia.

Dla strumienia znamionowego (wiersze 293÷307) wyznaczana jest temperatura i entalpia pary opuszczającej kocioł (wiersze 294÷297). Założone zostało, że temperatura maksymalna pary na wylocie z kotła wynosi 750 °C. W wierszach 298÷300 wyliczane są wielkości strumienia ciepła pochłoniętego przez wodę i parę wodną w poszczególnych elementach kotła (3.31÷3.33). Wy-

korzystanie zależności 3.34÷3.39 pozwala na wyznaczenie kolejno entalpii spalin w przekroju między przegrzewaczem a parownikiem h_{41} (wiersz 301):

$$h_{41} = h_4 - \frac{\dot{Q}_{H2O3}}{\dot{m}_{sp}} \quad (3.41)$$

i temperatury spalin w przekroju między przegrzewaczem a parownikiem t_{41} jako zależności od składu gazu g_{41} , entalpii h_{41} i ciśnienia p_{41} (wiersz 302):

$$t_{41} = f(g_{41}, h_{41}, p_{41}). \quad (3.42)$$

Temperatura t_{42} jest wyższa od temperatury wrzenia wody po stronie wodnej (wiersz 303):

$$t_{42} = t_{sw} + \Delta t_2. \quad (3.43)$$

Dla tej temperatury wyznaczana jest entalpia spalin h_{42} (wiersz 304):

$$h_{42} = f(g_{42}, t_{42}, p_{42}). \quad (3.44)$$

Z kolei entalpia spalin na wylocie z kotła h_5 wyniesie (wiersz 305):

$$h_5 = h_{42} - \frac{\dot{Q}_{H2O1}}{\dot{m}_{sp}} \quad (3.45)$$

oraz temperatura t_5 (wiersz 306)

$$t_5 = f(g_5, h_5, p_5). \quad (3.46)$$

Jeśli strumień pary wytwarzanej w kotle odzyskowym będzie mniejszy od znamionowego, kolejność obliczeń będzie nieco inna. Przypadek ten zapisany jest w wierszach 309÷323. Temperatura t_8 i entalpia h_8 pary na wylocie z kotła będzie taka, jak w przypadku znamionowym, czyli mniejsza od temperatury spalin o wartość Δt_1 (wiersz 309). Również strumienie ciepła pochłonięte przez wodę i parę wodną będą opisane równaniami 3.31÷3.33 (wiersze 312÷314). Jednak z uwagi na mniejszy strumień masy wody i pary wodnej spaliny nie zostaną schłodzone w takim samym stopniu, jak w przypadku znamionowym. Na podstawie zależności 3.31÷3.39 mogą zostać wyznaczone kolejno entalpie w charakterystycznych przekrojach:

$$h_{41} = h_4 - \frac{\dot{Q}_{H2O3}}{\dot{m}_{sp}} \quad (3.47)$$

$$h_{42} = h_4 - \frac{\dot{Q}_{H2O2} + \dot{Q}_{H2O3}}{\dot{m}_{sp}} \quad (3.48)$$

$$h_5 = h_{42} - \frac{\dot{Q}_{H2O1}}{\dot{m}_{sp}} \quad (3.49)$$

Dla wyliczonych powyżej entalpii mogą zostać wyznaczone, z wykorzystaniem wspomnianej funkcji zewnętrznej, temperatury spalin t_{41} , t_{42} , t_5 jako funkcja składu, entalpii i ciśnienia.

Jeśli strumień pary wytwarzanej w kotle odzyskowym jest większy od znamionowego, temperatura pary na wylocie z kotła będzie mniejsza. Najpierw musi zostać wyznaczona temperatura i entalpia spalin t_{42} i h_{42} . Temperatura t_{42} jest większa od temperatury parowania o Δt_2 (wiersz 325), a entalpia h_{42} jest funkcją tej temperatury, składu i ciśnienia. Entalpię pary na wylocie z kotła można określić z zależności (wiersz 327):

$$h_8 = h' + \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}_{H_2O}} \cdot (h_4 - h_{42}) \quad (3.48)$$

W wierszach 328÷333 wyznaczane są parametry pary na wylocie z kotła. Dla ciśnienia p_8 i entalpii h_8 wyznaczana jest temperatura t_8 i stopień suchości pary x_8 . Jeśli strumień pary będzie zbyt duży, może nie wystąpić całkowite odparowanie wody. Wtedy komora spalania musiałaby zostać dostosowana do dostarczania pary mokrej, co stanowiłoby pewien problem konstrukcyjny. Dla wystarczającego rozpylenia nieodparowanej wody konieczne byłoby wyższe ciśnienie. W ramach pracy rozpatrywany był przypadek całkowitego odparowania i przegrzania pary. W wierszach 334÷340 wyznaczane są poszczególne strumienie ciepła w kotle oraz entalpie i temperatury w przekrojach charakterystycznych.

3.5. Międzystopniowe chłodzenie sprężanego powietrza

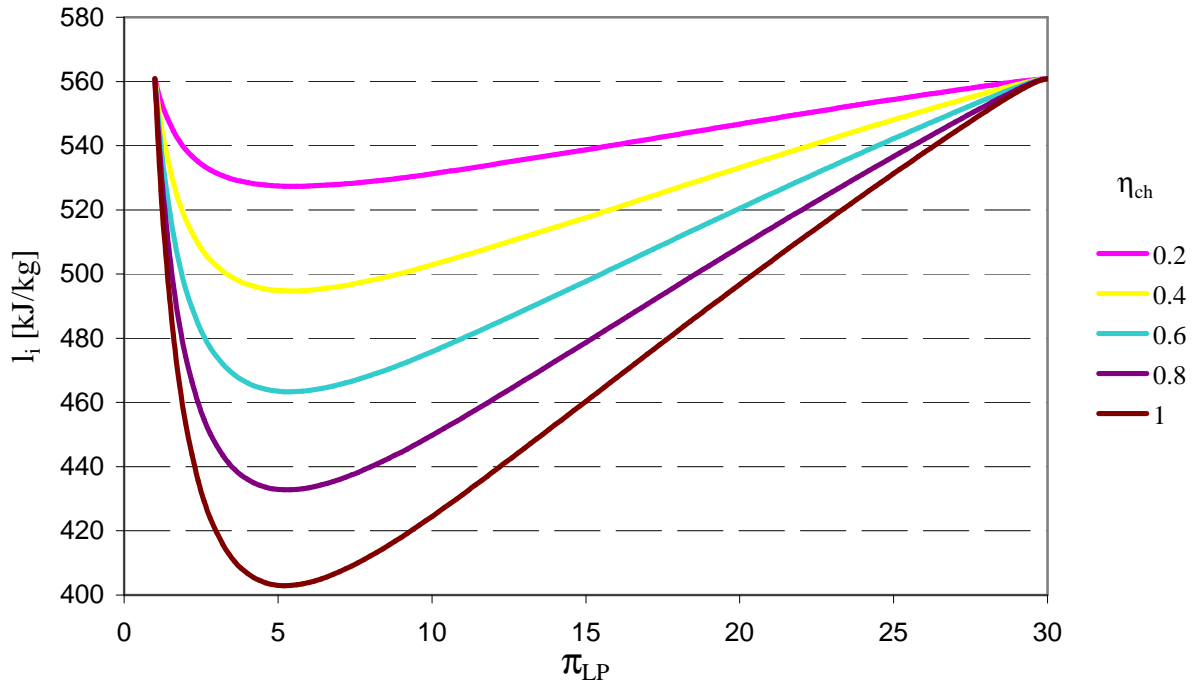
Międzystopniowe chłodzenie sprężanego powietrza może mieć korzystny wpływ na sprawność i moc wewnętrzną układów gazowych, ponieważ prowadzi do obniżenia pracy sprężania [9], [20]. Jednym ze sposobów realizacji tego zadania jest zastosowanie chłodnicy międzystopniowej. Pozwala to na znaczne obniżenie temperatury sprężanego powietrza, przy czym temperatura końcowa procesu chłodzenia jest zależna od temperatury medium chłodzącego i wielkości powierzchni wymiany ciepła. O wielkości chłodnicy powinien decydować rachunek ekonomiczny.

Jeśli medium chłodzącym będzie powietrze lub woda o temperaturze równej temperaturze otoczenia, to sprawność chłodnicy międzystopniowej można określić wyrażeniem:

$$\eta_{ch} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_1}, \quad (3.49)$$

gdzie t_1 , t_{11} i t_{12} – temperatury chłodzonego czynnika wg rysunków 5.2 i 5.3. Wpływ chłodzenia międzystopniowego na dalsze zjawiska występujące w ukła-

dzie gazowym jest taki, że im bardziej jest schłodzone powietrze w chłodnicy, tym niższa jego temperatura na wlocie do komory spalania, w wyniku czego rośnie strumień paliwa podawanego do komory spalania. Zmienia się przez to skład chemiczny spalin a z nim własności termodynamiczne czynnika.



Rys. 3.25. Zależność wewnętrznej pracy jednostkowej sprężania od stopnia sprężania części niskoprężnej i sprawności chłodnicy

Rys. 3.25 przedstawia zależność mocy jednostkowej sprężania powietrza od stopnia sprężania części niskoprężnej i sprawności chłodnicy uzyskaną na drodze obliczeń numerycznych dla następujących założeń: stopień sprężania całej sprężarki $\pi = 30$, temperatura powietrza na wlocie do sprężarki $t_0 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{iC} = 0,86$. Oczywiście jest, że im wyższa sprawność chłodnicy, tym moc jednostkowa sprężarki jest mniejsza, ale interesujący jest fakt, że stopień sprężania części niskoprężnej jest dla minimum wszystkich krzywych stosunkowo niski.

Z kodzie źródłowym zamieszczonym w załączniku B chłodzenie międzystopniowe sprężanego powietrza jest uwzględnione w procesie sprężania w wierszach 170÷191. Wszystkie obliczenia z chłodzeniem międzystopniowym zostały wykonane dla sprawności chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$. W wierszu 182 wyznaczana jest temperatura sprężanego powietrza na wylocie z chłodnicy t_{12} :

$$t_{12} = (t_{11} - t_1) \cdot (1 - \eta_{ch}) + t_1 \quad (3.50)$$

Po schłodzeniu powietrze jest dalej sprężane w części wysokoprężnej sprężarki do ciśnienia p_2 (wiersze 183÷191).

3.6. Bilans energii układu

Do układu Chenga doprowadzana jest energia w postaci entalpii powietrza i wody na wlocie do układu oraz energia chemiczna paliwa [33], [62]. Ta ostatnia jest tak dobrana, aby uzyskać odpowiednią temperaturę czynnika na wlocie do turbiny. Temperatura ta jest z góry ograniczona wytrzymałością łopatek turbiny [14], [51], [73]. Dolna wartość tej temperatury zależy od obciążenia. Im mniejsze jest obciążenie układu, tym niższa jest temperatura czynnika na wlocie do turbiny.

Entalpia zasysanego z otoczenia powietrza jest zależna od jego temperatury i wilgotności [1], [20], [24], [66], [74]. Może zostać ona wyznaczona przy pomocy tablic komputerowych lub równań termodynamicznych. Podobnie jest z entalpią wody doprowadzanej do układu. Wielkość strumienia wody jest zależna od położenia punktu pracy na charakterystyce. Jeśli do komory spalania dostarczana jest para, to ilość wody w układzie musi być na bieżąco uzupełniana. Całość wtrysniętej pary wyrzucana jest bowiem ze spalinami do otoczenia. Jeśli cała para wytworzona w kotle odzyskowym jest kierowana do wymienników ciepłych, to nie występuje ubytek pary, ponieważ z wymienników wraca ona w postaci wody do kotła odzyskowego.

Z układu odprowadzana jest energia mechaniczna poprzez wał do generatora oraz ciepła do wymienników ciepła. Także spaliny opuszczające kocioł odzyskowy niosą pewną entalpię, której wielkość zależy od temperatury i składu opuszczających układ spalin. Temperatura ta zależy przede wszystkim od konstrukcji kotła odzyskowego. Im mniejsza jest entalpia odprowadzanych do otoczenia spalin, tym niższa jest strata kominowa i wyższa sprawność całkowita układu. Strata kominowa układu Chenga jest silnie zależna od strumienia masy wtryskiwanej do komory spalania pary. Duży udział pary w spalinach to wysoka entalpia, co jest wynikiem wysokiej wartości ciepła parowania wody. Poprzez skraplanie części pary można znacznie obniżyć entalpię spalin opuszczających układ. Ciepło uzyskane ze skraplania pary wodnej ze spalin może być w pewnych warunkach przydatne do celów grzewczych.

Jeśli zostanie wprowadzona umowna osłona bilansowa układu Chenga, przedstawionego na rys. 1.18, to bilans energetyczny może zostać zapisany w następującej postaci

$$\dot{m}_{pal} \cdot (h_{pal} + e_{ch}) + \dot{m}_{pow} \cdot h_1 + \dot{m}_{H_2O} \cdot h_6 + N_{pw} + N_{cp} = \dot{m}_{sp} \cdot h_5 + N_{el} + \dot{Q}_g \quad (3.51)$$

gdzie: \dot{m}_{pow} – strumień masy powietrza doprowadzanego ze sprężarki

\dot{m}_{pal} – strumień masy paliwa

\dot{m}_{H_2O} – strumień masy pary wodnej i wody

\dot{m}_{sp} – strumień masy spalin odprowadzanych do turbiny.

h_{pal} – entalpia paliwa doprowadzonego do komory spalania

e_{ch}	– energia chemiczna paliwa
h_1	– entalpia zasysanego do układu powietrza
h_6	– entalpia doprowadzanej wody
N_{pw}	– moc pompy wody zasilającej
N_{cp}	– moc sprężarki paliwa
h_5	– entalpia spalin odprowadzanych do otoczenia
N_{el}	– moc elektryczna odbierana z zacisków generatora elektrycznego
\dot{Q}_g	– moc grzewcza układu.

Z uwagi na niskie temperatury otoczenia, we wstępnych obliczeniach można pominąć entalpię niesioną przez zasysane powietrze h_1 , entalpię fizyczną paliwa h_{pal} i entalpię doprowadzanej wody h_6 . Wobec tego bilans energetyczny układu przyjmie postać

$$\dot{m}_{pal} \cdot e_{ch} + N_{pw} + N_{cp} = \dot{m}_{sp} \cdot h_5 + N_{el} + \dot{Q}_g \quad (3.52)$$

Bilans energetyczny z doprowadzeniem paliwa do pierwszej komory spalania został zastosowany w kodzie źródłowym w wierszach 233 i 234, w zależności od tego, czy analizowany jest układ z chodzeniem międzystopniowym, czy bez. Dla drugiej komory spalania bilans energii zapisany jest w wierszu 267. Moc elektryczna układu

$$N_{el} = (N_{ti} - N_{ci}) \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad (3.53)$$

gdzie: N_{ti} – moc wewnętrzna turbiny
 N_{ci} – moc wewnętrzna sprężarki
 η_m – sprawność mechaniczna
 η_g – sprawność elektryczna generatora.

W układach energetycznych istotną rolę odgrywa sprawność procesu generacji energii elektrycznej, nazywanej w skrócie dla potrzeb pracy sprawnością elektryczną układu (wiersze 363 i 364)

$$\eta_{el} = \frac{N_{el} - N_{pw} - N_{cp}}{\dot{m}_{pal} \cdot e_{ch}} \quad (3.54)$$

oraz sprawność grzejna (wiersz 372)

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_{pal} \cdot e_{ch}} \quad (3.55)$$

Można wprowadzić także sprawność całkowitą która jest sumą obu wymienionych sprawności (wiersz 373)

$$\eta_c = \frac{N_{el} - N_{pw} - N_{cp} + \dot{Q}_g}{\dot{m}_{pal} \cdot e_{ch}} \quad (3.56)$$

Zależności na moc grzejną i elektryczną oraz sprawności elektryczną i całkowitą zapisane są w wierszach 363÷373. W wierszach 374÷393 sprawdzane są poprawności wyliczonych parametrów i zapisywane do tablicy, przy pomocy której wyniki obliczeń zostaną zwrócone funkcji nadrzędnej.

3.7. Bilans masy komory spalania

Bilans masy jest wykorzystywany do obliczeń komory spalania i ma kluczowe znaczenie przy wyznaczaniu sprawności. Do komory spalania doprowadzane jest powietrze, paliwo oraz para wodna, a niektórych przypadkach może być dodatkowo wtryskiwana woda. Bilans masy komory spalania dla stanu ustalonego można zapisać następująco

$$\dot{m}_{pow} + \dot{m}_{pal} + \dot{m}_{h_2o} = \dot{m}_{sp} \quad (3.57)$$

Bilans masy jest wykorzystywany w obliczeniach iteracyjnych przy założonych lub wyliczonych parametrach czynnika na wlocie i wylocie komory. W kodzie w załączniku B zapisany jest on w wierszach 219÷223.

3.8. Bilans energii komory spalania

Dla komory spalania można zapisać bilans energii w następującej postaci

$$\dot{m}_{pow} \cdot h_2 + \eta_{ks} \cdot \dot{m}_{pal} \cdot W_d + \dot{m}_{h_2o} \cdot h_8 = \dot{m}_{sp} \cdot h_3 \quad (3.58)$$

gdzie: h_2 – entalpia powietrza na wlocie do komory spalania

η_{ks} – sprawność komory spalania

W_d – wartość opałowa paliwa

h_8 – entalpia pary wodnej lub wody na wlocie do komory spalania

h_3 – entalpia spalin na wylocie z komory spalania.

Podobnie jak bilans masy, bilans energii wykorzystywany jest w obliczeniach iteracyjnych układu. Skierowanie części strumienia pary wytworzonej w kotle odzyskowym do komory spalania wprowadza pewne zaburzenie owocujące wzrostem strumienia paliwa, który jest konieczny dla utrzymania określonej temperatury spalin na wlocie do turbiny. Zmienia się zarówno skład chemiczny czynnika, jak i jego własności termodynamiczne, a wielkość tych zmian jest zależna od strumienia i parametrów doprowadzanej pary wodnej. Bilans energii komory spalania zapisany jest w wierszach 233÷235.

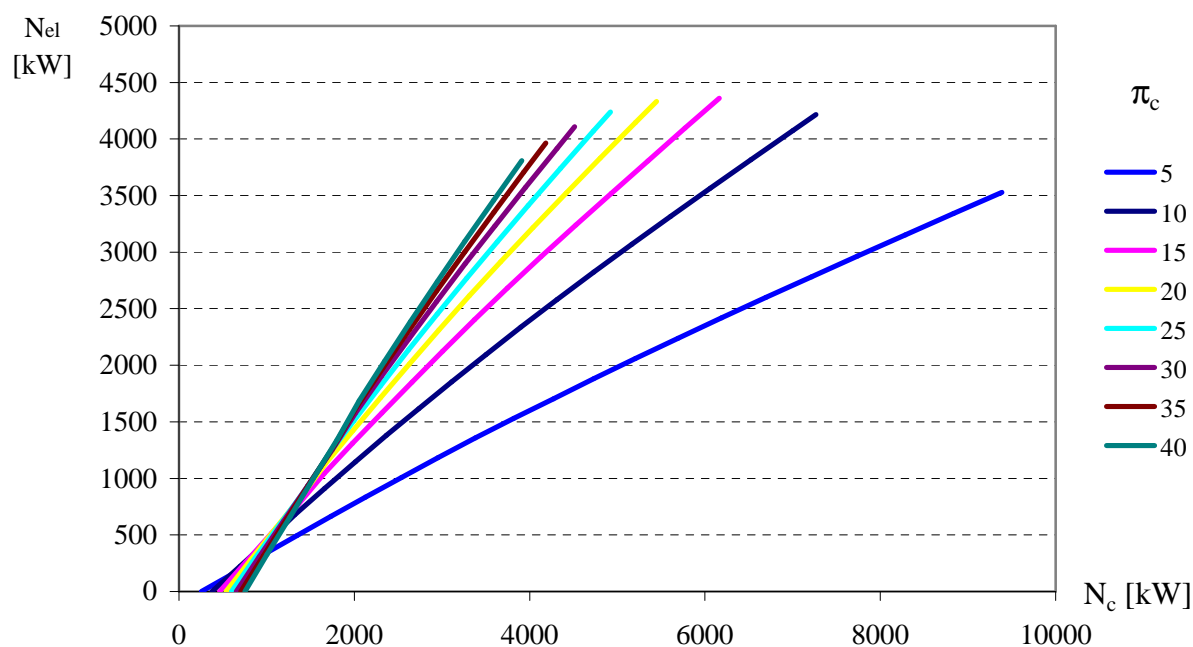
4. Charakterystyki układu w wersji podstawowej

4.1. Charakterystyki podstawowe

Obecnie pracujące układy Chenga stanowią tzw. wersję podstawową, co oznacza, że nie jest w nich stosowane chłodzenie sprężanego powietrza ani wtórny przegrzew spalin. Układ składa się ze sprężarki, komory spalania, turbiny, kotła odzyskowego i elementów pomocniczych [7], [18], [27], [28], [48], [50]. Przy pomocy modelu komputerowego zostały przeprowadzone w ramach pracy obliczenia pozwalające na zbudowanie charakterystyk układu.

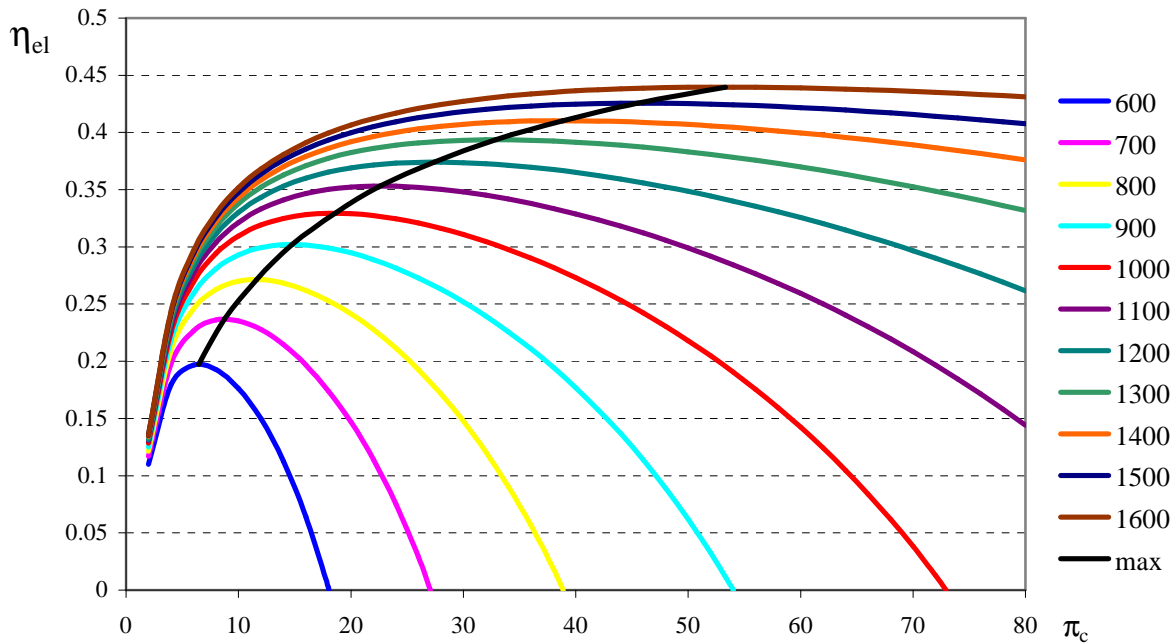
Charakterystyki podstawowe przedstawiają zależności mocy elektrycznej w funkcji mocy cieplnej układu dla różnych strumieni paliwa i pary, oraz zależność sprawności elektrycznej i całkowitej, mocy elektrycznej i cieplnej w funkcji strumienia masy wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej.

Rys. 4.1 przedstawia zależność mocy elektrycznej od cieplnej układu, w którym cały strumień masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym kierowany jest do wymienników ciepłych. Do komory spalania nie jest wtryskiwana para, więc układ pracuje jak układ prosty. Wyniki przedstawione na rys. 4.1 zostały przeprowadzone dla różnych sprężów π_c . Przyjęto, że temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.



Rys. 4.1. Zależność mocy elektrycznej od cieplnej układu Chenga przy skierowaniu całego strumienia pary do wymienników ciepła

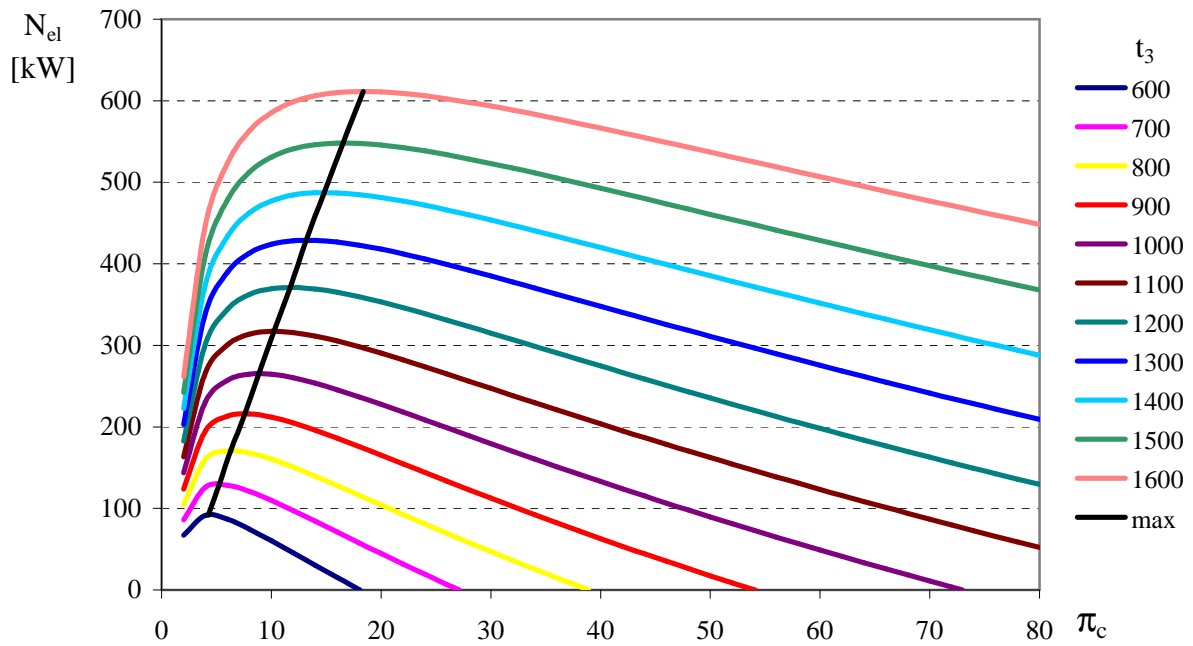
Dla prostego układu Chenga przeprowadzone zostały obliczenia układu bez wtrysku pary pod kątem przebadania przebiegów sprawności elektrycznej i całkowitej, a także mocy elektrycznej i cieplnej układu. Rysunki 4.2÷4.5 przedstawiają wyniki tych obliczeń dla zakresu sprężu π_c od 2 do 80 i temperatury spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 600 \div 1600$ °C. Pozostałe dane jak dla rys. 4.1. Rys. 4.2 przedstawia zależność sprawności elektrycznej, 4.3 – mocy elektrycznej, 4.4 – mocy cieplnej, 4.5 – sprawności całkowitej od sprężu i temperatury czynnika na wlocie do układu.



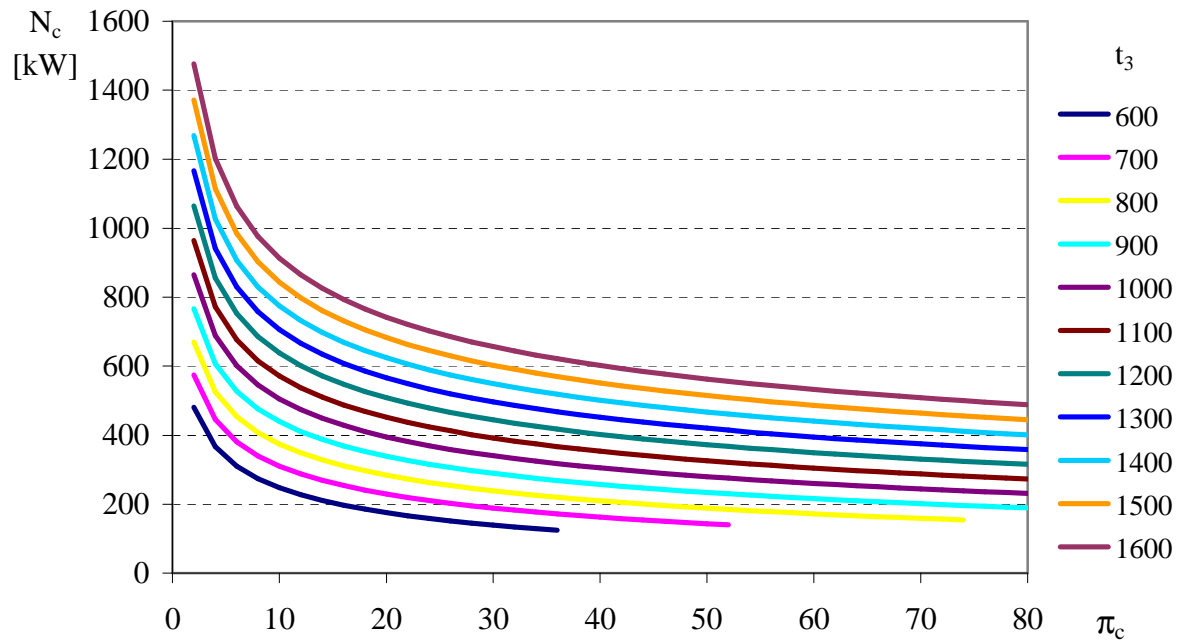
Rys. 4.2. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania w funkcji temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 i sprężu π_c

Z analizy rezultatów obliczeń przedstawionych na poszczególnych wykresach wynika, że maksimum każdego z badanych parametrów leży w zakresie innych wartości sprężu π_c . Oznacza to konieczność doboru odpowiedniego sprężu dla danej temperatury t_3 w zależności od przeznaczenia układu. Tylko w ten sposób może zostać osiągnięty najwyższy stopień wykorzystania energii chemicznej paliwa.

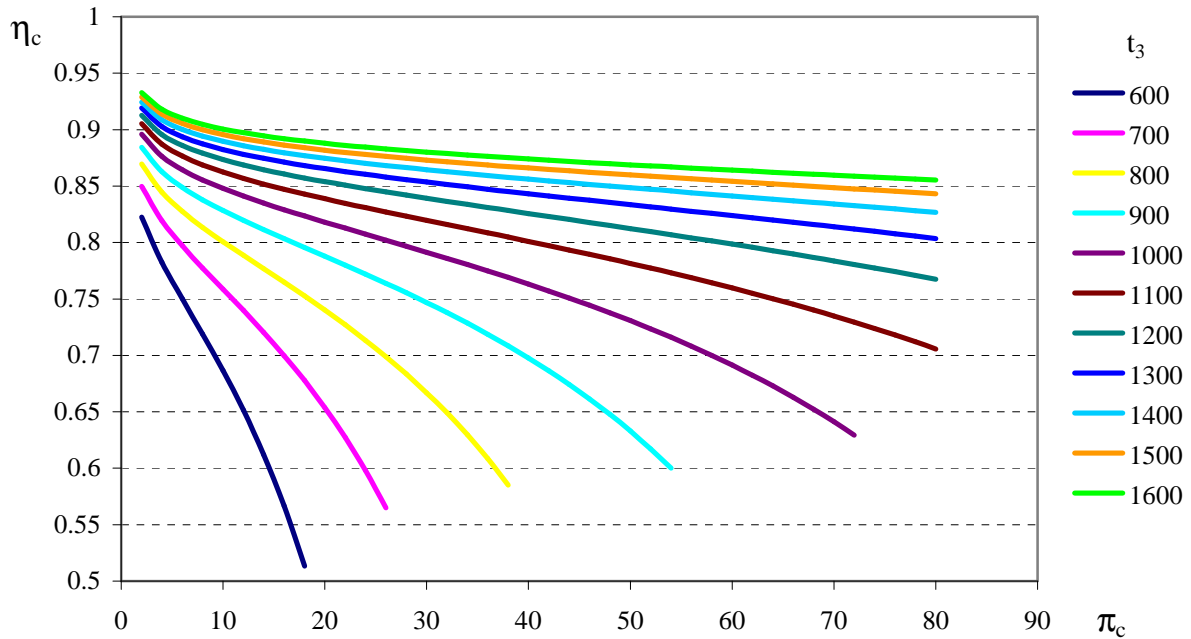
Wtrysk pary do komory spalania powoduje wzrost strumienia masy gazu rozprężanego w turbinie, a co za tym idzie zwiększenie mocy mechanicznej generowanej w turbinie. Para wtrysnięta do komory spalania działa chłodząco na gorące spaliny. Aby utrzymać wymaganą temperaturę na wlocie do turbiny konieczne jest zwiększenie strumienia masy paliwa spalanego w komorze spalania. Przyrost mocy mechanicznej odprowadzanej wałem do generatora elektrycznego jest większy, niż przyrost energii chemicznej paliwa dostarczanej do układu. Tak więc w wyniku wtrysku pary uzyskiwany jest wzrost sprawności elektrycznej.



Rys. 4.3. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania w funkcji temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 i sprężu π_c



Rys. 4.4. Zależność mocy cieplnej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania w funkcji temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 i sprężu π_c



Rys. 4.5. Zależność sprawności całkowitej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania funkcji od temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 i sprężu π_c

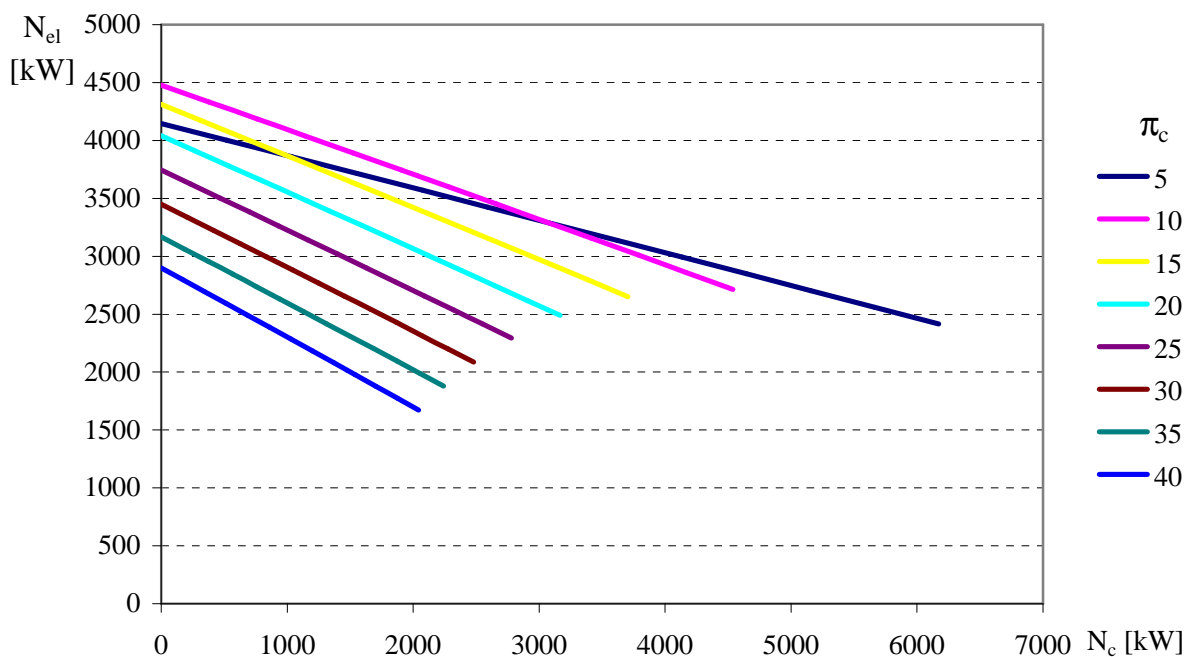
Aby uzyskać maksymalną elastyczność kogeneracyjnego układu Chenga (maksymalizacja stopnia wykorzystania energii chemicznej paliwa), stosowane są systemy automatycznej regulacji umożliwiające podział w sposób płynny strumienia pary wytworzonej w kotle odzyskowym na strumienie kierowane do wymienników ciepłowniczych i komory spalania. Dzięki temu możliwa jest dokładna regulacja wytwarzanej mocy cieplnej, a przy dowolnej jej wartości z całego zakresu układ pracuje z maksymalną temperaturą na wlocie do turbiny t_3 . Możliwa jest więc praca układu z maksymalną sprawnością, co jest dużą zaletą ze względów ekologicznych.

Wzrost strumienia masy pary kierowanej do komory spalania powoduje wzrost mocy elektrycznej i spadek mocy cieplnej. Rysunki 4.6 i 4.7 przedstawiają zależność mocy elektrycznej od cieplnej przy zmianie strumienia masy pary (w zakresie od 0 do wartości maksymalnej) kierowanej do komory spalania. Obliczenia przeprowadzone zostały dla temperatur wlotowych do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C. Poszczególne krzywe przyporządkowane są różnym wartościom sprężu π_c . Pozostałe parametry układu były w obliczeniach następujące: strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{\text{ic}} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{\text{it}} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C.

Jak wynika z rysunków 4.6 i 4.7 istotnymi parametrami mającymi wpływ na właściwości układu Chenga są zarówno temperatura spalin na wlocie do turbiny t_3 jak i spręż sprężarki π_c . Wraz ze zmianą temperatury t_3 zmienia się też spręż, przy którym sprawność elektryczna układu jest najwyższa. Wpływ obu tych pa-

rametrów na sprawność elektryczną układu przy maksymalnym strumieniu pary wtryskiwanej do komory spalania przedstawia rys. 4.8.

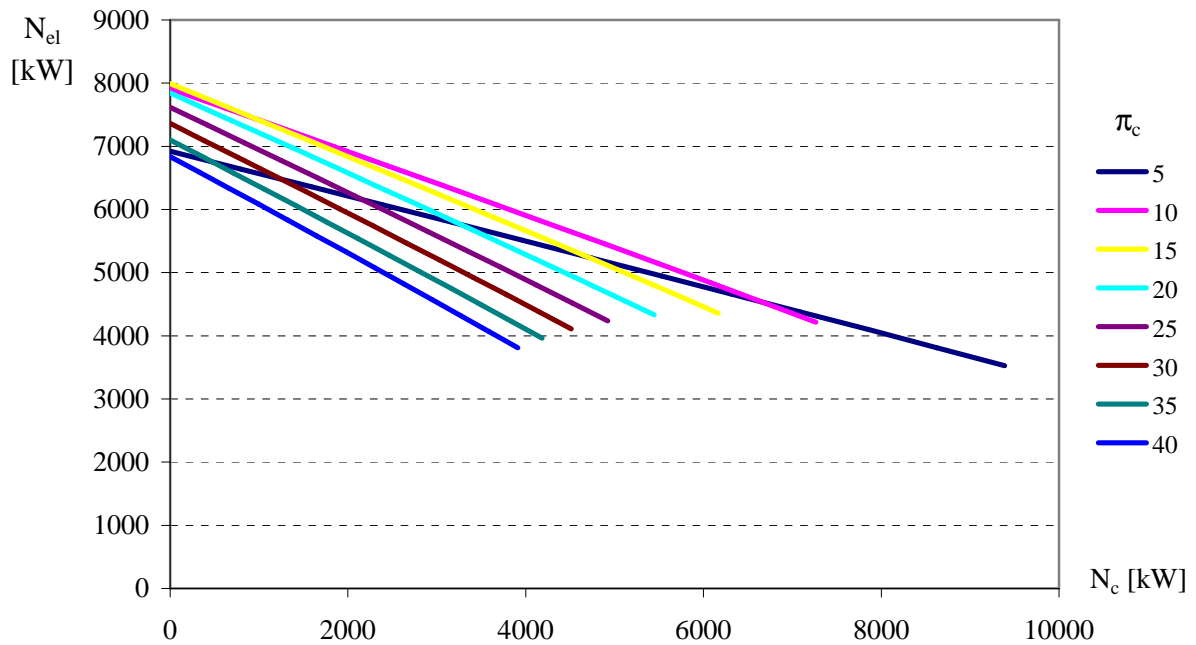
Na podstawie wyników obliczeń przedstawionych na rysunku 4.8 można stwierdzić, że sprawność elektryczna jest silnie zależna zarówno od temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 jak i od sprężu π_c . Dla każdej wartości temperatury t_3 istnieje spręż optymalny, przy którym sprawność elektryczna układu jest najwyższa. Podobne zjawisko występowało przy zerowym wtrysku pary, czyli dla przypadku układu prostego (rys. 4.2). Wartości maksymalne sprawności występują jednak przy innych sprężach π_c . Zarówno wtrysk częściowy jak i maksymalny pary do komory spalania powodują wzrost sprawności elektrycznej. Przy maksymalnym strumieniu możliwe jest zbliżenie się do granicy 50 % sprawności, a nawet jej przekroczenie. Temperatura spalin na wlocie do turbiny musiałaby wynieść ok. 1600 °C, co jest dzisiaj w zastosowaniach energetycznych trudne do osiągnięcia, aczkolwiek możliwe. Mniejszy strumień pary wtryskiwanej do komory spalania przynosi mniejsze przyrosty sprawności.



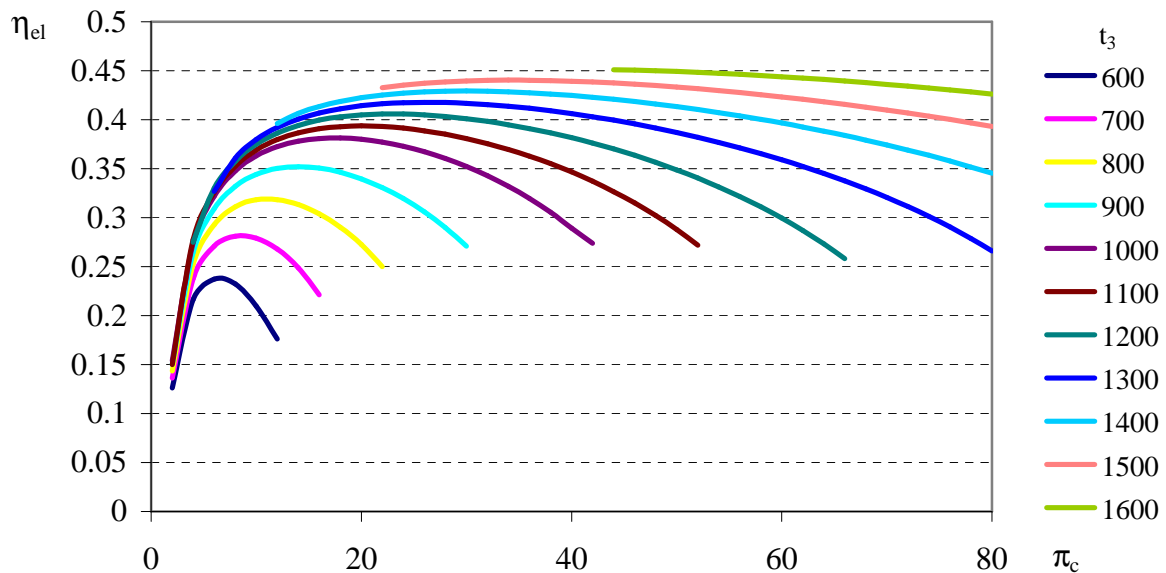
Rys. 4.6. Charakterystyki układu Chenga w zależności od sprężu π_c dla wtrysku pary do komory spalania w zakresie od 0 do wartości maksymalnej. Temperatura spalin na wlocie do komory spalania $t_3 = 1000$ °C, strumień zasysanego powietrza $m_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C

Na rys. 4.9 przedstawiona jest również zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od sprężu π_c i temperatury spalin t_3 . Poszczególne krzywe odpowiadają odpowiednim wartościom sprężu dla maksymalnego strumienia pary wtryskiwanej do komory spalania. Krzywe mają charakter rosnący w całym za-

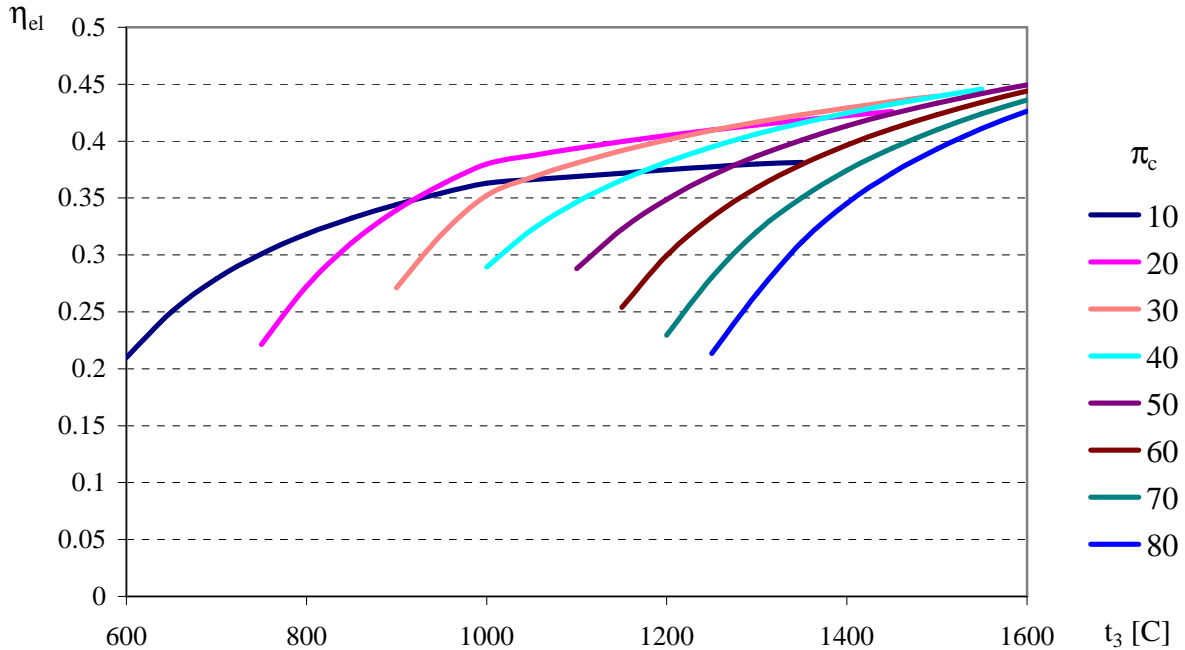
kresie temperatur, a im wyższy spręż, tym pochylenie jest większe, a więc zysk energetyczny z przyrostu temperatury t_3 większy.



Rys. 4.7. Charakterystyki układu Chenga w zależności od sprężu π_c dla wtrysku pary do komory spalania w zakresie od 0 do wartości maksymalnej. Temperatura spalin na wlocie do komory spalania $t_3 = 1300$ °C, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C



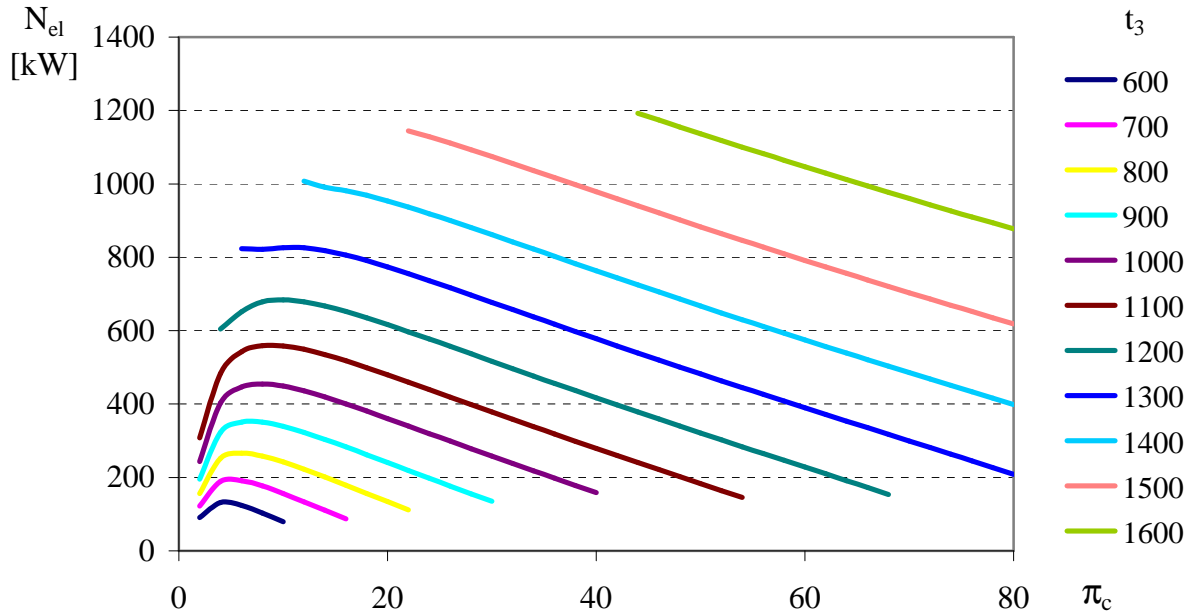
Rys. 4.8. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 i sprężu π_c . Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C, $\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{inj_max}$



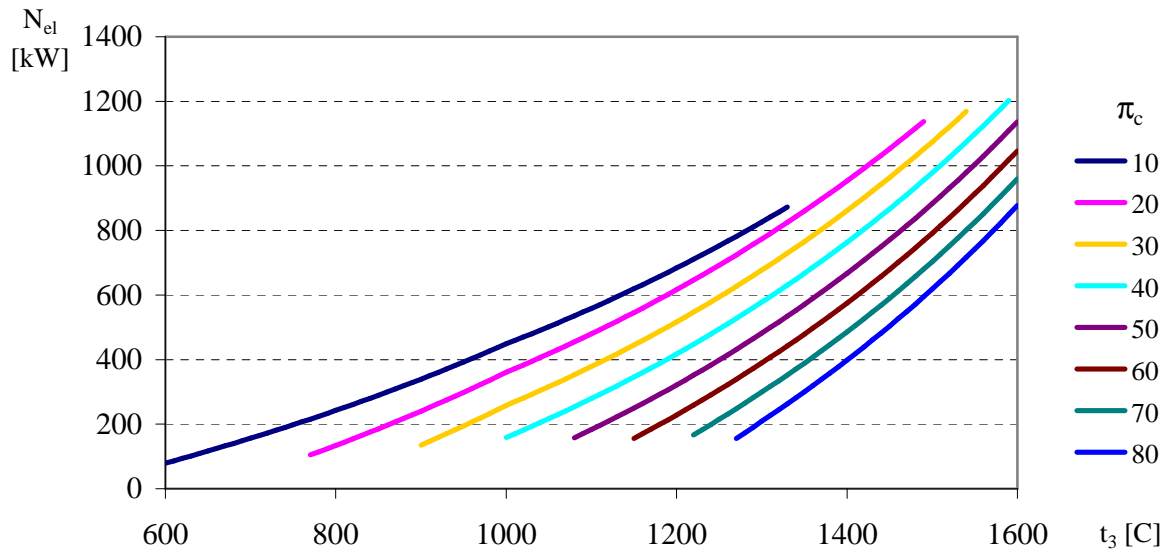
Rys. 4.9. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od sprężu π_c i temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 . Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{\text{ic}} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{\text{it}} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C, $\dot{m}_{\text{inj}} = \dot{m}_{\text{inj_max}}$

Parametry układu Chenga mają wpływ także na moc elektryczną układu. Wraz ze wzrostem temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 rośnie strumień masy paliwa spalane w komorze spalania. Rośnie więc wartość górnego ciepła obiegu przy niewiele zmieniającym się cieple ujemnym. Prowadzi to do wzrostu pracy obiegu, co jest korzystnym zjawiskiem.

Wzrost sprężu powoduje, że w turbinie może zostać uzyskany większy spadek entalpii spalin, a co za tym idzie także moc mechaniczna. Musi jednak zostać włożona większa moc do napędu sprężarki. Rysunki 4.10 i 4.11 przedstawiają wyniki obliczeń mocy elektrycznej układu Chenga przy pełnym wttrysku pary do komory spalania. Na rysunku 4.10 widoczne są wyraźnie maksima poszczególnych krzywych, ale interesujące jest to, że leżą one w zakresie znacznie niższych wartości sprężu, niż maksima krzywych sprawności (rys. 4.8). Na rys. 4.8 przedstawione są krzywe dla poszczególnych wartości sprężu. Charakterystyczny jest ciągły przyrost mocy wraz ze wzrostem temperatury t_3 .



Rys. 4.10. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga od sprężu π_c i temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 . Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C, $\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{inj_max}$



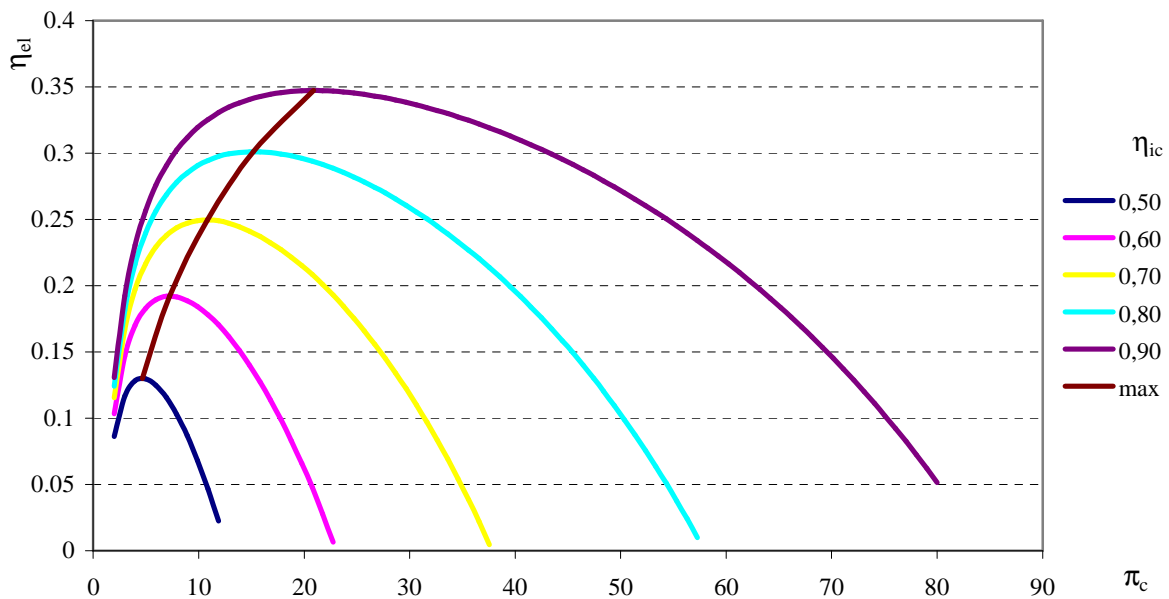
Rys. 4.11. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga od sprężu π_c i temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 . Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C, $\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{inj_max}$

4.2. Wpływ sprawności wewnętrznej komponentów układu

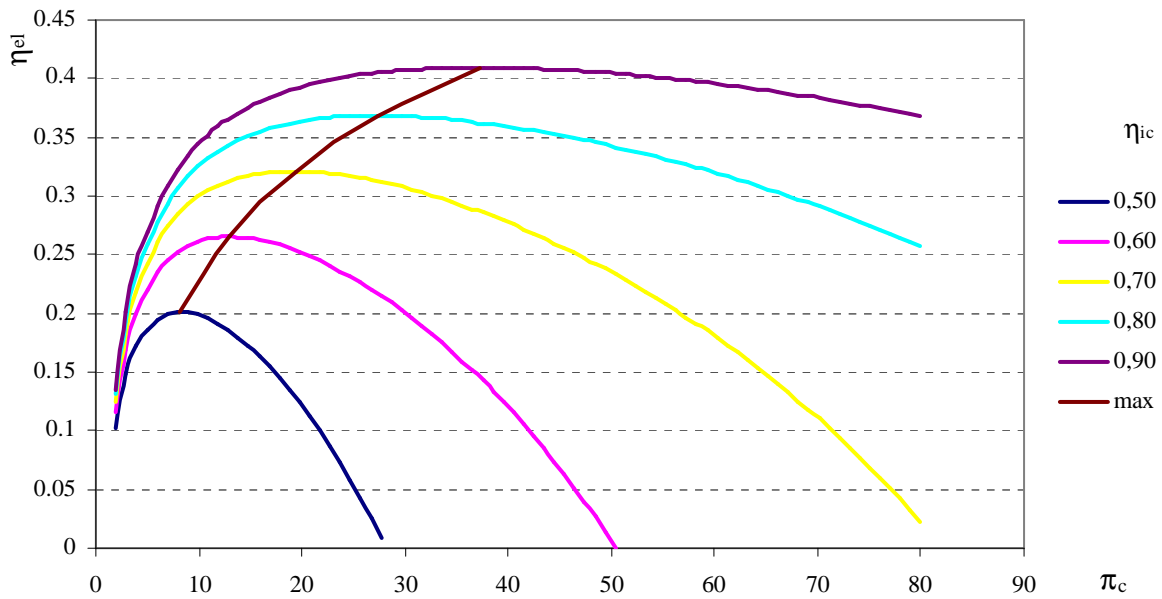
Proces sprężania czynnika w siłowniach gazowych przebiega zwykle w sprężarkach osiowych. Sprężarki promieniowe stosowane są rzadko. W celu uzyskania pewnego sprężu konieczne jest dostarczenie energii mechanicznej na wał wirnika sprężarki. W trakcie sprężania powstają straty objawiające się przyrostem temperatury i entropii. Im straty są mniejsze, tym mniejszy jest przyrost entropii, a na uzyskanie odpowiedniego sprężu zostanie zużyta mniejsza ilość energii mechanicznej. O jakości procesu sprężania mówi sprawność wewnętrzna sprężarki. Im jest ona większa, tym mniej energii mechanicznej zużywa sprężarka.

Podobnie jest z rozprężaniem spalin w turbinie. Powstające w turbinie straty są przyczyną przyrostu entropii czynnika. W wyniku pochylenia izobar przyrost entropii powoduje, że entalpia końcowa jest wyższa. Oznacza to, że spadek entalpii jest mniejszy. Im mniejszy jest przyrost entropii, tym większy spadek entalpii, a więc wyższa moc mechaniczna generowana w turbinie.

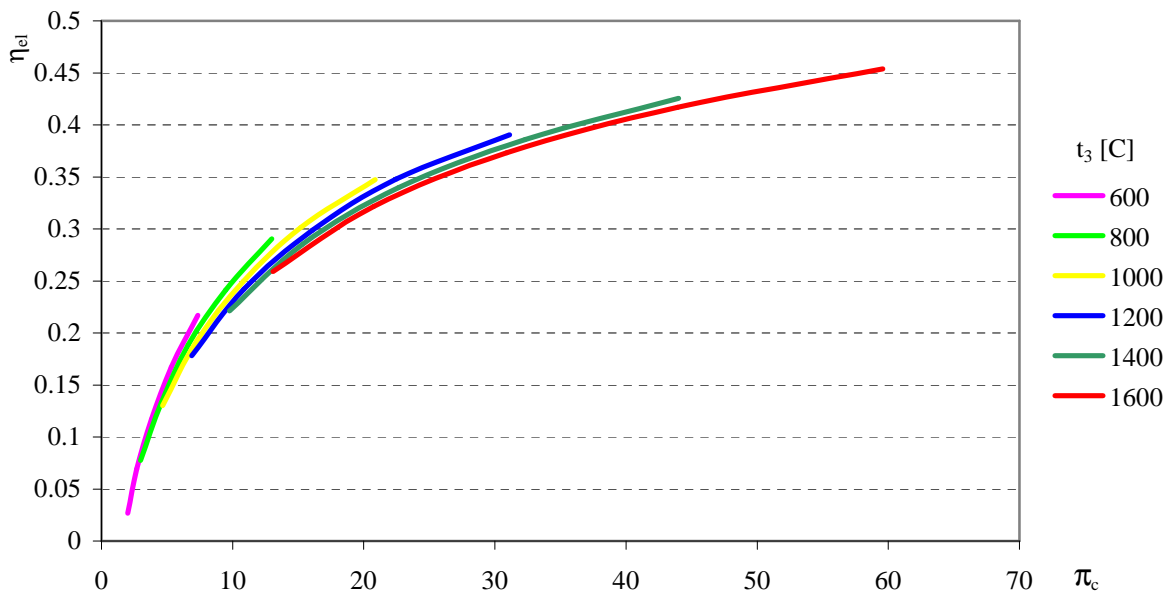
Zarówno sprawność wewnętrzna sprężarki jak i turbiny mają istotny wpływ na sprawność obiegu siłowni gazowej. Rysunki 4.12 i 4.13 przedstawiają przebieg krzywych sprawności układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} dla temperatur t_3 odpowiednio 1000 i 1300 °C. Na rys. 4.14 przedstawione są przebiegi maksimów z rysunków 4.12 i 4.13 dla temperatur t_3 z zakresu 600÷1600 °C. Maksima te zostały wyznaczone dla stałych temperatur i zmiennych sprawności wewnętrznych sprężarki.



Rys. 4.12. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C



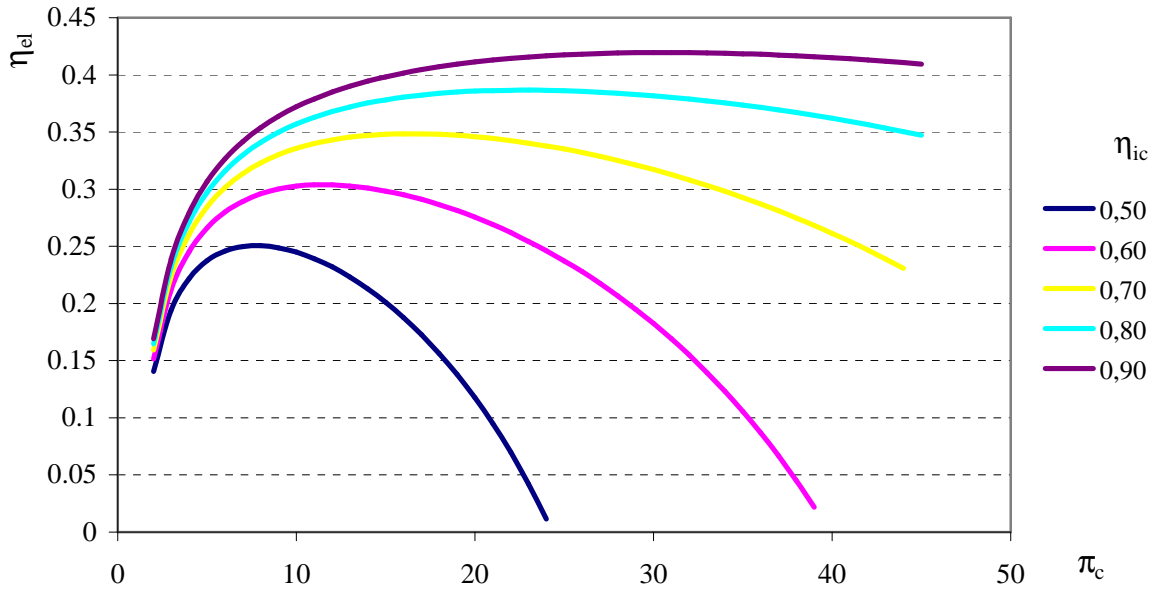
Rys. 4.13. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



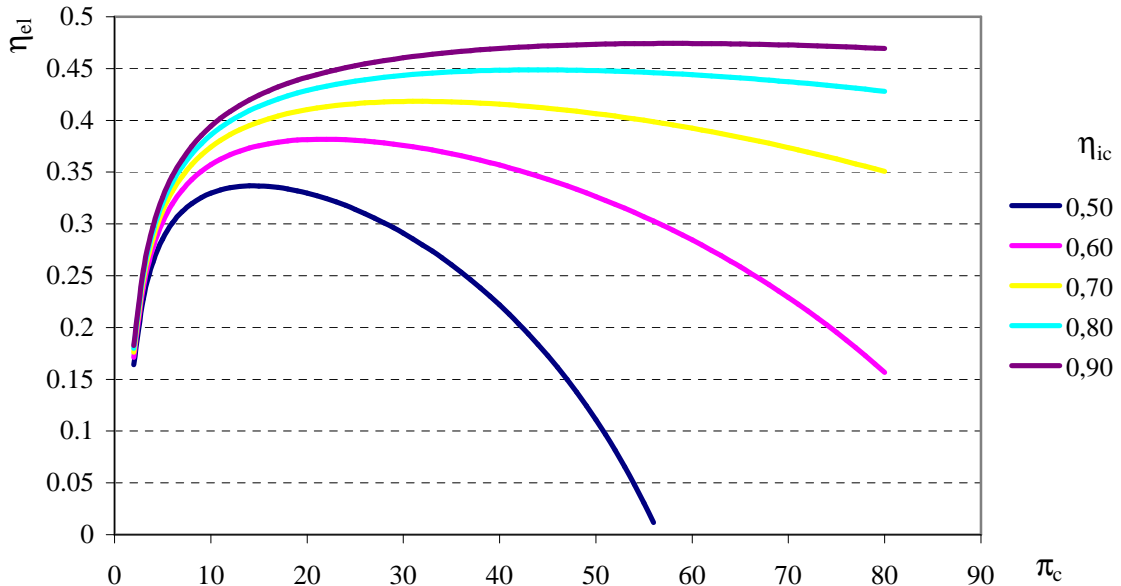
Rys. 4.14. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c , temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, zakres sprawności wewnętrznej sprężarki $\eta_{ic} = 0,50 \div 0,90$

Wtrysk pary do komory spalania powoduje wzrost sprawności elektrycznej układu także w zakresie niskich sprawności wewnętrznych sprężarki w całym zakresie rozpatrywanych temperatur t_3 . Rysunki 4.15 i 4.16 przedstawiają

zależność sprawności elektrycznej układu Chenga przy pełnym wtrysku pary do komory spalania dla temperatur $t_3 = 1000$ i 1300 °C. Do obliczeń wprowadzono następujące dane wejściowe: strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C.

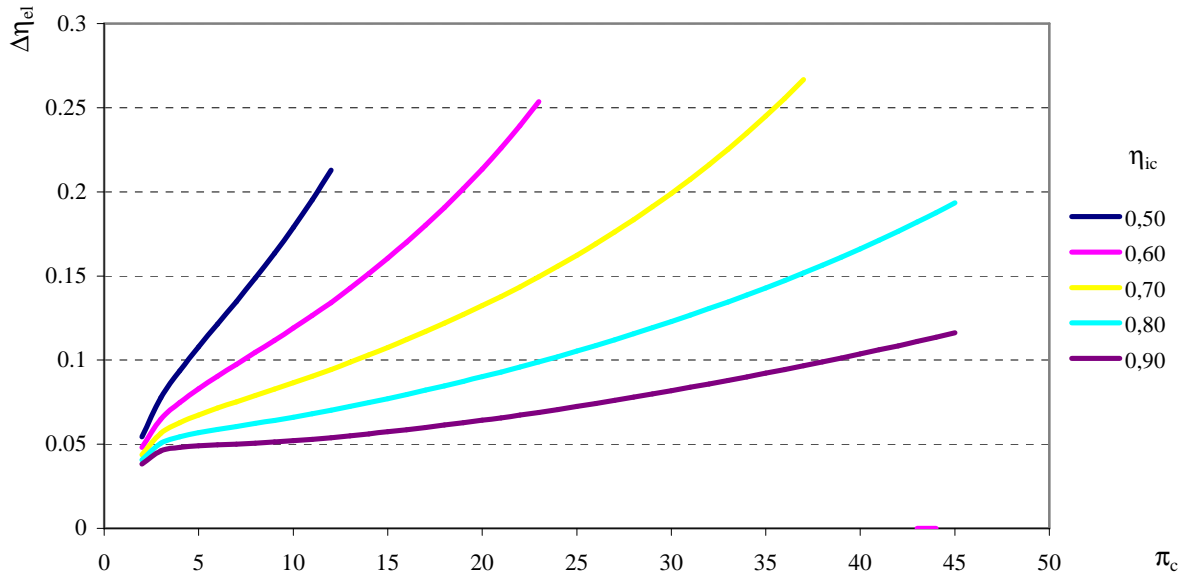


Rys. 4.15. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga przy pełnym wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C



Rys. 4.16. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga przy pełnym wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300$ °C. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C

Porównując wyniki przedstawione na rysunkach 4.12÷4.13 oraz 4.15÷4.16 zauważa się, że przy pełnym wtrysku pary do komory spalania sprawność elektryczna jest wyższa w całym zakresie sprężu dla obu rozpatrywanych temperatur t_3 . Różnice te zostały przedstawione na rysunkach 4.17 i 4.18. Interesujący jest na nich przyrost sprawności spowodowany wtryskiem pary zwłaszcza dla niskich sprawności wewnętrznych sprężarki. Dla najwyższych sprawności wewnętrznych przyrosty sprawności elektrycznej są najmniejsze, ale i tak, z uwagi na wartość, interesujące.

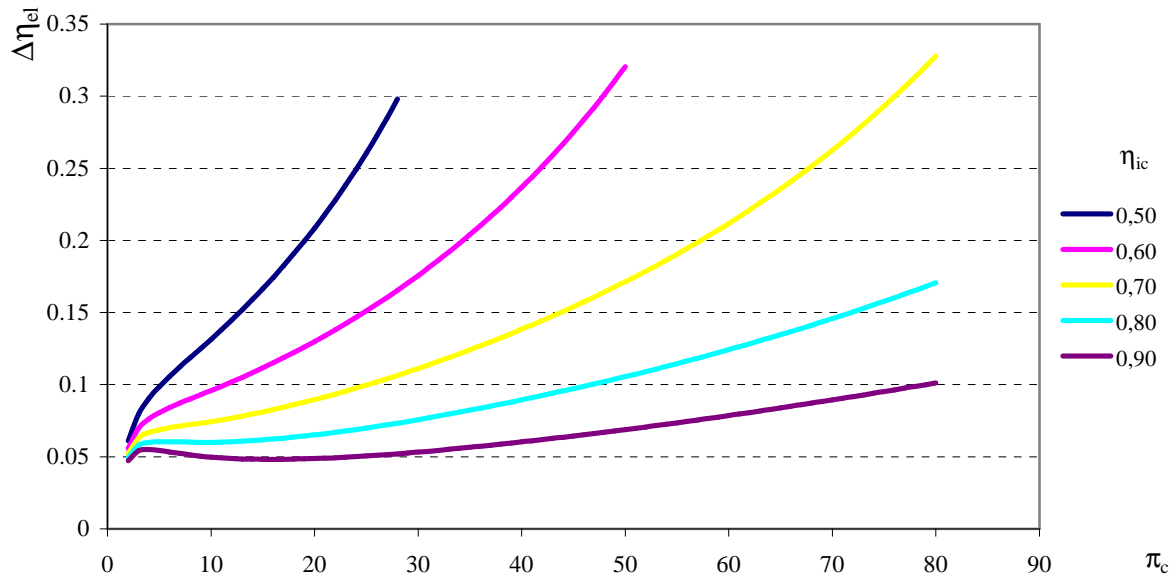


Rys. 4.17. Różnice w sprawności elektrycznej układu Chenga przy pełnym wtrysku i bez wtrysku pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C

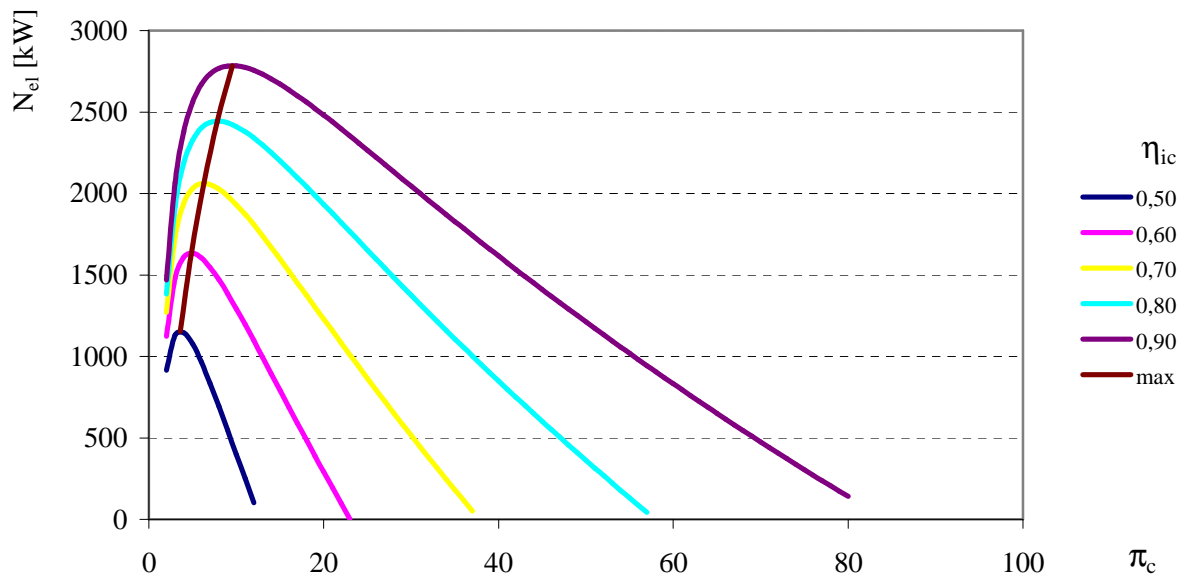
Sprawność wewnętrzna sprężarki ma również wpływ na moc elektryczną odbieraną z zacisków generatora. Im większa sprawność wewnętrzna, tym mniejszą moc zużywa sprężarka, a więc większa moc jest odprowadzana do generatora. Rysunki 4.19 i 4.20 przedstawiają zależność mocy elektrycznej odprowadzanej z generatora od sprawności wewnętrznej sprężarki i sprężu układu bez wtrysku pary. Do obliczeń wprowadzono następujące dane wejściowe: strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C.

Także w układzie Chenga z wtryskiem pary moc silnie zależy od sprawności wewnętrznej sprężarki. Krzywe mają jednak nieco inny przebieg, niż w przypadku bez wtrysku pary. Zależności mocy elektrycznej układu z pełnym wtryskiem pary dla temperatur $t_3 = 1000$ i 1300 °C przedstawione są na rys. 4.21 i 4.22. Przyrost mocy spowodowany wtryskiem pary jest wyraźny dla każdej wartości sprawności wewnętrznej sprężarki i temperatury spalin na wlocie do

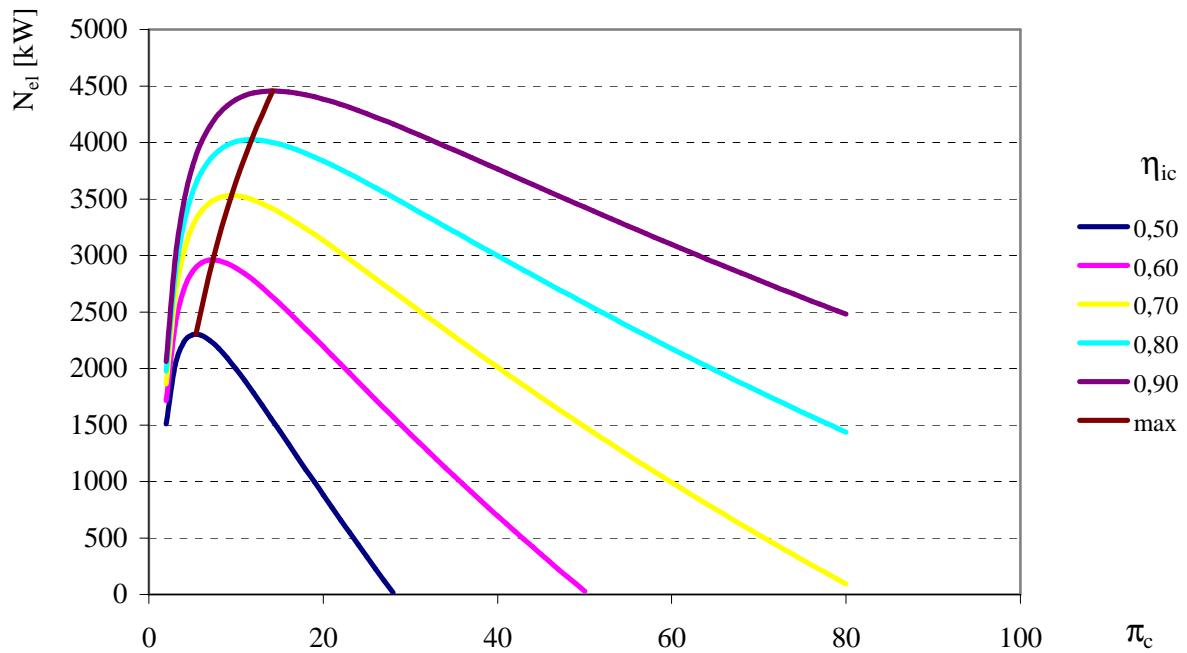
turbiny t_3 . Przyrosty mocy dla wybranych temperatur i sprawności wewnętrznych sprężarki przedstawione są na rysunkach 4.23 i 4.24. Interesujące jest, że niezależnie od sprawności wewnętrznej sprężarki przyrosty mają zbliżone wartości, podczas gdy krzywe mocy są od siebie bardzo oddalone. Maksimum krzywych ΔN_{el} występuje w pobliżu wartości $\pi_c \approx 10$.



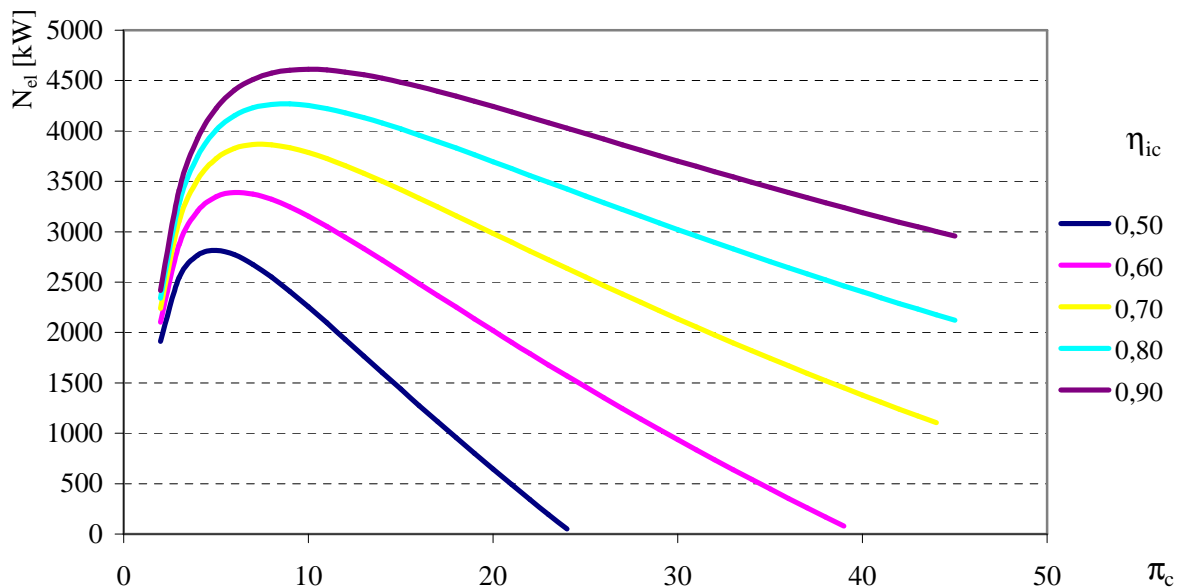
Rys. 4.18. Różnice w sprawności elektrycznej układu Chenga przy pełnym wtrysku i bez wtrysku pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



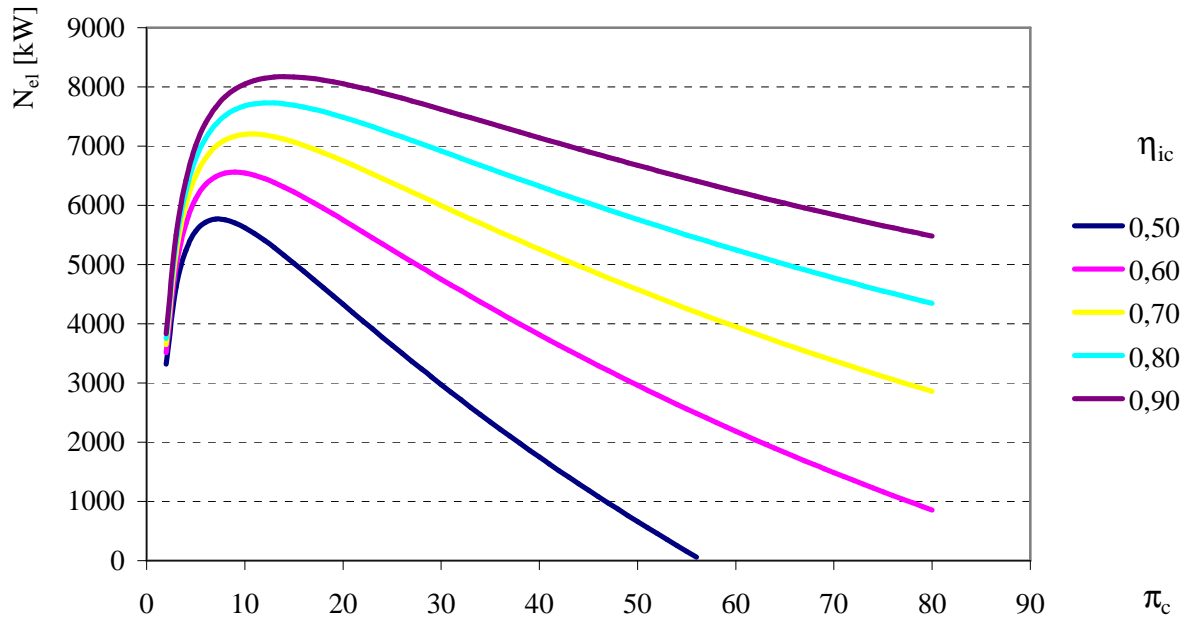
Rys. 4.19. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



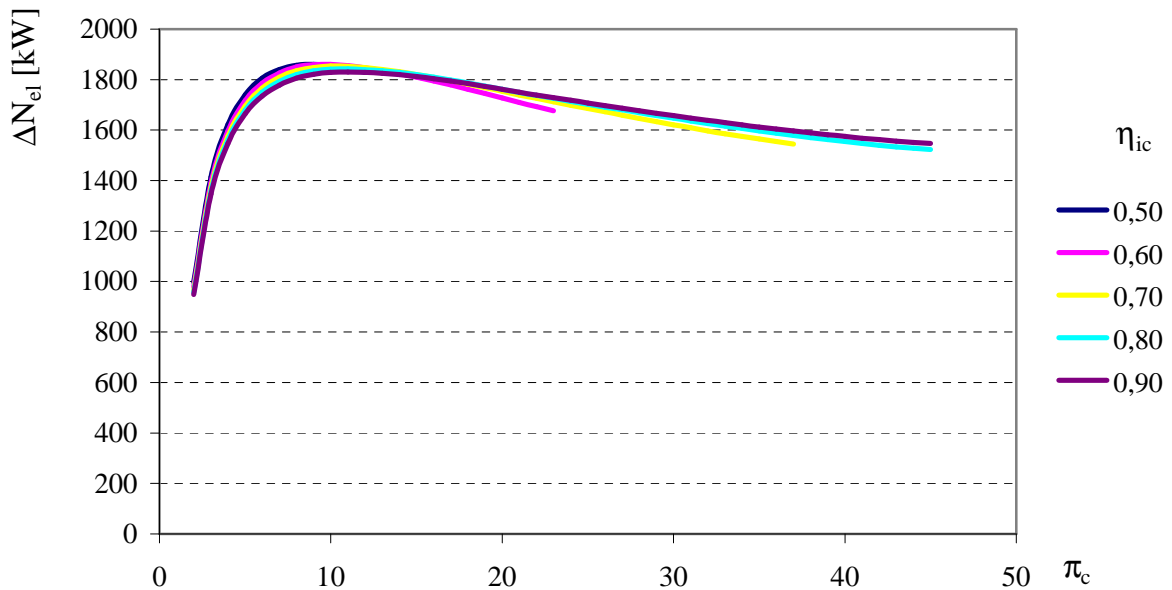
Rys. 4.20. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.21. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



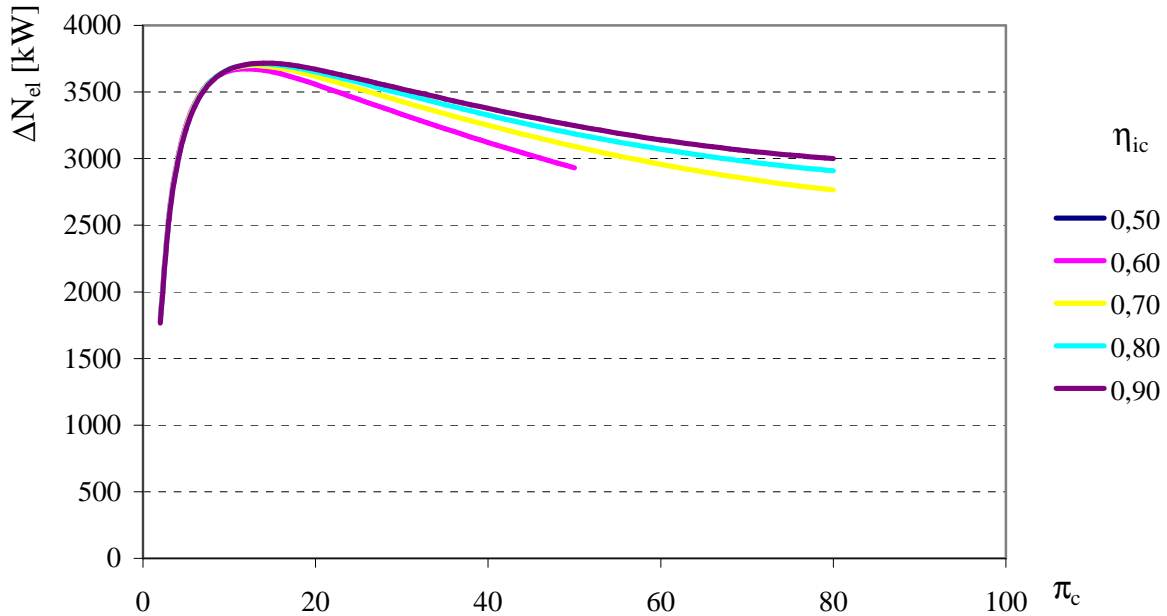
Rys. 4.22. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.23. Przyrost mocy elektrycznej układu Chenga w wyniku pełnego wtrysku pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Na sprawność i moc elektryczną układu gazowego ma wpływ także sprawność wewnętrzna turbiny. Im jest ona mniejsza, tym większy jest przyrost entropii procesu rozprężania czynnika w turbinie. Ponieważ występuje pochylenie izobar na wykresie $h-s$, więc z przyrostem entropii dla danego ciśnienia

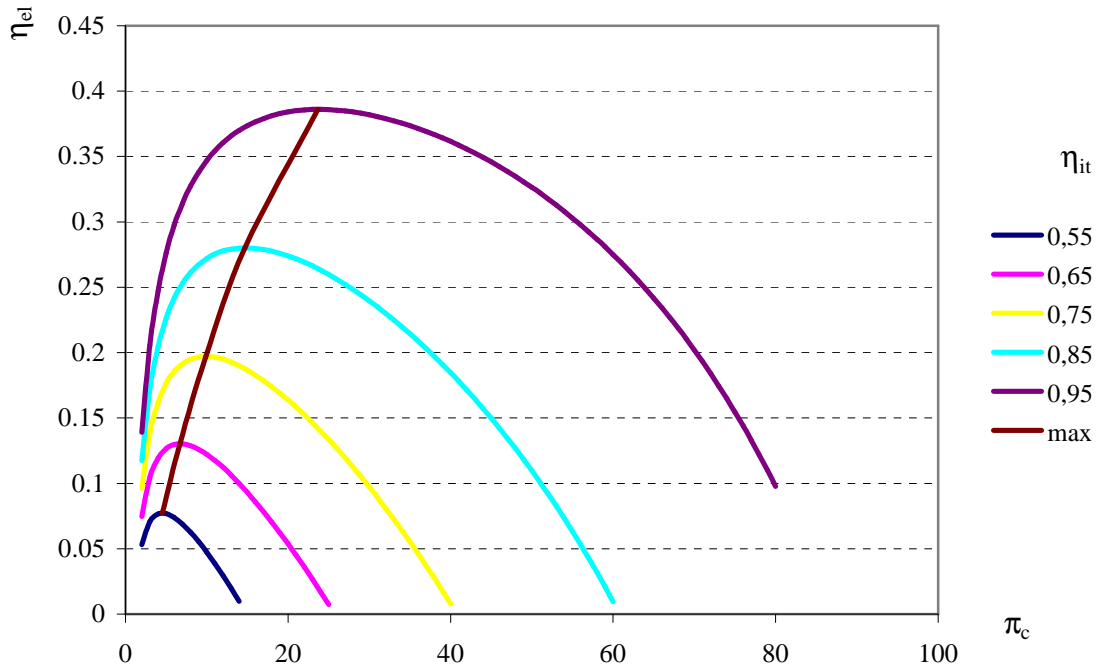
wiąże się wzrost entalpii. Ze spadkiem sprawności wewnętrznej turbiny maleje także rzeczywisty spadek entalpii czynnika występujący podczas rozprężania w turbinie. Pociąga to za sobą spadek mocy mechanicznej odprowadzanej do generatora elektrycznego.



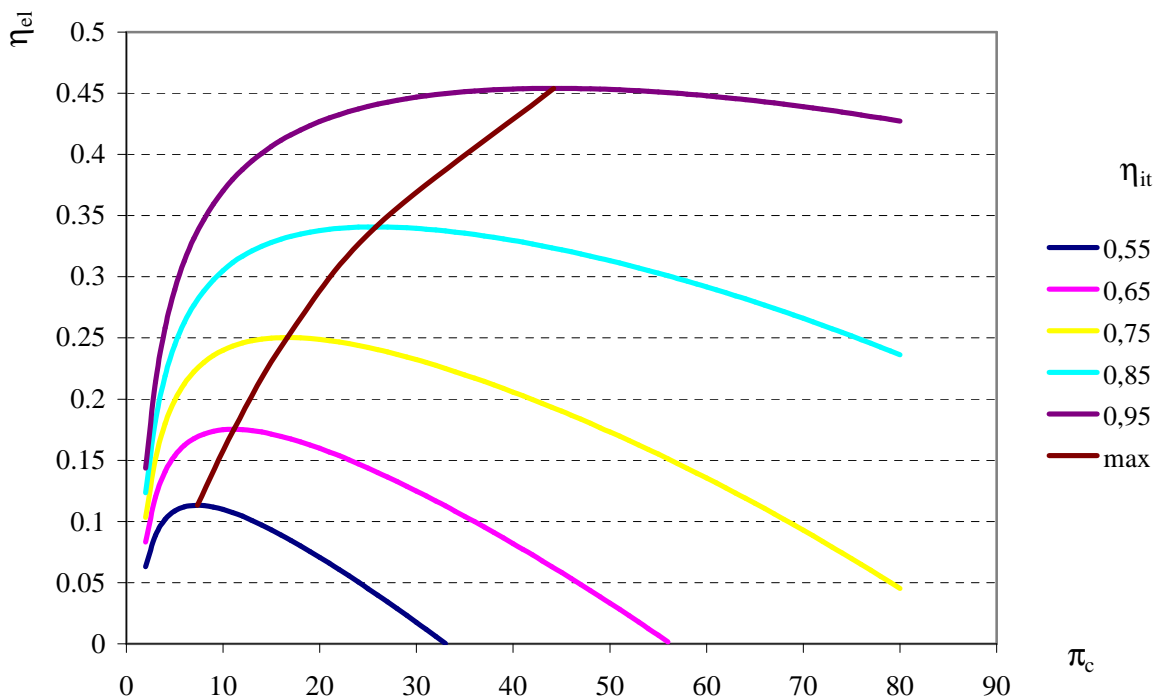
Rys. 4.24. Przyrost mocy elektrycznej układu Chenga w wyniku pełnego wtrysku pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej sprężarki η_{ic} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300$ °C. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C

Przy pomocy modelu matematycznego układu Chenga przeprowadzone zostały w ramach pracy obliczenia własności energetycznych układu dla zmiennej wartości sprawności wewnętrznej turbiny. Zmieniała się ona w zakresie $0,55 \div 0,94$. Wyniki tych obliczeń zostały przedstawione poniżej. Rysunki 4.25 i 4.26 (bez wtrysku pary do komory spalania) i rysunki 4.27 i 4.28 (pełny wtrysk pary) przedstawiają zależność sprawności elektrycznej od sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} i sprężu π_c , dla temperatur spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C. Podstawowe parametry wejściowe do obliczeń wyniosły: strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C.

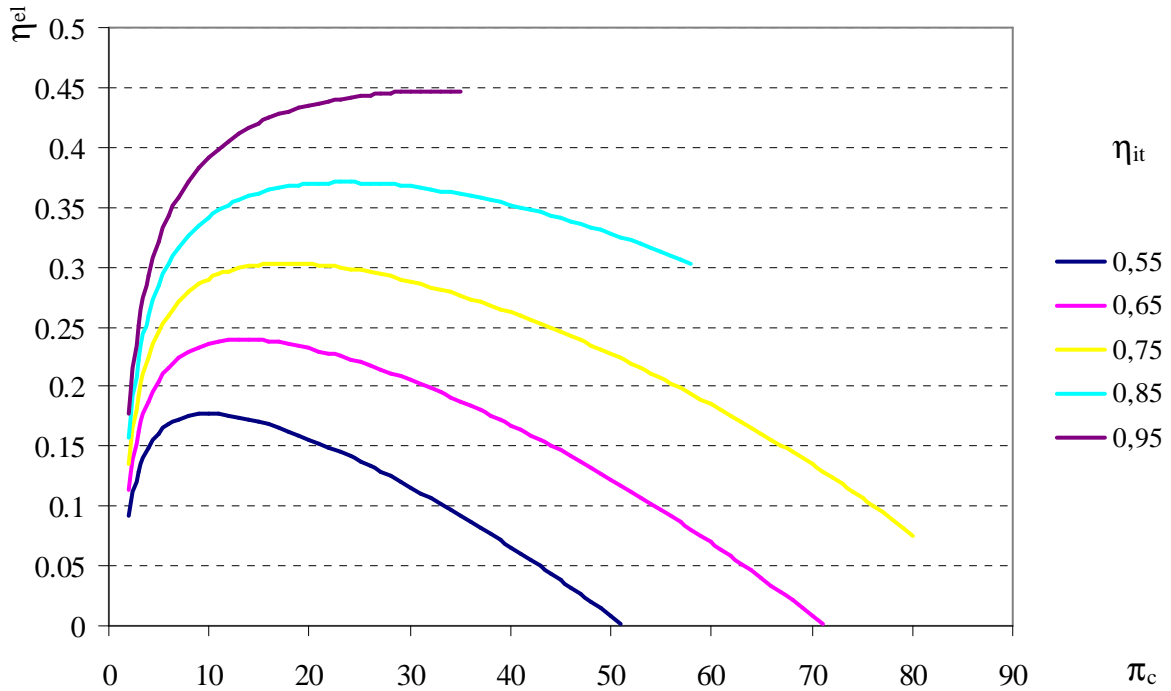
Na podstawie przedstawionych wyników można stwierdzić, że wtrysk pary do komory spalania wpływa korzystnie na sprawność elektryczną układu gazowego w całym zakresie rozpatrywanych przypadków, a przyrosty sprawności są różne. Wielkość przyrostów sprawności w zależności od sprawności wewnętrznej turbiny i sprężu dla wybranych temperatur przedstawiają rysunki 4.29÷4.30.



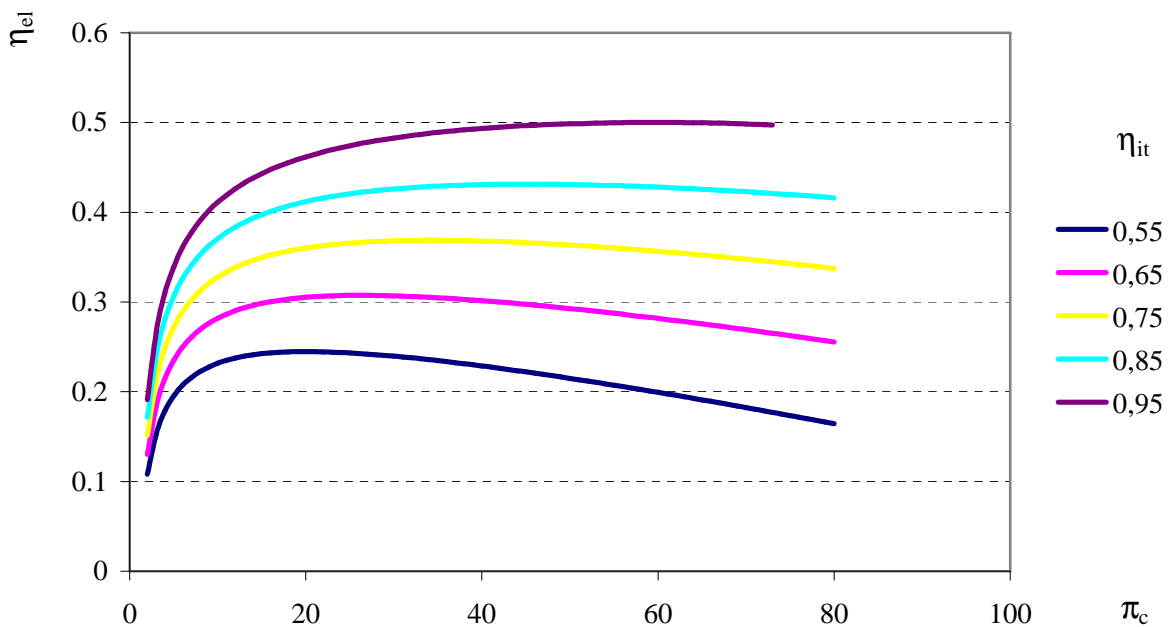
Rys. 4.25. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



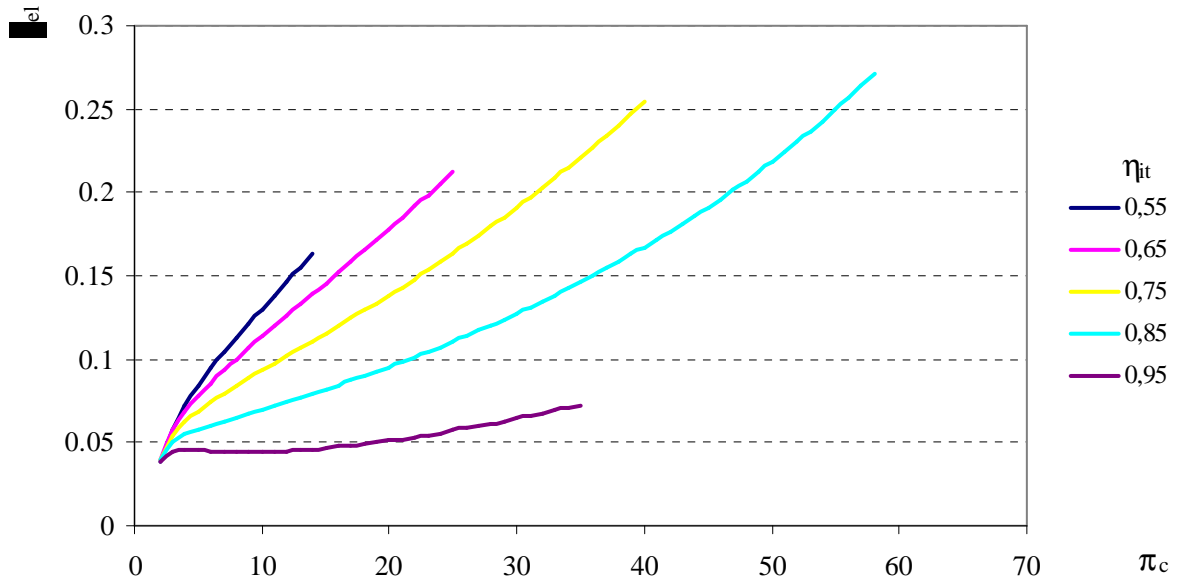
Rys. 4.26. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



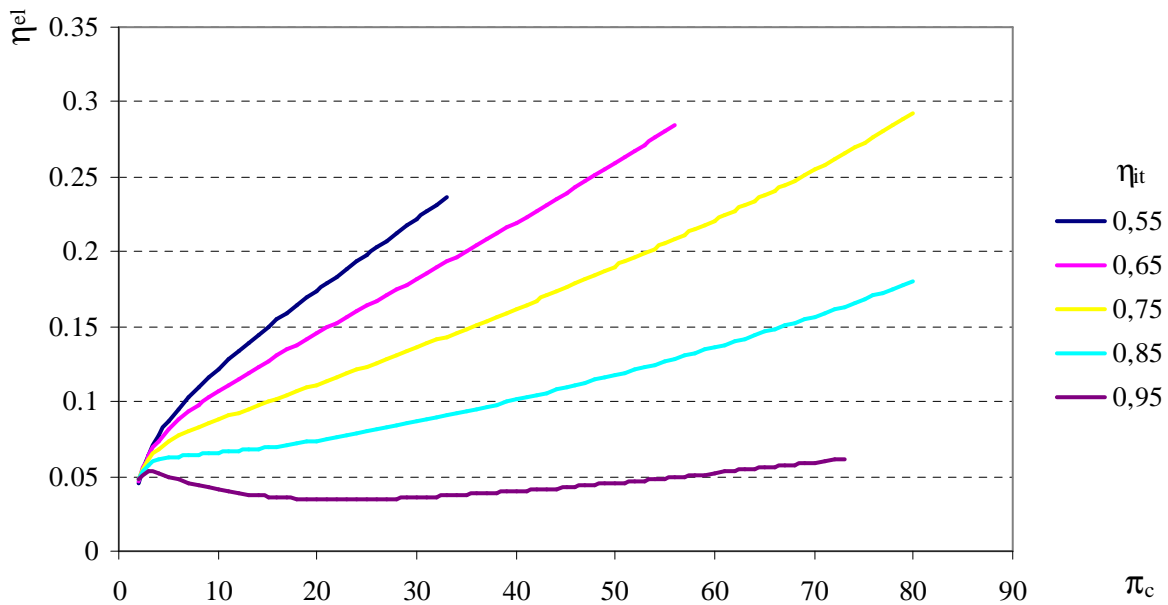
Rys. 4.27. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $m_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.28. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $m_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.29. Przyrosty sprawności elektrycznej układu Chenga spowodowane pełnym wtryskiem pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.30. Przyrosty sprawności elektrycznej układu Chenga spowodowane pełnym wtryskiem pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

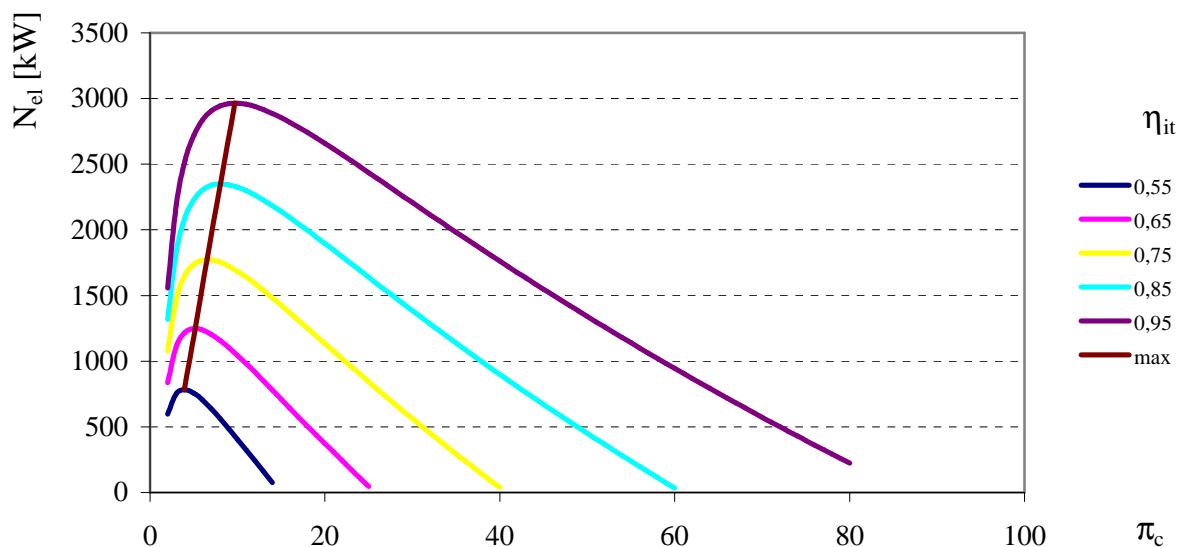
Z analizy powyższych rysunków wynika, że największe gradienty przyrostów sprawności elektrycznej mają układy z najniższą sprawnością wewnętrzną turbiny. Wartość tych przyrostów jest ograniczona. Największe przyrosty są do

uzyskania w układach z wyższymi sprawnościami wewnętrznymi turbiny. Ale dla $\eta_{it} = 0,95$ przyrosty są stosunkowo niewielkie.

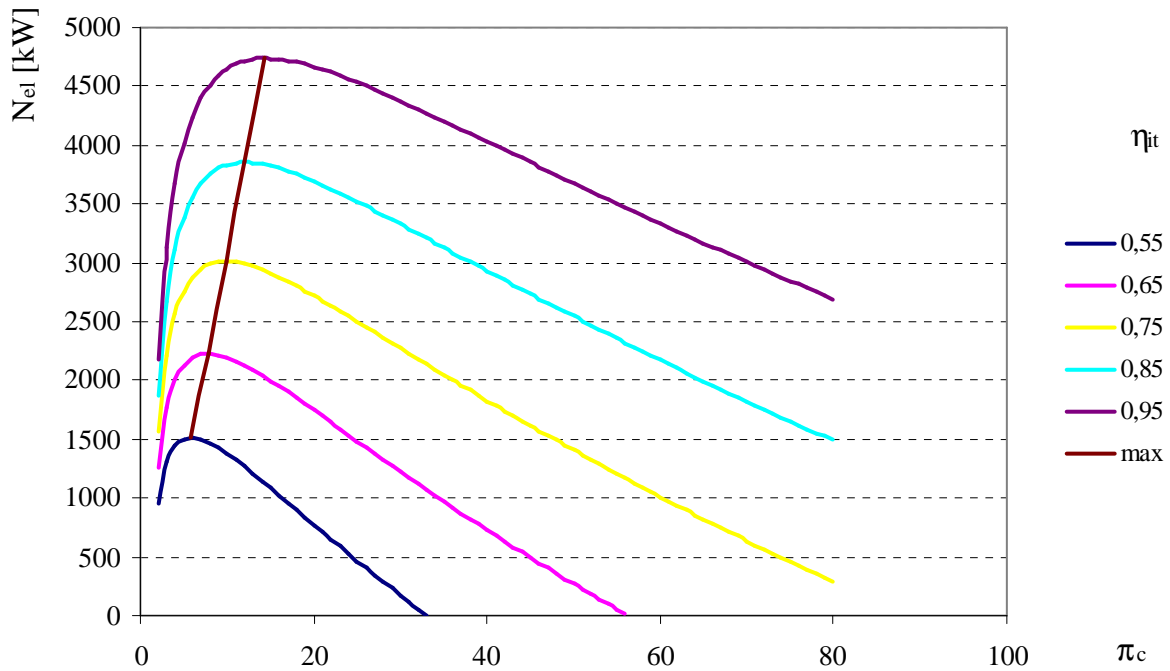
Sprawność wewnętrzna turbiny ma oczywiście także wpływ na moc elektryczną odbieraną z zacisków generatora. Im jest większa, tym spadek entalpii czynnika w pewnym zakresie ciśnień jest większy, a więc i moc mechaniczna generowana w turbinie. Ponieważ sprężarka pobiera stałą moc, więc nadwyżka odprowadzana jest do generatora. Rysunki 4.31 i 4.32 przedstawiają zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprawności wewnętrznej turbiny dla różnych sprężów. Tak jak w przypadku sprawności elektrycznej układu, widoczny jest i tutaj duży wpływ sprawności wewnętrznej turbiny.

Wraz ze wzrostem strumienia masy pary do komory spalania rośnie moc elektryczna układu niezależnie od sprawności wewnętrznej turbiny. Wpływ sprawności wewnętrznej turbiny na moc elektryczną układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania przedstawiają rysunki 4.33 i 4.34. Wielkość przyrostu mocy elektrycznej występująca w wyniku wtrysku całej pary do komory spalania przedstawiona jest na rysunkach 4.35 i 4.36. Nie zależy ona zbyt silnie od sprawności wewnętrznej turbiny, zwłaszcza przy małych sprężach. Przy większych sprężach krzywe rozchodzą się, a krzywe najwyższych sprawności zaczynają najszybciej opadać.

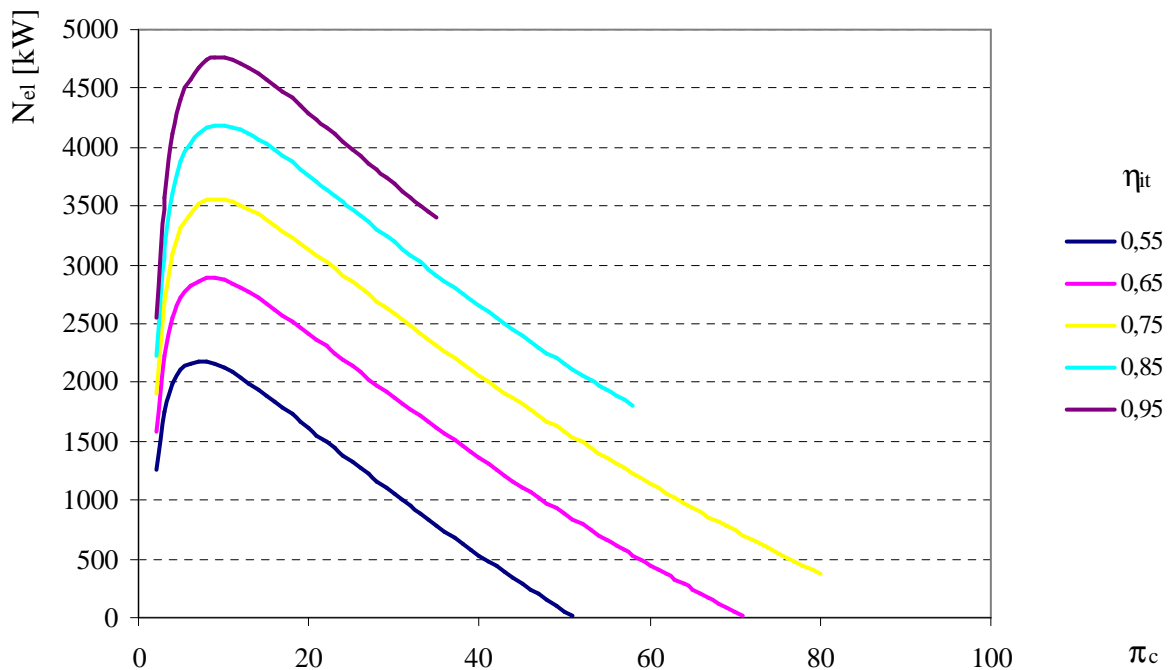
Opisane wyniki zostały uzyskane na drodze obliczeń komputerowych dla temperatury spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C. Podstawowe parametry wejściowe do obliczeń wyniosły: strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C, zakres sprężu $2 \div 80$.



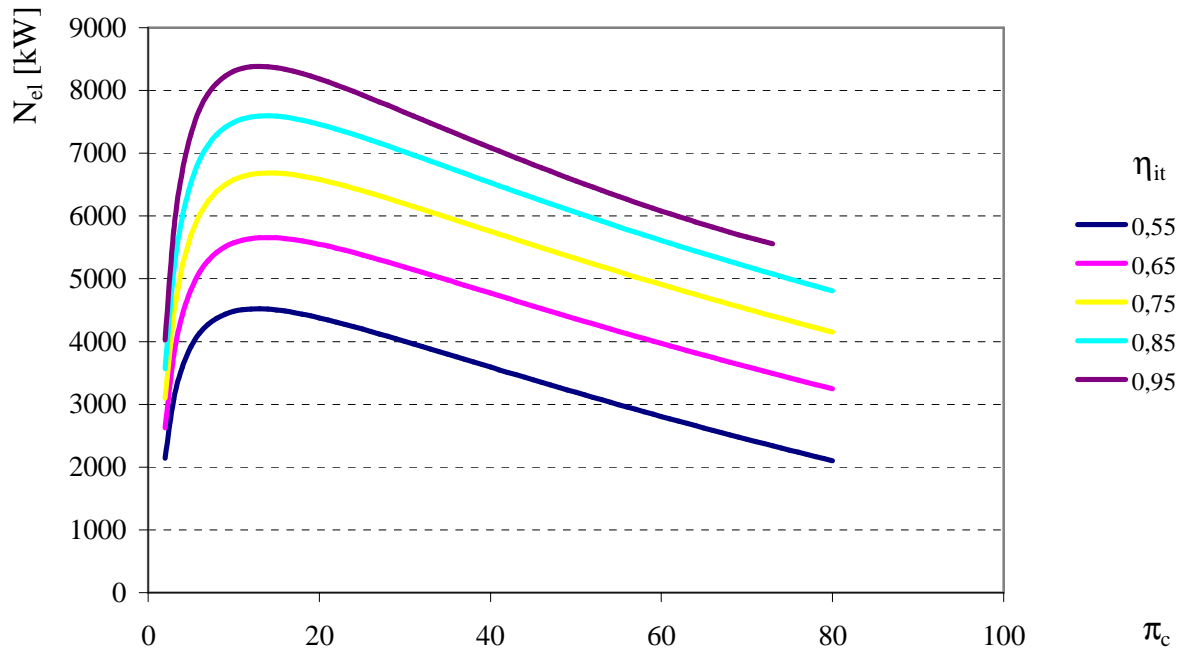
Rys. 4.31. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10$ °C



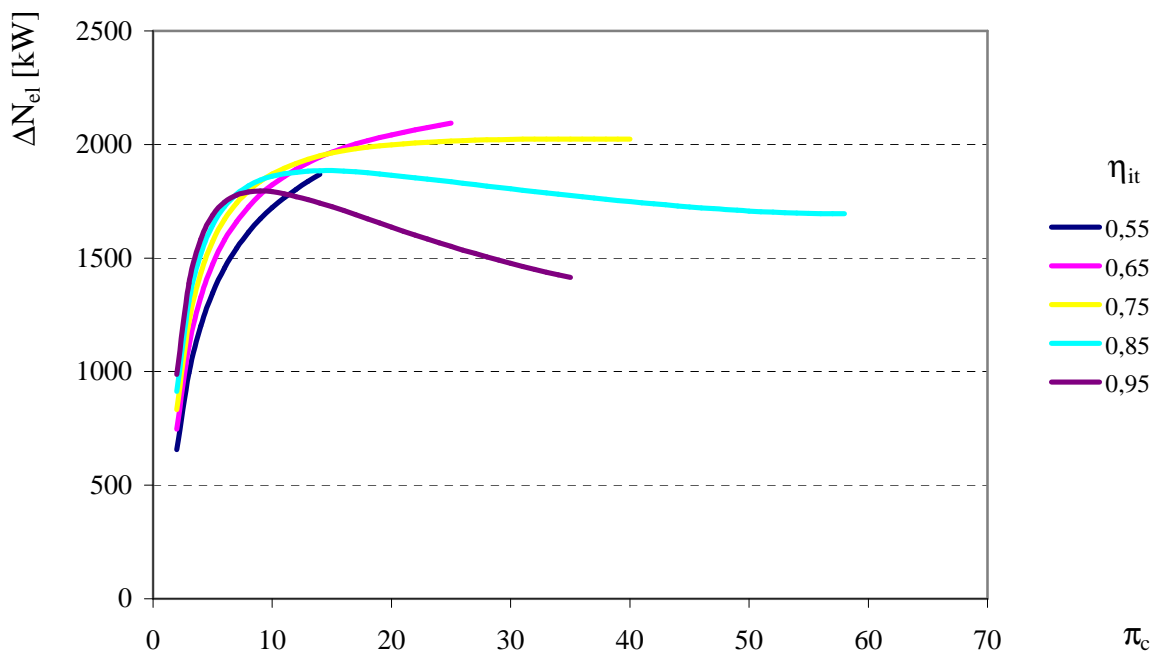
Rys. 4.32. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



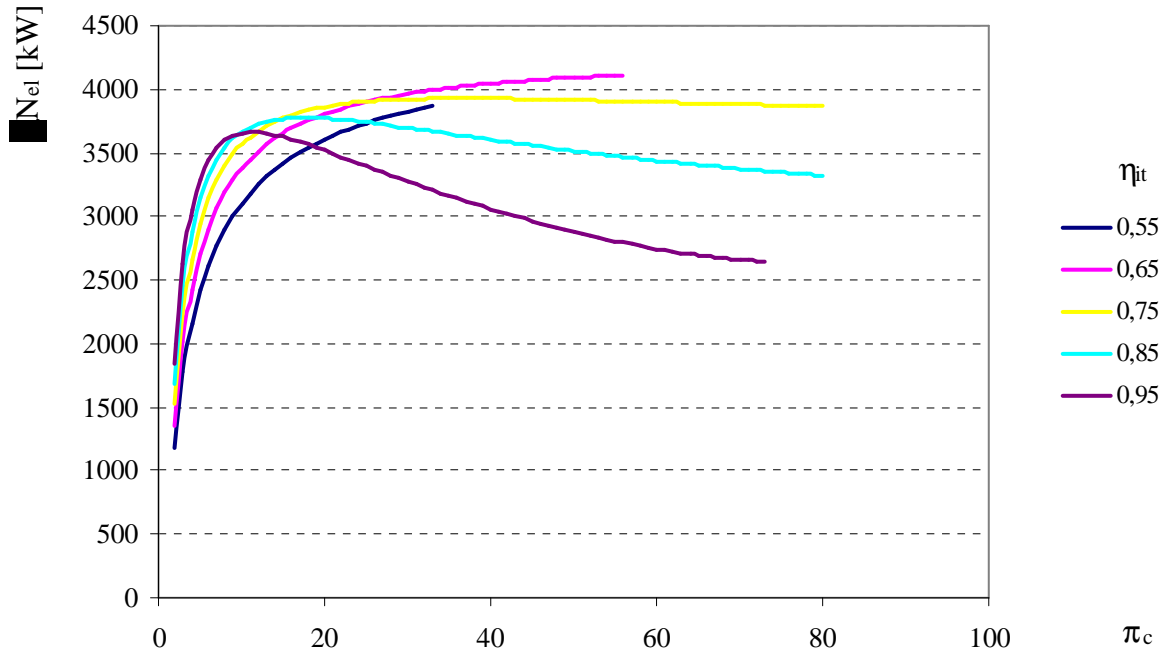
Rys. 4.33. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.34. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.35. Przyrosty mocy elektrycznej układu Chenga spowodowane pełnym wtryskiem pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

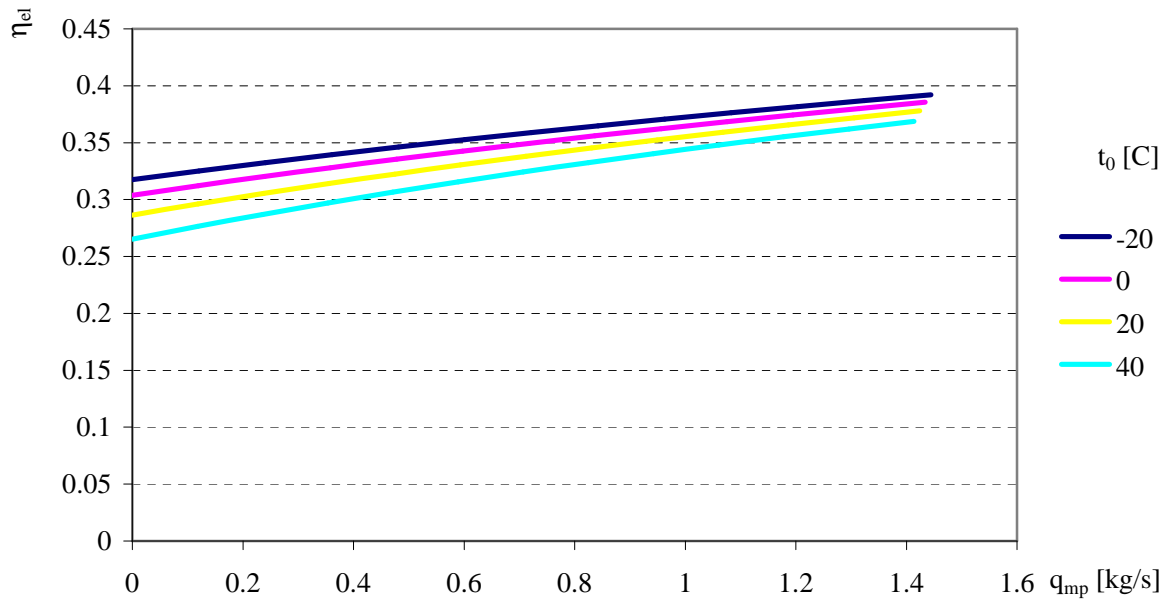


Rys. 4.36. Przyrosty mocy elektrycznej układu Chenga spowodowane pełnym wtryskiem pary do komory spalania w zależności od sprężu π_c i sprawności wewnętrznej turbiny η_{it} . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, temperatura otoczenia $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

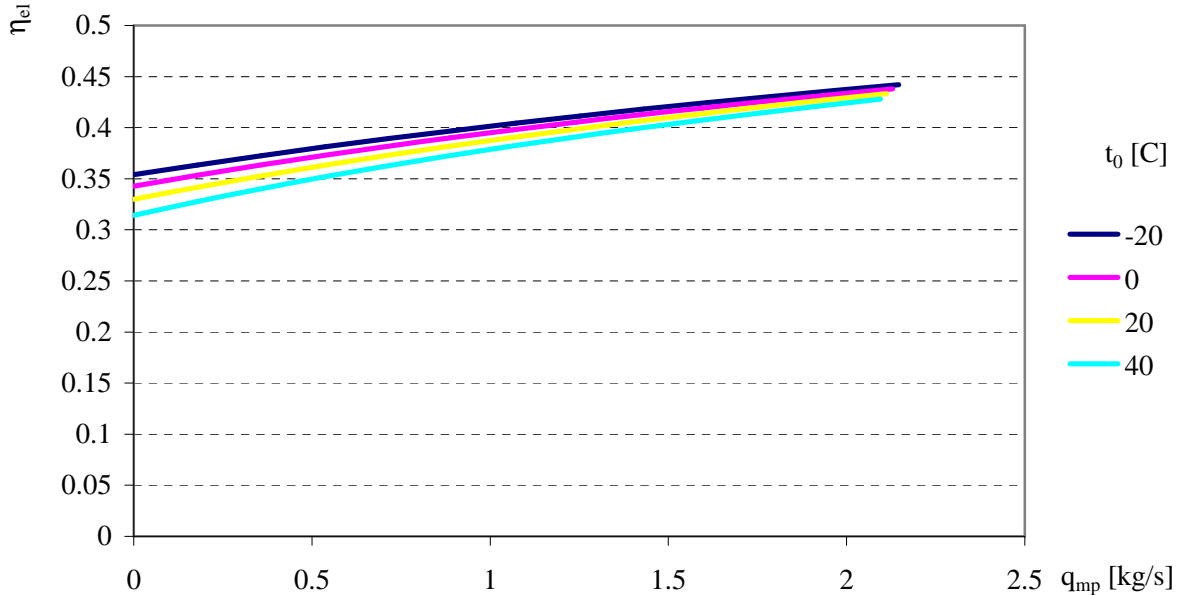
4.3 Wpływ temperatury otoczenia

Temperatura otoczenia jest w układach gazowych otwartych jednocześnie temperaturą dolnego źródła ciepła. Ma ona więc istotne znaczenie dla mocy i sprawności elektrycznej układu. Podobny wpływ temperatura otoczenia ma w przypadku układu Chenga. Tu oprócz temperatury zasysanego powietrza dochodzi temperatura wody zasilającej. Ponadto temperatura otoczenia ma wpływ na moc cieplną i sprawność całkowitą układu kogeneracyjnego. Zależy bowiem od niej temperatura wody powracającej z wymienników wody sieciowej oraz straty w ciepłociągach. W ramach pracy zostały przeprowadzone obliczenia układu Chenga dla temperatury otoczenia zmiennej w szerokich granicach. Poniżej zostały przedstawione najważniejsze wyniki tych obliczeń dla temperatury spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ i sprężów odpowiednio $\pi_c = 10$, 20 i 30 . Poszczególne krzywe przedstawiają zależności sprawności i mocy elektrycznej dla temperatury otoczenia wynoszącej $t_0 = -20$, 0 , 20 i $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

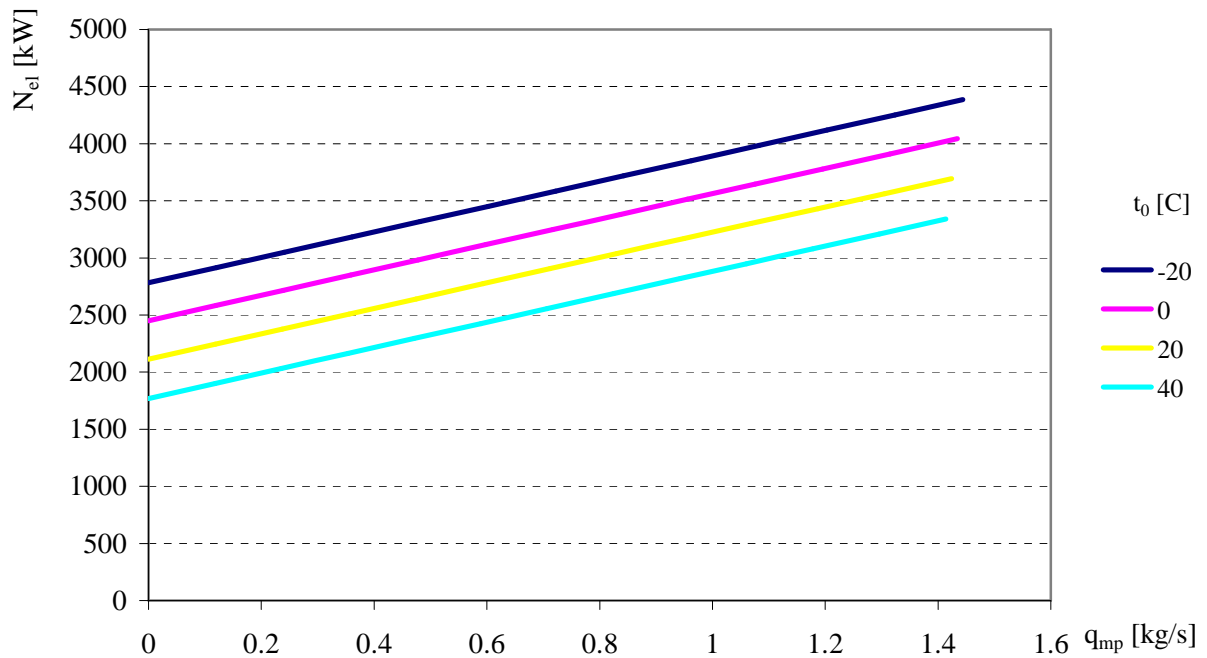
Rysunki 4.37 i 4.38 przedstawiają zależność sprawności elektrycznej, a rysunki 4.39 i 4.40 zależność mocy elektrycznej od temperatury otoczenia i strumienia masy wtryskiwanej pary. Strumień masy pary wtryskiwanej do komory spalania zawiera się w granicach $0 \div \dot{m}_{p_max}$, gdzie \dot{m}_{p_max} – strumień masy pary wytwarzany w kotle odzyskowym.



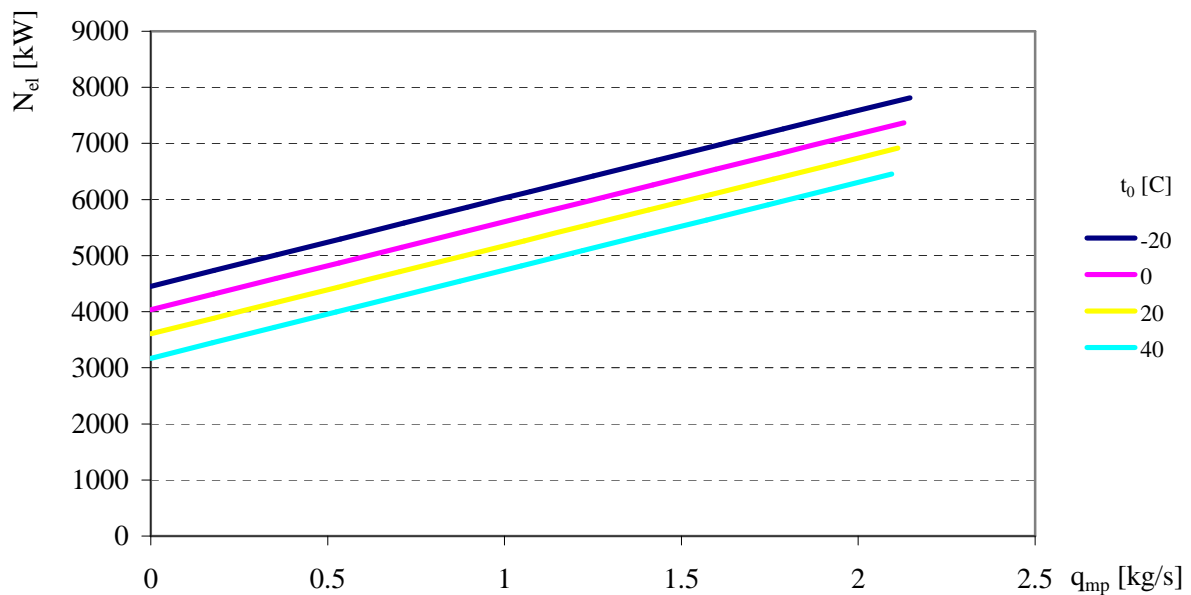
Rys. 4.37. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od temperatury otoczenia i strumienia masy wtryskiwanej pary do komory spalania. Zakres strumienia masy wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0 \div \dot{m}_{p_max}$. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, spręż $\pi_c = 20$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = -20 \div 40$ °C



Rys. 4.38. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od temperatury otoczenia i strumienia masy wtryskiwanej pary do komory spalania. Zakres strumienia masy wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0 \div \dot{m}_{p_max}$. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300$ °C, spręż $\pi_c = 30$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = -20 \div 40$ °C

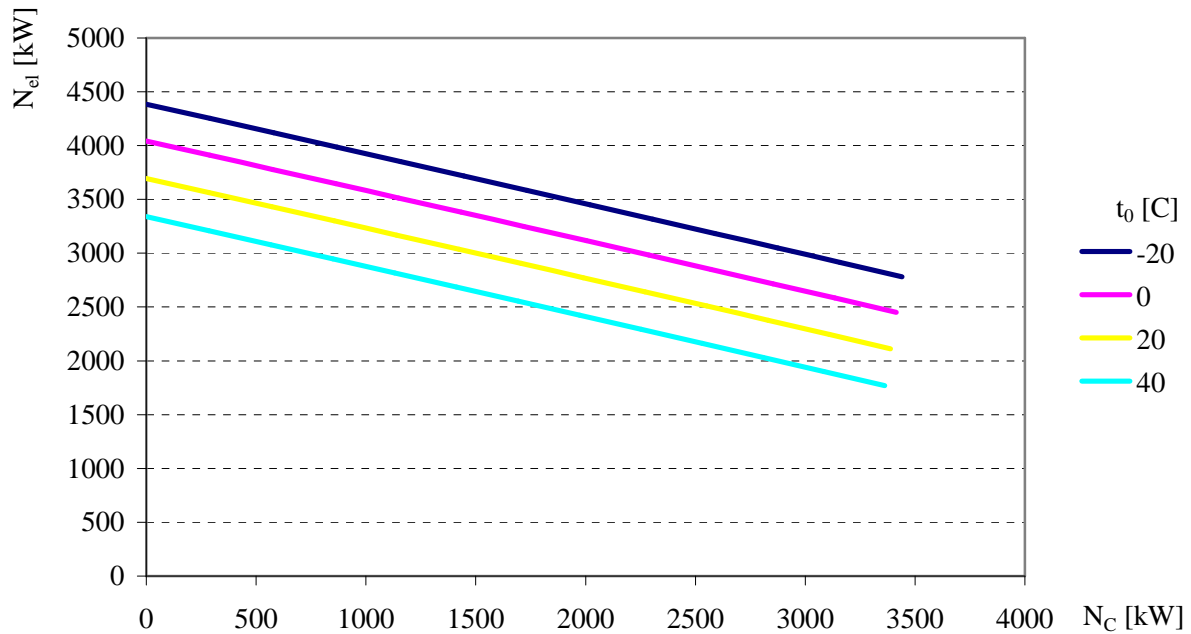


Rys. 4.39. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga od temperatury otoczenia i strumienia masy wtryskiwanej pary do komory spalania. Zakres strumienia masy wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0 \div \dot{m}_{p_{max}}$. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, spręż $\pi_c = 20$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = -20 \div 40$ °C



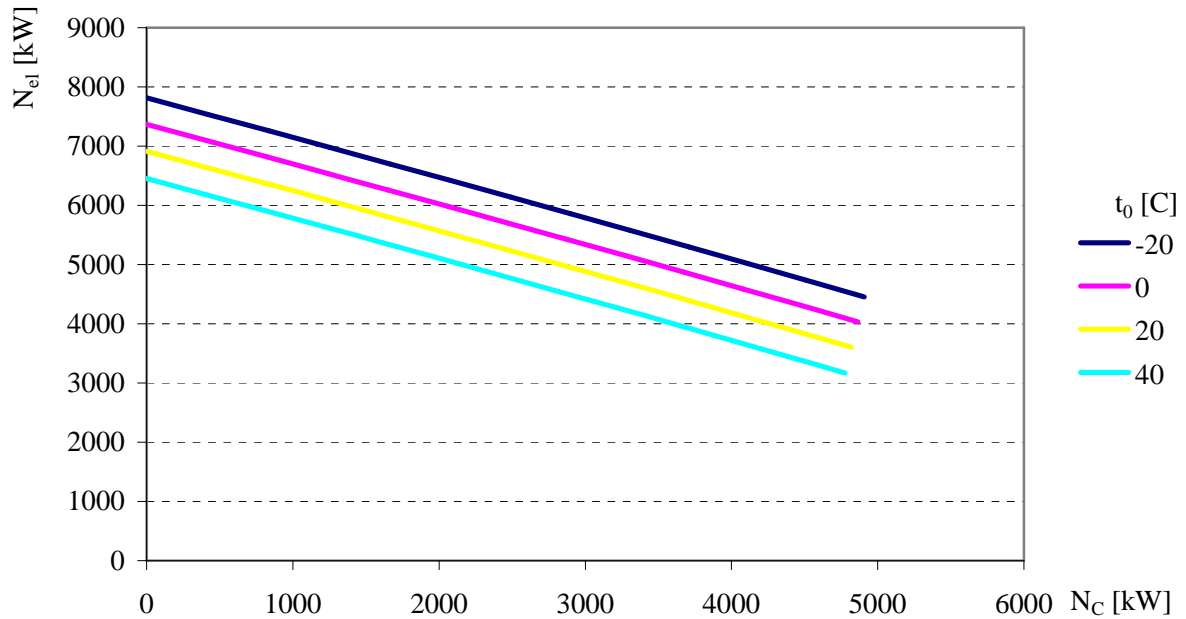
Rys. 4.40. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga od temperatury otoczenia i strumienia masy wtryskiwanej pary do komory spalania. Zakres strumienia masy wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0 \div \dot{m}_{p_{max}}$. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300$ °C, spręż $\pi_c = 30$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = -20 \div 40$ °C

Duży wpływ temperatury otoczenia na moc układu Chenga odzwierciedla się również w charakterystyce układu z wtryskiem pary do komory spalania. Im wyższa temperatura, tym mniejsza moc elektryczna odbierana z generatora, co jest widoczne na charakterystykach przedstawionych na rysunkach 4.41 i 4.42. Linie charakterystyki są prawie równoległe i się nie przecinają, co oznacza, że wpływ wtrysku pary jest podobny niezależnie od temperatury otoczenia.



Rys. 4.41. Charakterystyka układu Chenga w zależności od temperatury otoczenia. Zakres strumienia masy wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0 \div \dot{m}_{p_max}$. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000^\circ\text{C}$, spręż $\pi_c = 10$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10 \text{ kg/s}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = -20 \div 40^\circ\text{C}$

Na podstawie przedstawionych wyników obliczeń wpływu temperatury otoczenia na własności energetyczne można stwierdzić, że jest on znaczny. W zakresie różnic temperatury między wartościami skrajnymi, występującymi w naszej strefie klimatycznej, dochodzi do zmian sprawności i mocy elektrycznej rzędu kilku procent. Różnice sprawności maleją wraz ze wzrostem strumienia masy pary kierowanej do komory spalania, a różnice mocy elektrycznej pozostają na prawie stałym poziomie. Różnice te są wyraźniejsze dla niższych temperatur t_3 .



Rys. 4.42. Charakterystyka układu Chenga w zależności od temperatury otoczenia. Zakres strumienia masy wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0 \div \dot{m}_{p_max}$. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300$ °C, spręż $\pi_c = 10$, strumień zasysanego powietrza $\dot{m}_{pow} = 10$ kg/s, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,90$, temperatura otoczenia $t_0 = -20 \div 40$ °C

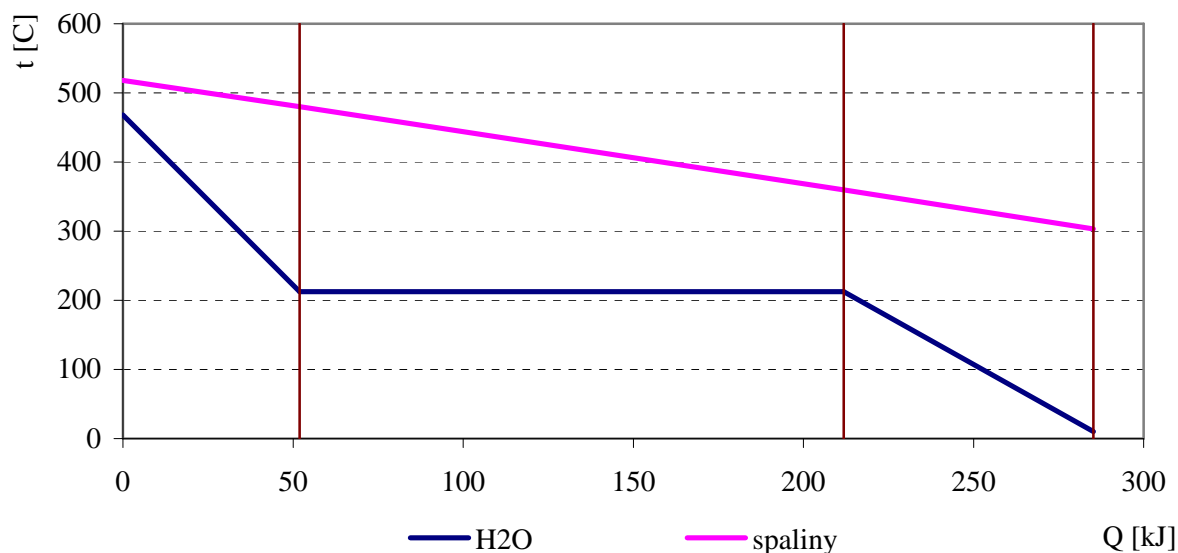
4.4. Wpływ strumienia masy wytwarzanej pary

W dotychczasowych obliczeniach założona została wartość strumienia masy wody i pary przepływającej przez kocioł odzyskowy zapewniająca utrzymanie założonych różnic temperatur w kotle Δt_1 i Δt_2 (rys. 3.20). Strumień ten był wyznaczany z bilansu kotła odzyskowego, i dla potrzeb pracy został nazwany strumieniem nominalnym \dot{m}_{pnom} . Strumień masy pary wtryskiwanej do komory spalania jest uzależniony od ciśnienia pary (p_8) na wylocie z kotła a ten od ciśnienia wody na jego wlocie (p_7). Może on być przy pomocy tego ciśnienia regulowany. Ciśnienie to jest z kolei wytwarzane przez pompę zasilającą, a sposób jej regulacji uzależniony jest od konstrukcji. Zarówno w przypadku pomp wirowych jak i waporowych najprostszym obecnie sposobem regulacji wydaje się być regulacja prędkością obrotową (przy pomocy falowników).

W ramach pracy przeprowadzone zostały obliczenia układu Chenga z różnym (większym i mniejszym) od nominalnego strumieniem masy. Niektóre wyniki tych obliczeń zostały przedstawione poniżej. Na rysunkach 4.43÷4.45 przedstawiony został rozkład temperatur spalin oraz wody i pary wodnej w kotle. Kolejne rysunki przedstawiają wyniki obliczeń dla strumienia masy pary równego połowie strumienia nominalnego (rys. 4.43), równego strumieniowi nominalnemu (rys. 4.44) i o połowę większego od nominalnego (rys. 4.45). Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, spręż $\pi_c = 10$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, różnica temperatur czynników w

kotle na wlocie spalin (i wylocie pary) $\Delta t_1 = 50$ K i w przekroju charakterystycznym między podgrzewaczem a parownikiem $\Delta t_2 = 30$ K, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,9$.

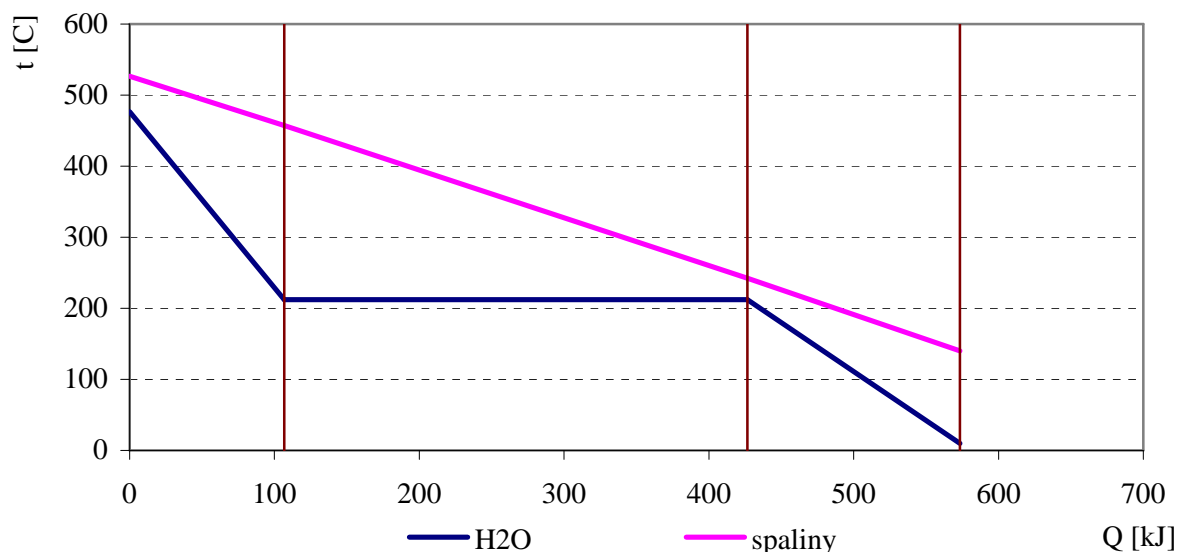
Na rysunkach 4.43÷4.45 widoczny jest także wpływ strumienia masy pary na temperaturę spalin opuszczających kocioł odzyskowy. Im większy jest ten strumień, tym niższa jest temperatura spalin t_5 , a więc i mniejsza strata wylotowa. Jednak utrzymanie możliwie wysokiej temperatury pary na wylocie z kotła t_8 jest możliwy tylko do wartości nominalnej strumienia pary. Przekroczenie strumienia nominalnego spowoduje obniżenie temperatury t_8 , co będzie wpływać niekorzystnie na sprawność elektryczną układu. Jeśli strumień będzie zbyt duży, to może być niemożliwy przegrzew pary, a nawet całkowite odparowanie wody.



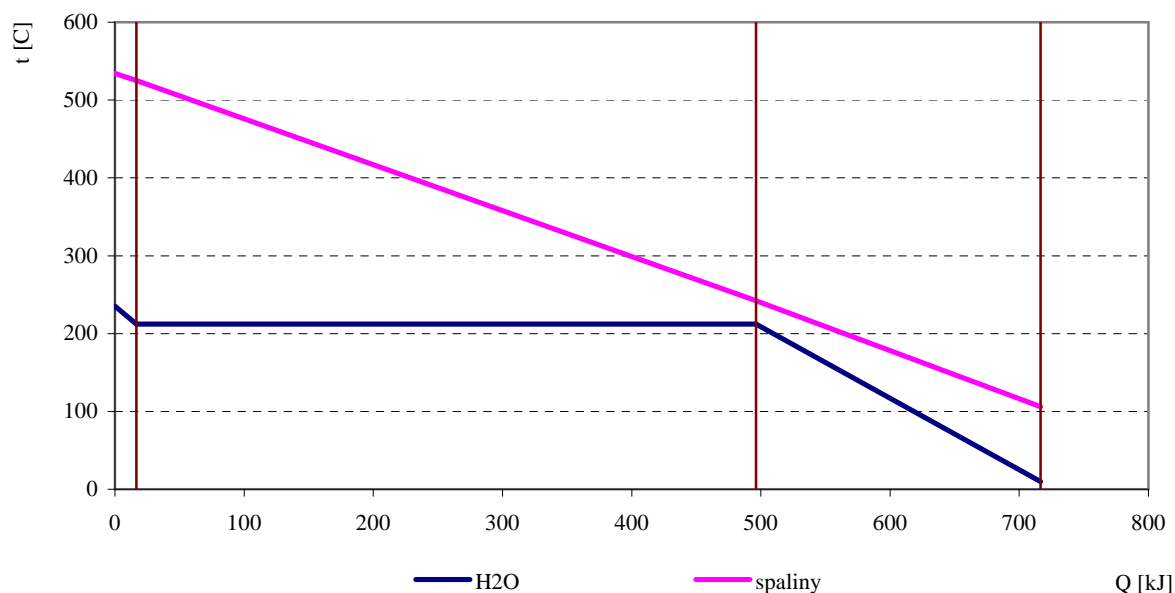
Rys. 4.43. Temperatury spalin oraz wody i pary wodnej w zależności od ilości ciepła wymienionego między czynnikami. Spręż $\pi_c = 10$, temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, temperatura zasysanego powietrza $t_1 = 10$ °C, różnica temperatur między czynnikami w charakterystycznych przekrojach $\Delta t_1 = 50$ K, $\Delta t_2 = 30$ K, strumień masy pary wytwarzanej w kotle $\dot{m}_p = 0,5 * \dot{m}_{pnom}$

Oczywiste jest, że zmiana strumienia masy pary wytwarzanej w kotle odzyskowym \dot{m}_p będzie wpływała na zmianę własności układu Chenga. Z wykorzystaniem omawianego modelu komputerowego przeprowadzone zostały obliczenia układu w szerokim zakresie strumienia \dot{m}_p , a wyniki tych obliczeń przedstawiono poniżej. Rysunki 4.46 i 4.47 przedstawiają zależność sprawności elektrycznej układu η_{el} od względnego strumienia masy pary k_m dla temperatury spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C oraz różnych wartości sprężu π_c . Natomiast na rysunkach 4.48 i 4.49 przedstawiona jest zależność mocy elektrycznej odbieranej z zacisków generatora N_{el} od względnego strumienia masy

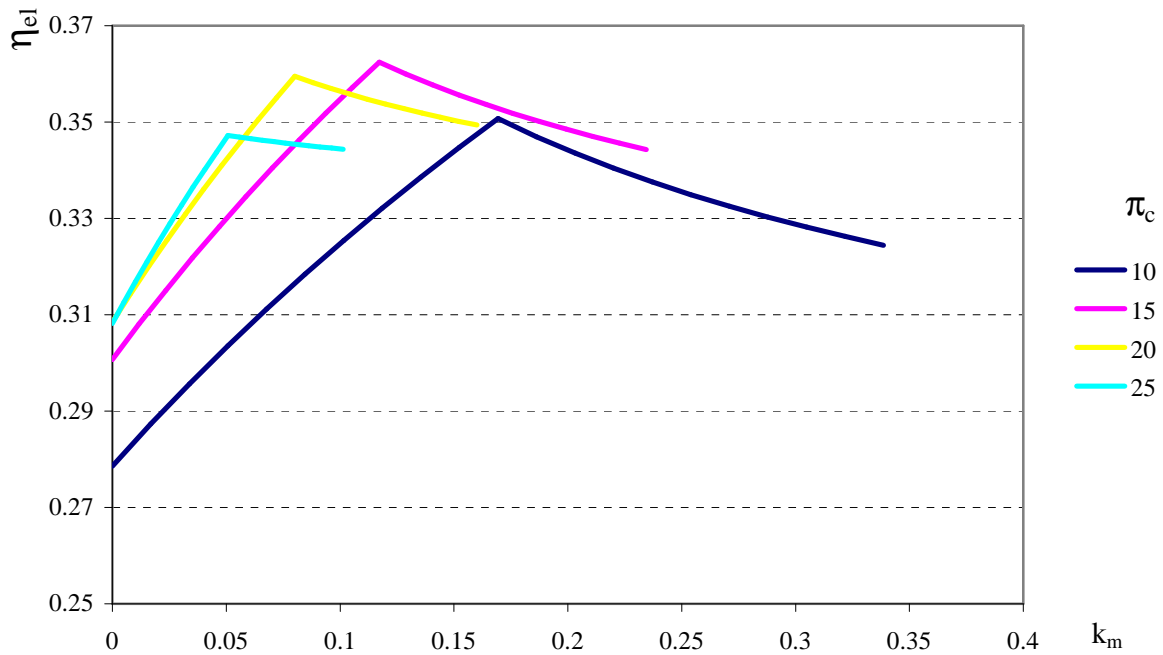
wytworzonej w kotle pary k_m dla tych samych temperatur t_3 i sprężów π_c . Rys. 4.50 przedstawia wpływ względnego strumienia pary k_m na temperaturę spalin opuszczających układ t_5 .



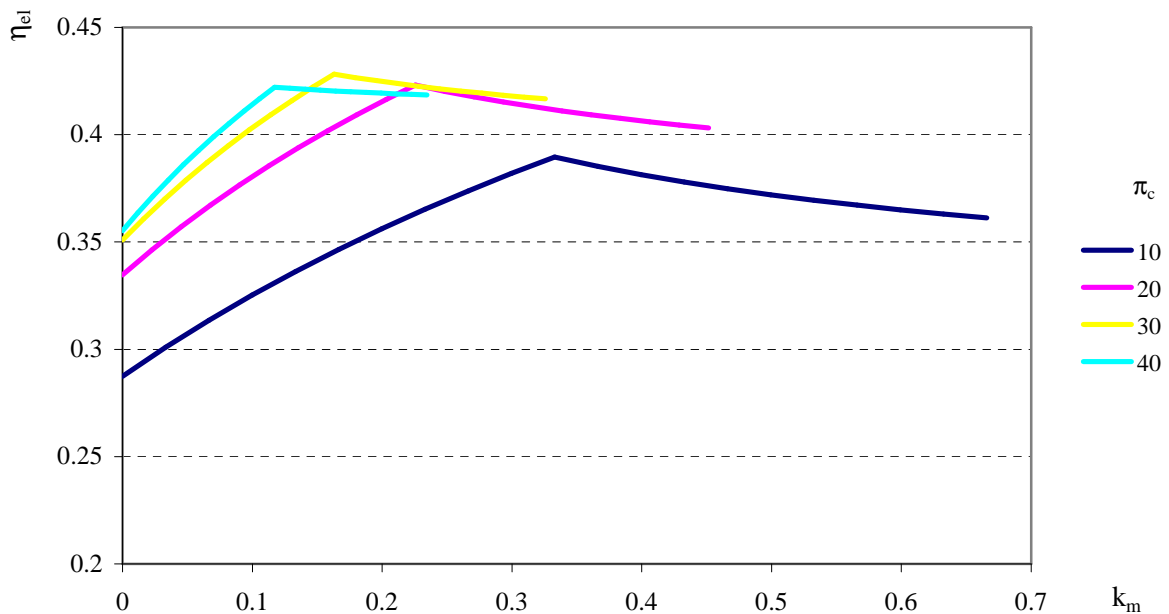
Rys. 4.44. Temperatury spalin oraz wody i pary wodnej w zależności od ilości ciepła wymienionego między czynnikami. Spręż $\pi_c = 10$, temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, temperatura zasysanego powietrza $t_1 = 10$ °C, różnica temperatur między czynnikami w charakterystycznych przekrojach $\Delta t_1 = 50$ K, $\Delta t_2 = 30$ K, strumień masy pary wytwarzanej w kotle $\dot{m}_p = \dot{m}_{pnom}$



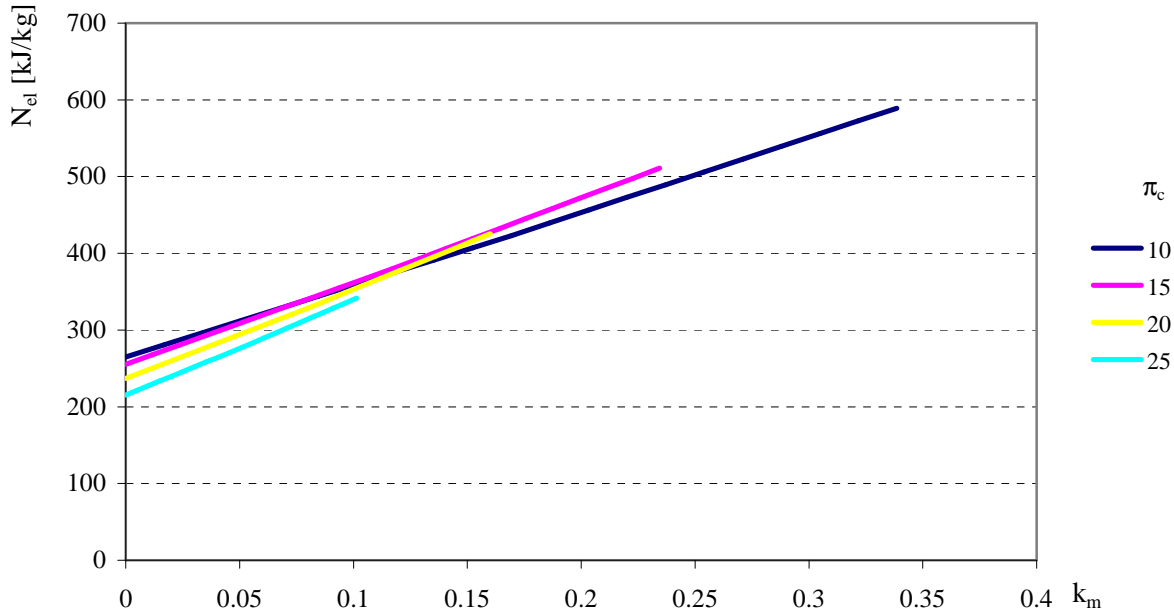
Rys. 4.45. Temperatury spalin oraz wody i pary wodnej w zależności od ilości ciepła wymienionego między czynnikami. Spręż $\pi_c = 10$, temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, temperatura zasysanego powietrza $t_1 = 10$ °C, różnica temperatur między czynnikami w charakterystycznych przekrojach $\Delta t_1 = 50$ K, $\Delta t_2 = 30$ K, sprawności wewnętrzne elementów $\eta_{it} = 0,86$, $\eta_{ic} = 0,90$, strumień masy pary wytwarzanej w kotle $\dot{m}_p = 1,5 * \dot{m}_{pnom}$



Rys. 4.46. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od względnego strumienia masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym k_m i sprężu π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,9$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 4.47. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga od względnego strumienia masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym k_m i sprężu π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,9$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$



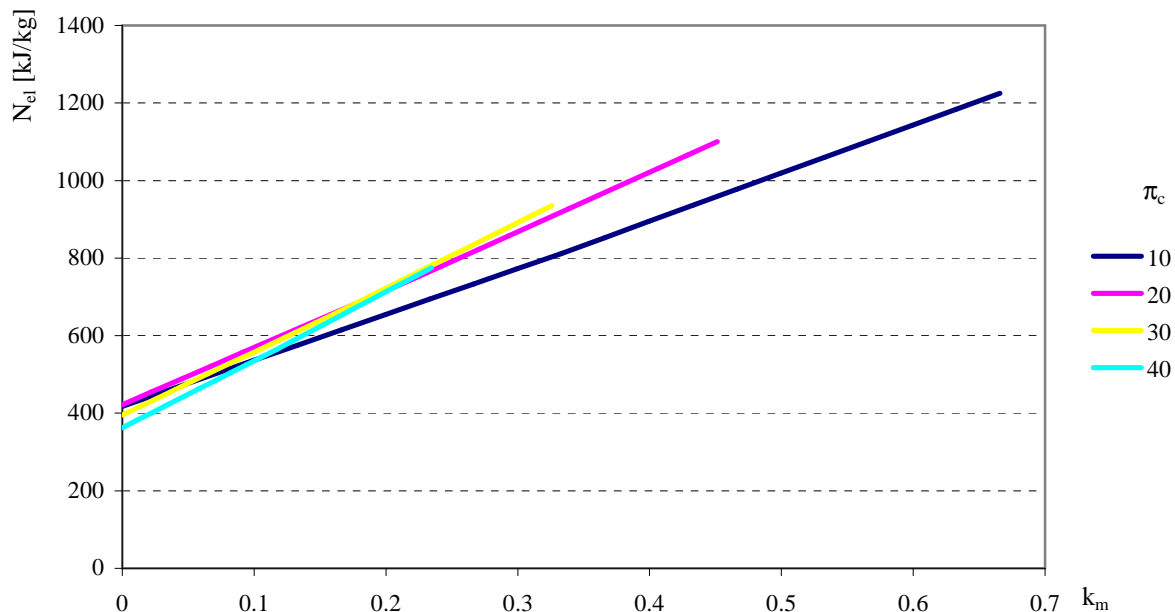
Rys. 4.48. Zależność jednostkowej mocy elektrycznej układu Chenga od względnego strumienia masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym k_m i sprężu π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,9$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

Na podstawie przedstawionych wyników obliczeń można stwierdzić, że sprawność elektryczna układu Chenga jest zależna od względnego strumienia masy wytworzonej w kotle odzyskowym pary k_m . Maksimum sprawności występuje dla sumienia nominalnego. Zmniejszenie strumienia powoduje niewykorzystanie części entalpii spalin (wzrost temperatury spalin na wylocie z kotła t_5 a więc i straty kominowej), w wyniku czego następuje pewien spadek sprawności. Wzrost strumienia powyżej wartości nominalnej prowadzi do spadku temperatury t_8 i entalpii pary opuszczającej kocioł h_8 , przez co musi nastąpić wzrost strumienia masy paliwa doprowadzonego do komory spalania. Mimo spadku temperatury spalin na wylocie z kotła t_5 , a więc i straty kominowej, występuje spadek sprawności elektrycznej układu, jednak gradient jest znacznie mniejszy, niż przy strumieniu mniejszym od nominalnego.

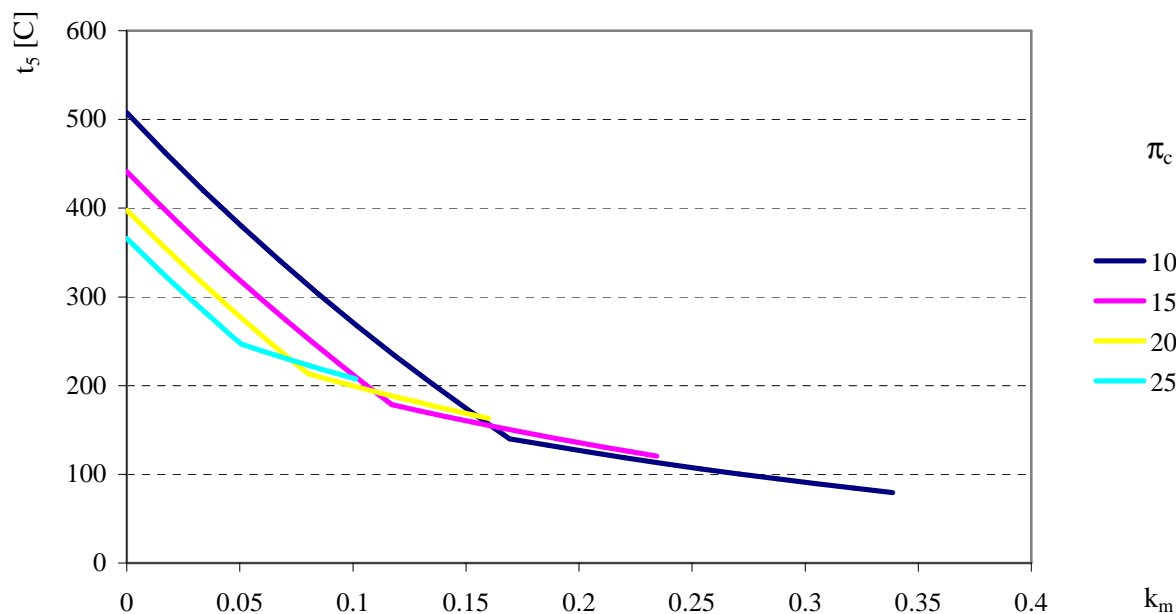
Zależność jednostkowej mocy elektrycznej układu Chenga od względnego strumienia masy wytworzonej w kotle odzyskowym pary k_m ma inny charakter. Niezależnie od parametrów termodynamicznych układu moc rośnie niemal liniowo dla strumienia pary tak mniejszego, jak i większego od nominalnego. Jej przyrost jest zależny zarówno od sprężu π_c jak i od temperatury spalin na wlocie do komory spalania t_3 .

Ponieważ w siłowniach stosowanych w energetyce podstawowym kryterium oceny jest w ostatnich latach sprawność elektryczna układów, więc można na podstawie powyżej przedstawionych wyników stwierdzić, że najkorzystniej-

szy względny strumień masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym układu Chenga odpowiada wartości strumienia nominalnego.



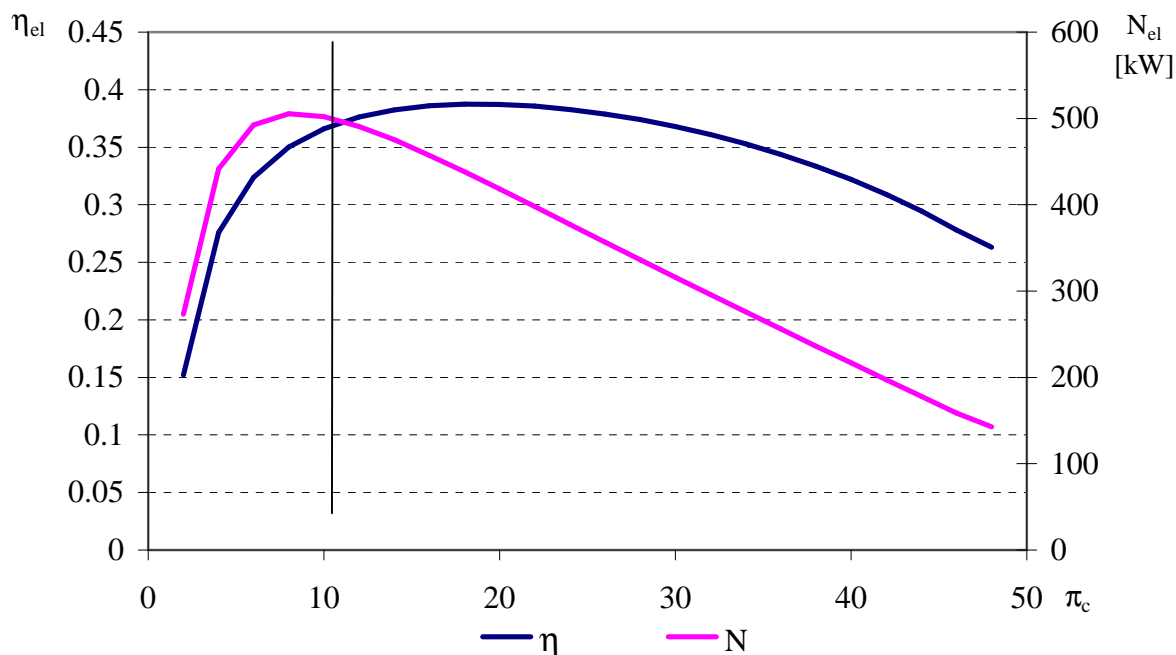
Rys. 4.49. Zależność jednostkowej mocy elektrycznej układu Chenga od względnego strumienia masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym k_m i sprężu π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1300$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,9$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_0 = 10$ °C



Rys. 4.50. Zależność temperatury spalin opuszczających układ Chenga t_5 od względnego strumienia masy pary wytworzonej w kotle odzyskowym k_m i sprężu π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, sprawność wewnętrzna turbiny $\eta_{it} = 0,9$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_0 = 10$ °C

4.5 Układ istniejący

Siłownia kogeneracyjna pracująca od 1996 roku na Uniwersytecie Technicznym Monachium reprezentuje typowy układ Chenga. Bazuje ona na turbinie lotniczopochodnej Allison KH 501 zaprojektowanej dla zastosowań w lotnictwie, do pracy w układzie prostym. Pojawiło się więc przypuszczenie, że punkt pracy tej turbiny w układzie Chenga nie będzie się pokrywał z punktem maksymalnej sprawności. Zostało to potwierdzone obliczeniami układu przeprowadzonymi w ramach pracy. Rys. 4.51 przedstawia przebieg krzywych sprawności i mocy układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania dla temperatury znamionowej spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1050 \text{ }^\circ\text{C}$. Na krzywej nanieśiony jest punkt pracy układu z Politechniki Monachium. Z wykresu wynika, że turbina pracuje w zakresie maksimum mocy. Dla danej temperatury spalin na wlocie do turbiny możliwe jest osiągnięcie nieco większej sprawności, lecz wiązałoby się to z obniżeniem mocy elektrycznej. Obecnie eksploatowane układy tego typu osiągają sprawność ok. 37 %, a obliczenia wykazały możliwość nieznacznego przekroczenia wartości 39 %. Konieczna byłaby jednak zmiana układu przepływowego sprężarki, ponieważ maksimum sprawności dla tej temperatury t_3 leży w zakresie większych wartości sprężu. Zmiana w konstrukcji sprężarki eksploatowanych układów nie może być brana pod uwagę, możliwość podniesienia sprawności poprzez zwiększenie sprężu powinna być jednak wzięta pod uwagę w przypadku prac rozwojowych układu.



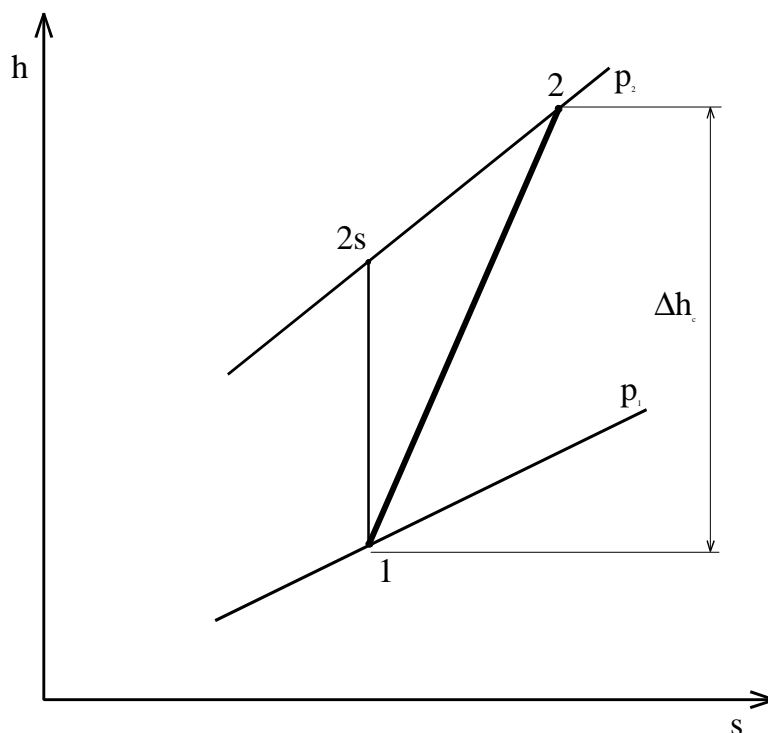
Rys. 4.51. Punkt pracy układu zainstalowanego na Politechnice Monachium. Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1050 \text{ }^\circ\text{C}$, spręż całkowity $\pi_c = 10$

5. Rozbudowa układu o dodatkowe elementy

5.1. Chłodzenie międzystopniowe

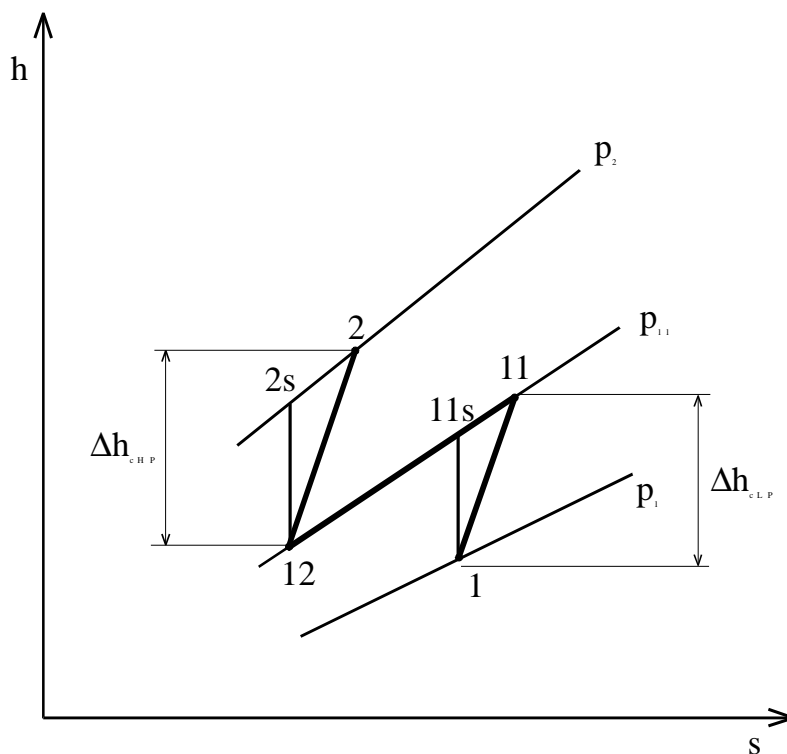
Sprężarka siłowni gazowej jest elementem pochłaniającym znaczną część energii mechanicznej wytworzonej w turbinie. Energia ta zostaje zużyta na podniesienie ciśnienia powietrza. Sprężaniu towarzyszy wzrost temperatury, i co za tym idzie, entalpii. Im większy przyrost entalpii w trakcie procesu sprężania, tym więcej energii mechanicznej zostaje zużyte do sprężenia czynnika [6], [8], [9], [19], [20], [51], [59], [69], [71].

Proces jednostopniowego sprężania powietrza na wykresie h - s przedstawiony jest na rys. 5.1. Można zauważyć, że izobary nie są równoległe, lecz oddalają się od siebie w miarę wzrostu entropii powietrza. Wynika z tego, że im bardziej na prawo przebiega proces sprężania, tym większy jest przyrost entalpii podczas sprężania powietrza od ciśnienia p_1 do ciśnienia p_2 . W celu obniżenia mocy mechanicznej zużywanej do sprężenia powietrza można więc proces sprężania próbować przeprowadzić w zakresie niższych wartości entropii. Aby obniżyć entropię powietrza należałoby powietrze schłodzić. Na wlocie do układu jest to trudne do osiągnięcia. Można jednak sprężyć częściowo powietrze w części niskoprężnej sprężarki i schłodzić odprowadzając ciepło do otoczenia. Schłodzone powietrze będzie następnie sprężane do ciśnienia ostatecznego w części wysokoprężnej.

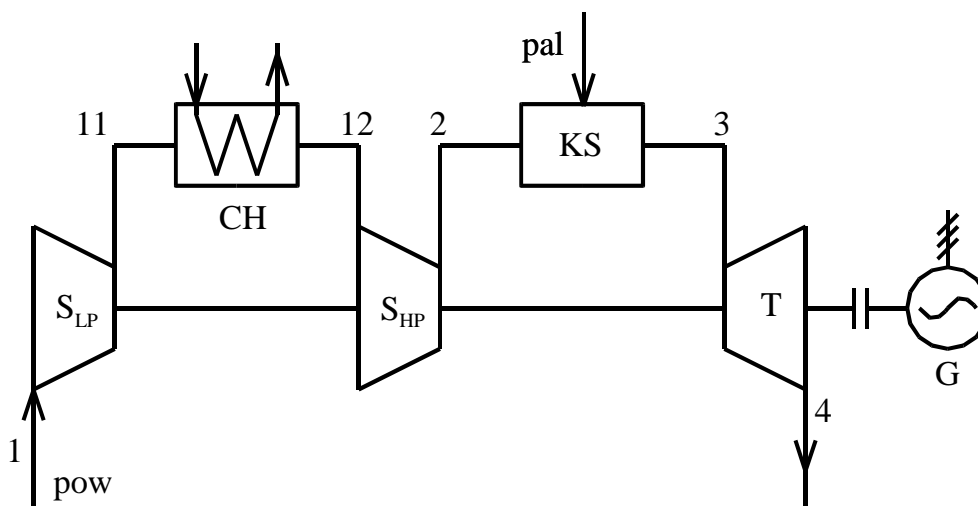


Rys. 5.1. Sprężanie jednostopniowe powietrza

Opisany proces jest sprężaniem dwustopniowym z chłodzeniem międzystopniowym. Moc mechaniczna potrzebna do sprężenia powietrza jest mniejsza, niż w przypadku sprężania jednostopniowego. Przebieg sprężania powietrza z chłodzeniem międzystopniowym jest przedstawiony w układzie współrzędnych h – s na rys. 5.2, a schemat układu gazowego z międzystopniową chłodnicą sprężanego powietrza na rys. 5.3.



Rys. 5.2. Dwustopniowe sprężanie powietrza



Rys. 5.3. Układ gazowy z chłodnicą międzystopniową sprężanego powietrza

Jak zostało wspomniane, międzystopniowe chłodzenie powietrza prowadzi do zmniejszenia mocy mechanicznej zużywanej przez sprężarkę. Wpływ chłodzenia jest zależny od kilku czynników. Do najważniejszych należą spręż

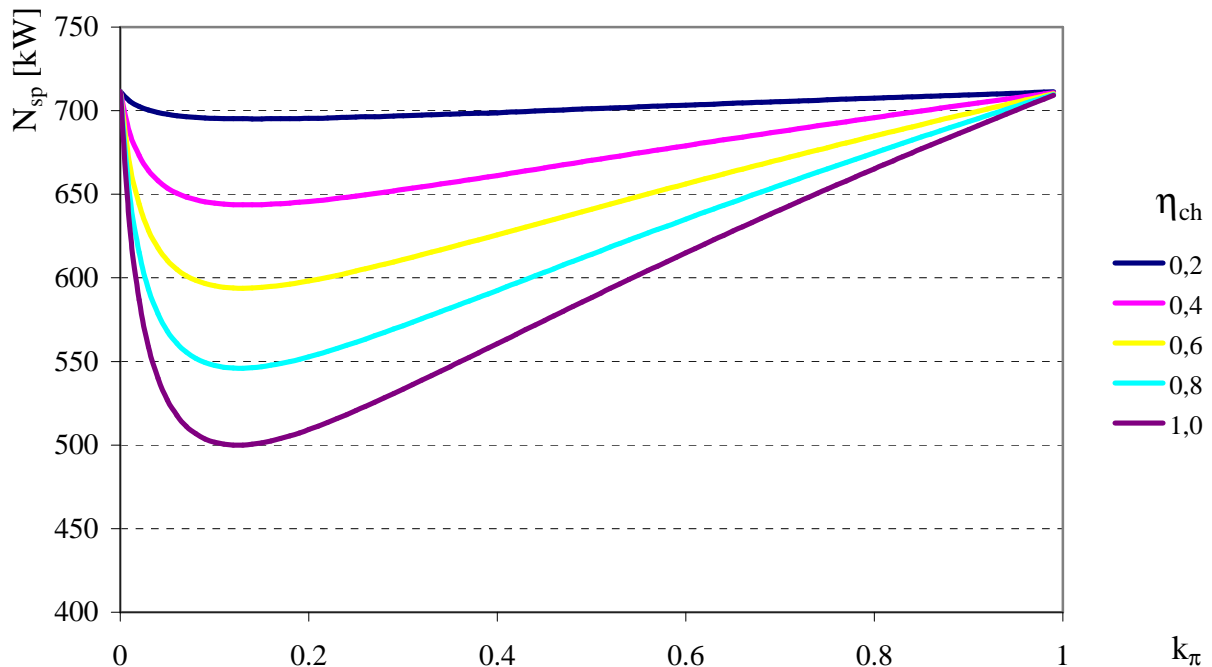
π_c , temperatura początkowa t_1 , współczynnik podziału sprężu k_π , sprawność chłodnicy η_{ch} . Współczynnik podziału sprężu mówi o położeniu izobary p_{11} między izobarą p_1 i p_2 . Definiowany jest on następująco

$$k_\pi = \frac{p_{11} - p_1}{p_2 - p_1} \quad (5.1)$$

Im izobara p_{11} leży bliżej izobary p_1 , tym mniejszą wartość ma współczynnik k_π , i odwrotnie. Sprawność chłodnicy η_{ch} definiowana jest następująco

$$\eta_{ch} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_1}, \quad (5.2)$$

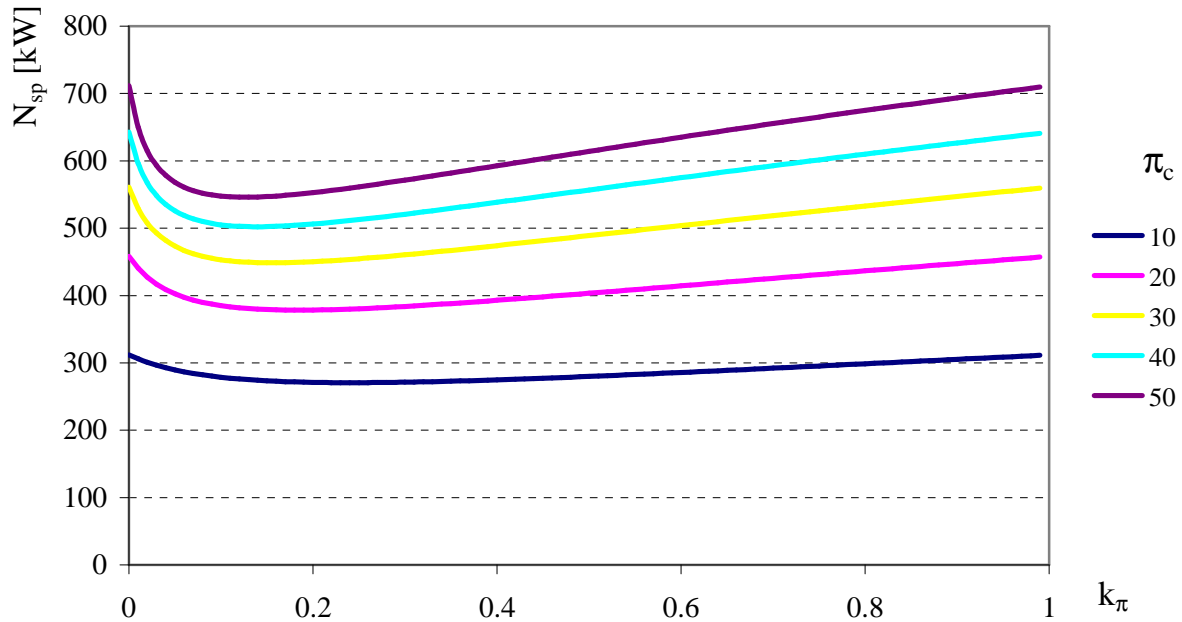
gdzie: t_1 , t_{11} , t_{12} – temperatura powietrza odpowiednio na wlocie do układu, wlocie do chłodnicy i wylocie z chłodnicy.



Rys. 5.4. Zależność mocy mechanicznej pobieranej przez sprężarkę od współczynnika sprężu k_π i sprawności chłodnicy η_{ch} . Strumień masy chłodzonego powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s, temperatura powietrza na wlocie do sprężarki $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna części nisko- i wysokoprężnej $h_{CLP} = h_{CHP} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, spręż całkowity $\pi_c = 50$

Rys. 5.4 przedstawia zależność mocy mechanicznej pobieranej przez sprężarkę od współczynnika sprężu k_π i sprawności chłodnicy η_{ch} , natomiast rys. 5.5 zależność mocy mechanicznej pobieranej przez sprężarkę od współczynnika sprężu k_π i sprężu całkowitego sprężarki π_c . Są to wyniki obliczeń przeprowadzonych dla następujących danych wejściowych: strumień masy chłodzonego powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s, temperatura powietrza na wlocie do sprężarki $t_1 = 10$

°C, sprawność wewnętrzna części nisko- i wysokoprężnej $h_{CLP} = h_{CHP} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, sprawność chłodnicy $\eta_{ch} = 0,8$.



Rys. 5.5. Zależność mocy mechanicznej pobieranej przez sprężarkę od współczynnika sprężu k_π i sprężu całkowitego π_c . Strumień masy chłodzonego powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s, temperatura powietrza na wlocie do sprężarki $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna części nisko- i wysokoprężnej $h_{CLP} = h_{CHP} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, sprawność chłodnicy $\eta_{ch} = 0,80$

Z rysunków 5.4 i 5.5 wynika, że wpływ chłodzenia występuje w całym zakresie współczynnika sprężu k_π , sprężu całkowitego π_c i sprawności chłodnicy η_{ch} . Jednak każda krzywa posiada minimum, którego położenie jest zależne od sprężu całkowitego π_c i niezależne od sprawności chłodnicy η_{ch} . Interesujące jest położenie minimum w zakresie dolnych wartości współczynnika sprężu k_π (dla przedstawionych wartości sprężu $k_{\pi_{min}} = 0,13 \div 0,24$).

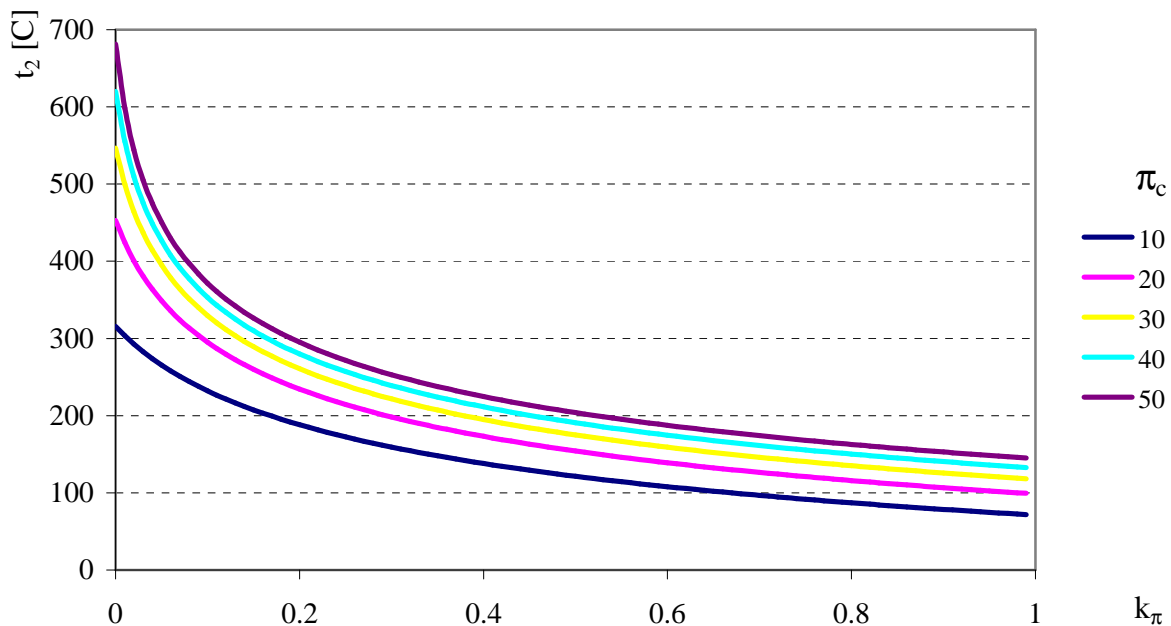
Powietrze po opuszczeniu sprężarki jest ogrzewane w komorze spalania do temperatury t_3 , której wartość powinna być, ze względów energetycznych, możliwie wysoka. Jest ona jednak ograniczona wytrzymałością łopatek turbiny. Gdyby sprężanie powietrza realizować dwustopniowo z wykorzystaniem chłodzenia międzystopniowego, to na wylocie ze sprężarki temperatura powietrza będzie niższa, niż w przypadku sprężania jednostopniowego. Dla utrzymania odpowiedniej wartości temperatury czynnika na wlocie do turbiny t_3 będzie konieczne dostarczenie większej ilości paliwa. Tak więc występują dwa przeciwstawne skutki chłodzenia międzystopniowego: spadek mocy mechanicznej pobieranej przez sprężarkę i wzrost strumienia paliwa dostarczanego do układu.

Oszacowanie wpływu chłodzenia międzystopniowego na drodze analitycznej jest trudne. Przy pomocy modelu komputerowego możliwe jest wyzna-

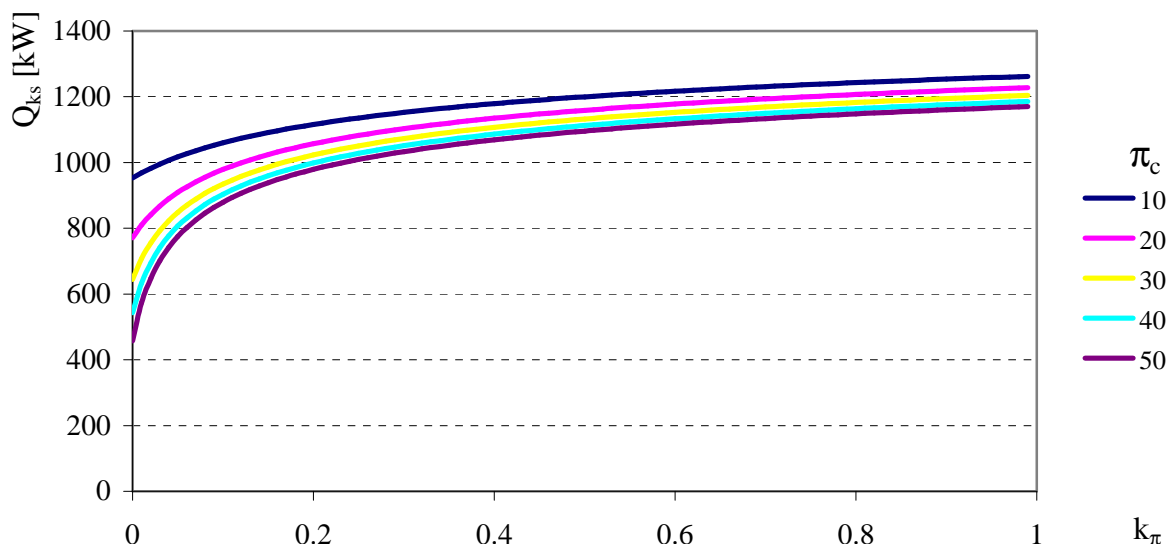
czenie z wysoką dokładnością charakterystyk układu gazowego w szerokich granicach zmienności jego parametrów. Poniżej zostaną przedstawione niektóre wyniki obliczeń komputerowych układu Chenga z chłodzeniem międzystopniowym sprężanego powietrza.

Rys. 5.6 przedstawia zależność temperatury powietrza na wylocie ze sprężarki t_2 od sprężu całkowitego sprężarki π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1\text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$. Zakres sprężu całkowitego $\pi_c = 10 \div 50$, zakres współczynnika sprężu $k_\pi = 0 \div 1$.

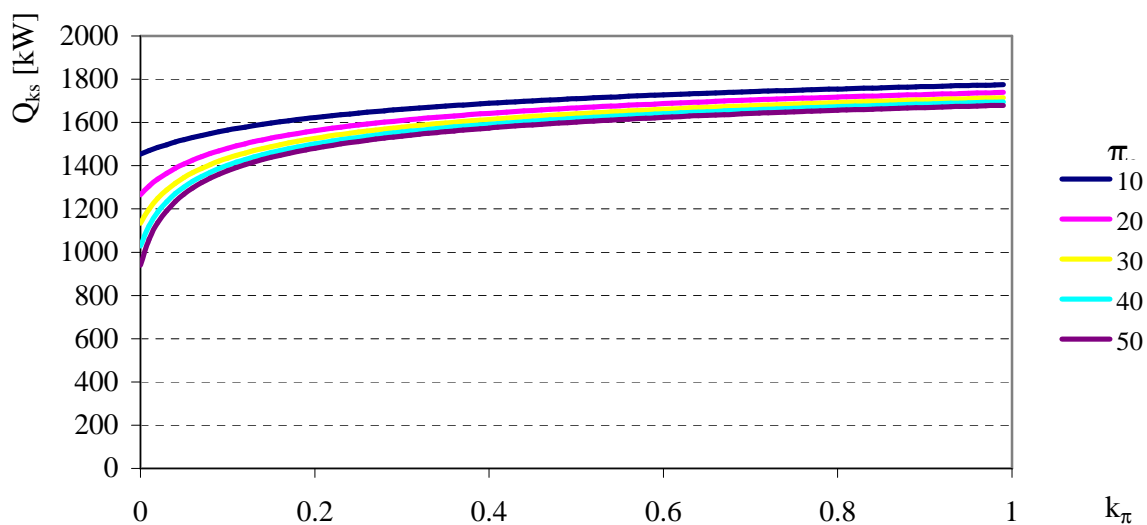
Jak zostało wspomniane, wraz ze spadkiem temperatury powietrza na wylocie ze sprężarki do komory spalania musi być dostarczany większy strumień masy paliwa. Rys. 5.7 i 5.8 przedstawiają zależność mocy cieplnej generowanej w komorze spalania, od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π , dla temperatury czynnika na wlocie do turbiny 1000 i 1300 $^\circ\text{C}$. Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1\text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$.



Rys. 5.6. Zależność temperatury powietrza na wylocie ze sprężarki od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1\text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$

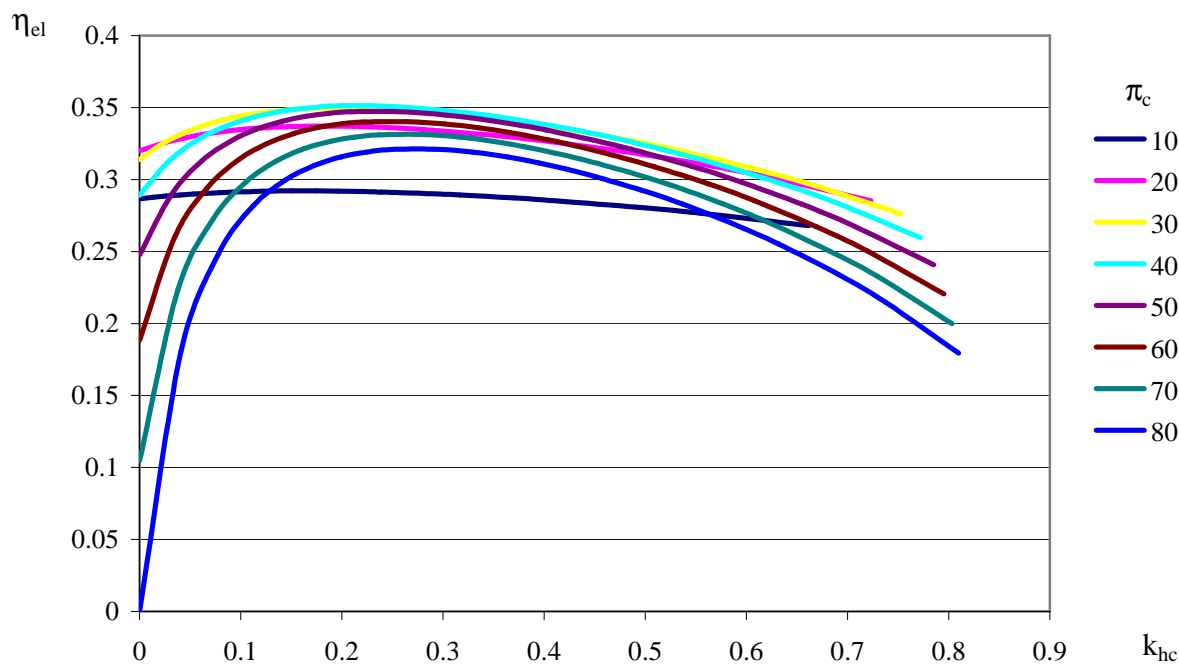


Rys. 5.7. Zależność mocy cieplnej komory spalania bez wtrysku pary od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$

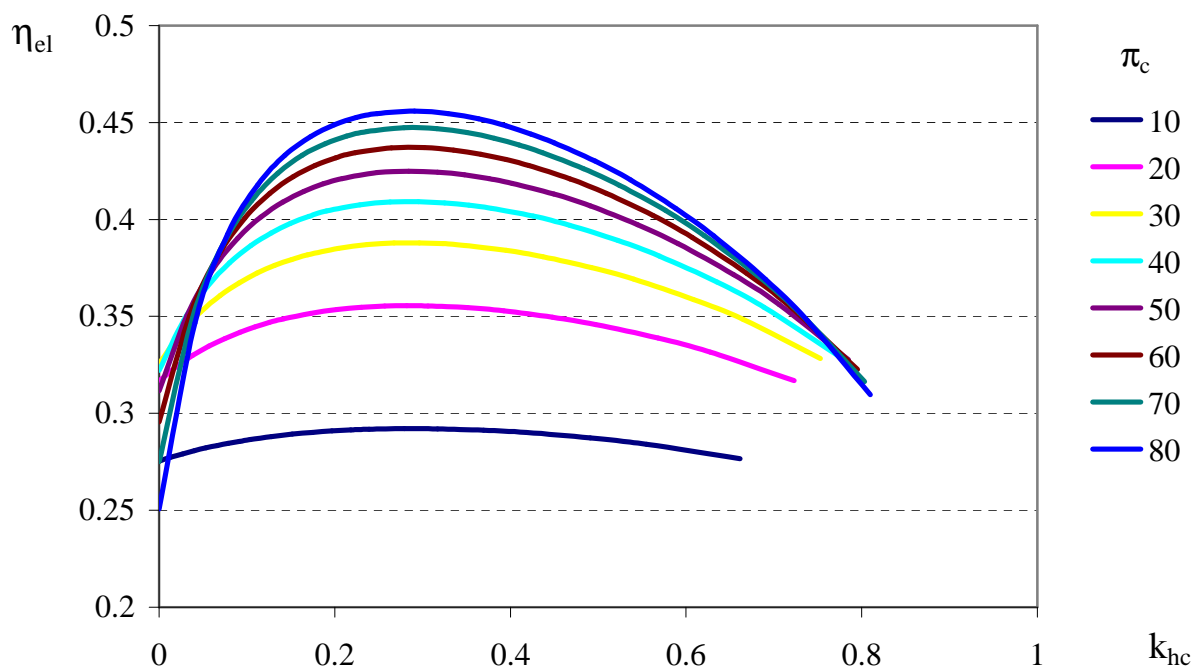


Rys. 5.8. Zależność mocy cieplnej komory spalania bez wtrysku pary od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$

Rysunki 5.9 i 5.10 przedstawiają wyniki obliczeń sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary w zależności od współczynnika sprężu k_π i sprężu całkowitego π_c dla temperatury czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i $1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Pozostałe parametry jak dla obliczeń mocy cieplnej komory spalania.



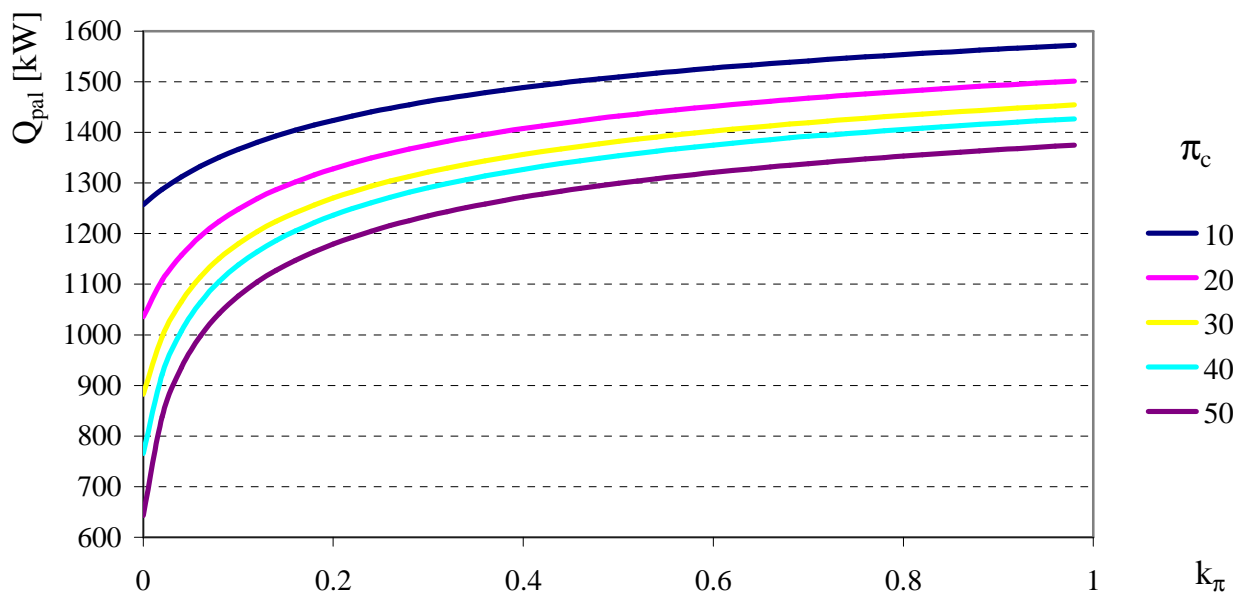
Rys. 5.9. Sprawność elektryczna układu Chenga bez wtrysku pary w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_{π} . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$



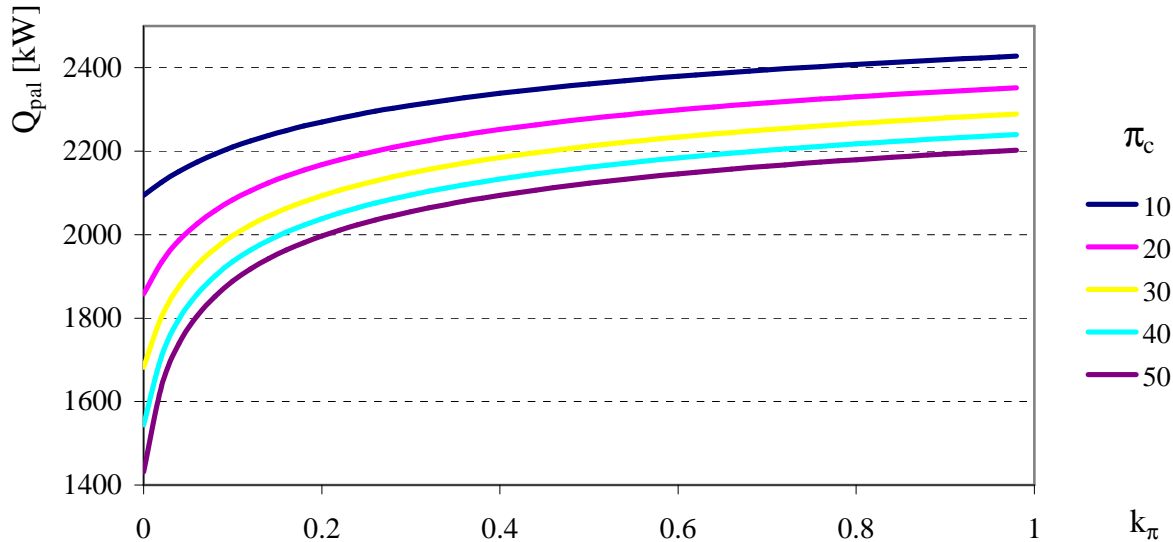
Rys. 5.10. Sprawność elektryczna układu Chenga bez wtrysku pary w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_{π} . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$

Analizując wyniki obliczeń układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania z chłodzeniem międzystopniowym sprężanego powietrza można stwierdzić, że chłodzenie takie jest interesującą metodą podnoszenia sprawności elektrycznej. Przyrost sprawności jest zależny od parametrów, zwłaszcza od sprężu, co jest oczywiste. Im większy bowiem spręż, tym poważniejszy udział mocy sprężarki w bilansie energetycznym układu. Zastosowanie chłodzenia międzystopniowego w połączeniu z odpowiednio dobranym sprężem całkowitym pozwala na wzrost mocy rzędu kilku procent, co jest wynikiem niebagatelnym.

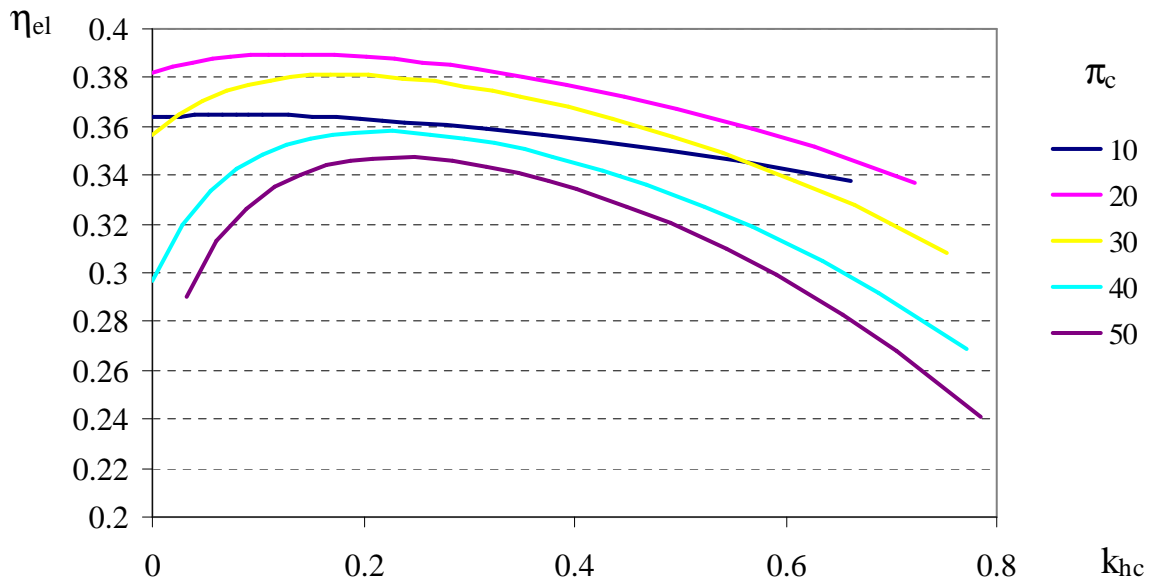
W kolejnej fazie eksperymentu numerycznego przeprowadzone zostały obliczenia przy pomocy zaimplementowanego modelu komputerowego układu Chenga z wtryskiem pary, a wyniki zostały przedstawione poniżej. Rysunki 5.11 i 5.12 przedstawiają moc cieplną komory spalania, a rysunki 5.13 i 5.14 sprawność elektryczną układu z pełnym wtryskiem pary do komory spalania w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π , dla temperatury czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C. Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$.



Rys. 5.11. Moc cieplna komory spalania układu Chenga przy pełnym wtrysku pary w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ °C, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$



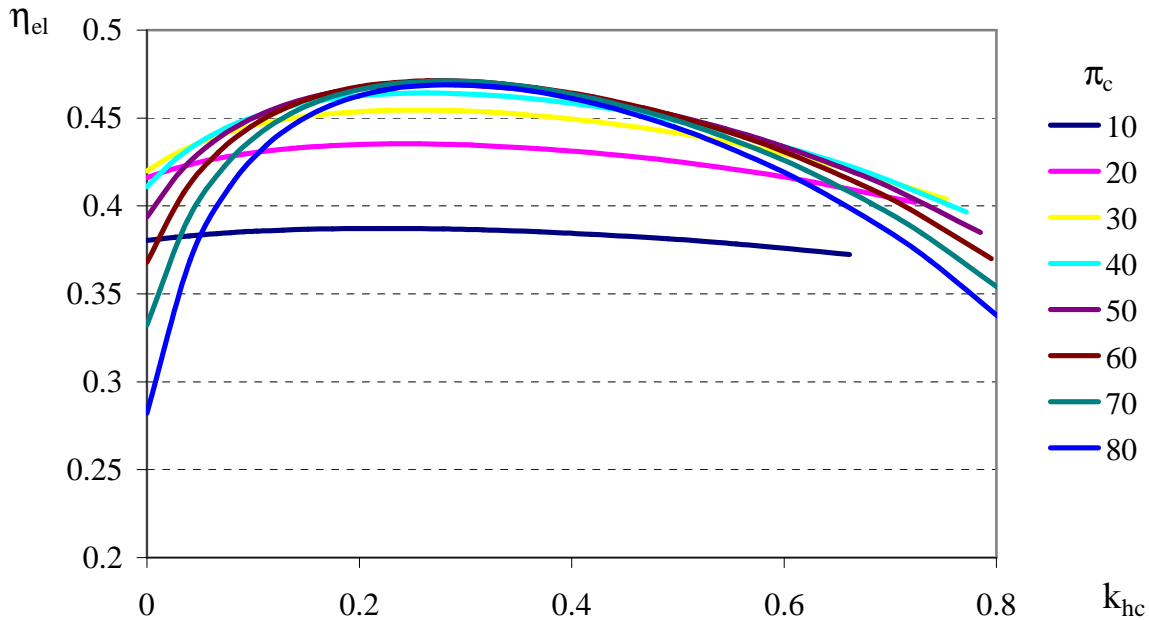
Rys. 5.12. Moc cieplna komory spalania układu Chenga przy pełnym wtrysku pary w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$



Rys. 5.13. Sprawność elektryczna układu Chenga przy pełnym wtrysku pary w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$

Przedstawione wyniki wykazują możliwość podnoszenia sprawności elektrycznej układu Chenga przy pomocy chłodzenia międzystopniowego także podczas wtrysku pary do komory spalania. Przy pełnym wtrysku pary maksymalny przyrost sprawności elektrycznej jest mniejszy, niż w przypadku bez

wtrysku i wynosi ok. 1 %. Po osiągnięciu maksimum przy niewielkiej wartości współczynnika k_π krzywe sprawności maleją, a im większy jest spręż, tym pochYLENIE jest większe.



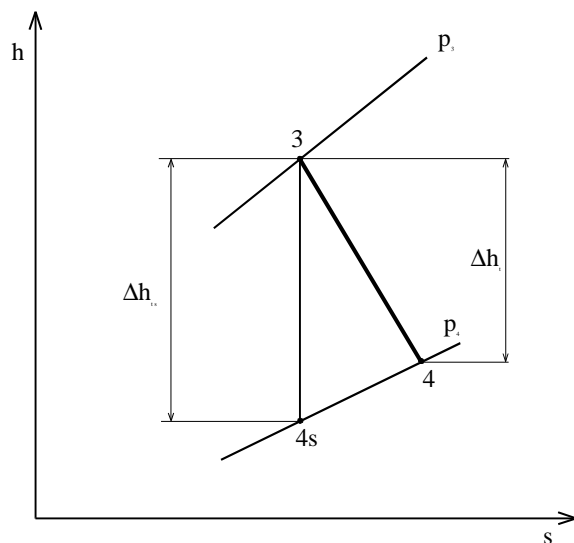
Rys. 5.14. Sprawność elektryczna układu Chenga przy pełnym wtrysku pary w zależności od sprężu całkowitego π_c i współczynnika sprężu k_π . Temperatura czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1300\text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10\text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1\text{ MPa}$, sprawność chłodnicy międzystopniowej $\eta_{ch} = 0,80$

5.2. Przegrzew międzystopniowy

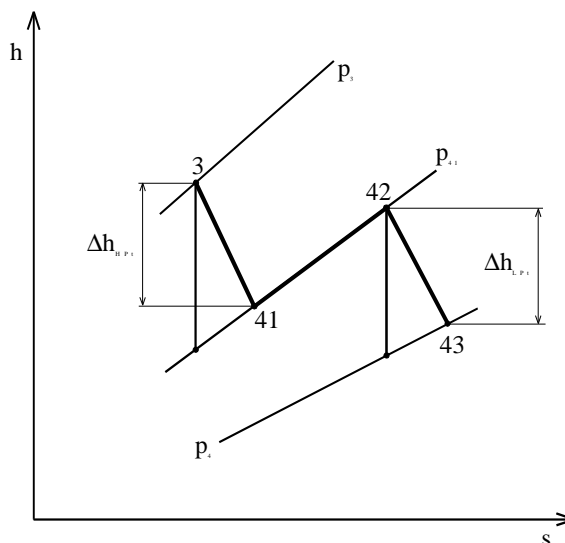
Przegrzew międzystopniowy jest jednym ze sposobów podnoszenia sprawności termicznej obiegów siłowni cieplnych. W siłowniach parowych jest on stosowany powszechnie, natomiast w siłowniach gazowych należy do rzadkości. Dzięki zastosowaniu przegrzewu międzystopniowego następuje podniesienie średniej temperatury górnego źródła ciepła, co prowadzi do zwiększenia pracy obiegu, a tym samym mocy jednostkowej i sprawności termicznej.

W siłowni parowej para wodna po częściowym rozprężeniu w części wysokoprężnej turbiny kierowana jest z powrotem do kotła, gdzie następuje podniesienie jej temperatury i entalpii, po czym następuje jej dalsze rozprężanie w turbinie. W siłowni gazowej pracującej w układzie otwartym przegrzew międzystopniowy realizowany jest poprzez spalanie paliwa w czynniku zawierającym jeszcze wystarczająco dużą ilość tlenu we wtórnej komorze spalania. Czynnik po opuszczeniu pierwszej komory spalania rozprężany jest częściowo

w części wysokoprężnej turbiny, po czym ogrzewany w drugiej komorze spalania. Ogrzany czynnik rozprężany jest dalej w części niskoprężnej turbiny.



Rys. 5.15. Rozprężanie czynnika termodynamicznego w turbinie bez przegrzewu międzystopniowego



Rys. 5.16. Rozprężanie czynnika termodynamicznego w turbinie z przegrzewem międzystopniowym

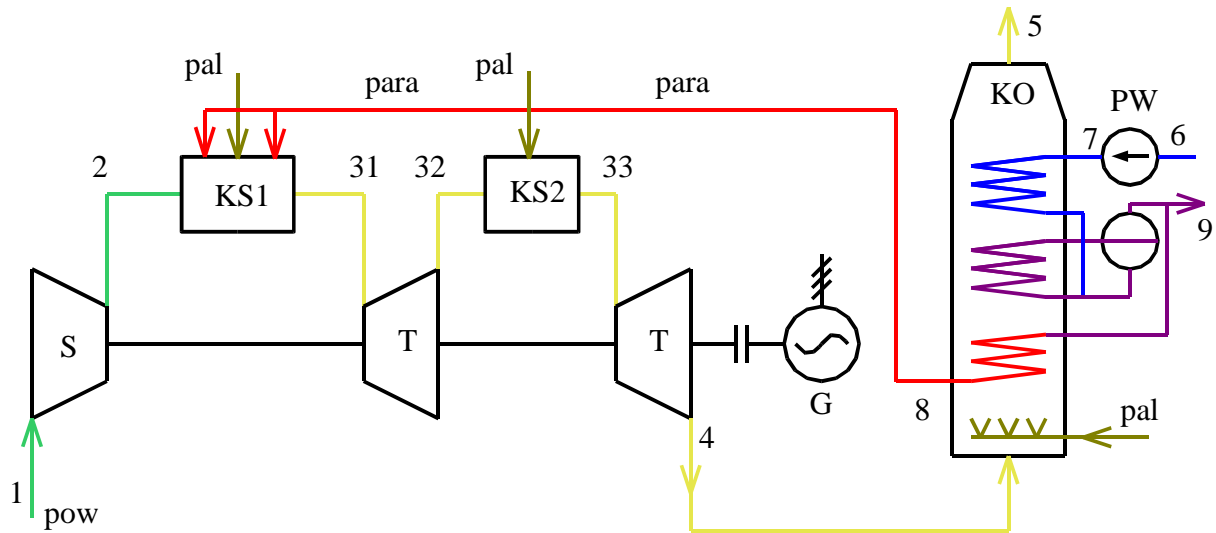
Proces rozprężania czynnika w turbinie bez przegrzewu i z przegrzewem przedstawiony jest na rysunkach 5.15 i 5.16. W wyniku rozprężania czynnika w turbinie z przegrzewem międzystopniowym wytwarzana jest większa ilość energii mechanicznej, niż w turbinie bez przegrzewu w takim samym zakresie ciśnień. Energia mechaniczna pobierana przez sprężarkę pozostaje przy tym niezmienną, rośnie jednak strumień masy paliwa doprowadzonego do układu. Przyrost energii cieplnej, dostarczanej do układu z paliwem, jest mniejszy, niż przyrost mocy mechanicznej generowanej w turbinie. Powoduje to wzrost sprawności elektrycznej układu, co zostanie udowodnione przy zastosowaniu modelu komputerowego.

Rys. 5.17 przedstawia schemat, a rys. 5.18 obieg termodynamiczny układu turbogazowego z przegrzewem międzystopniowym. Dla sprężu całkowitego π_c wprowadzony zostaje współczynnik podziału ciśnienia w turbinie k_π mówiący i położeniu izobary p_{41} . Może zajmować ona dowolne położenie między izobarami p_3 i p_4 . Jej położenie nie jest obojętne dla charakterystyk układu gazowego, tak tradycyjnego jak i układu Chenga.

Współczynnik podziału ciśnienia w turbinie jest definiowany następująco

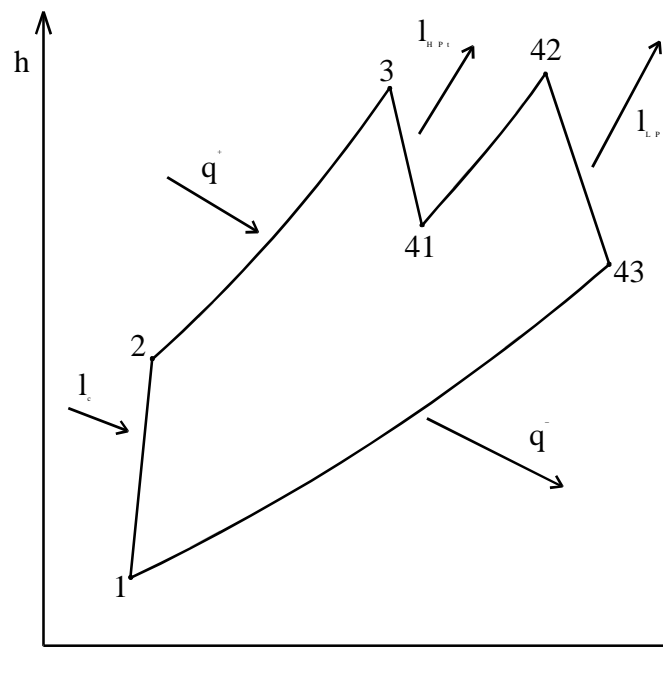
$$k_\pi = \frac{p_3 - p_{41}}{p_3 - p_4}, \quad (5.3)$$

gdzie: p_3 – ciśnienie na wlocie do części wysokoprężnej turbiny
 p_{41} – ciśnienie na wylocie z części wysokoprężnej turbiny
 p_4 – ciśnienie na wylocie z części niskoprężnej turbiny.



Rys. 5.17. Schemat układu gazowego z przegrzewem międzystopniowym

Niska wartość współczynnika podziału ciśnienia w turbinie oznacza, że izobara p_{41} leży blisko izobary p_3 , i odwrotnie. W zależności od niego w części nisko- i wysokoprężnej będzie generowana większa bądź mniejsza moc mechaniczna. Także strumień paliwa doprowadzany do pierwszej i drugiej komory spalania będzie większy bądź mniejszy. Spadek entalpii w części niskoprężnej turbiny będzie miał wpływ na temperaturę wylotową spalin, co w przypadku układu Chenga będzie miało z kolei wpływ na produkcję pary w kotle odzyskowym.



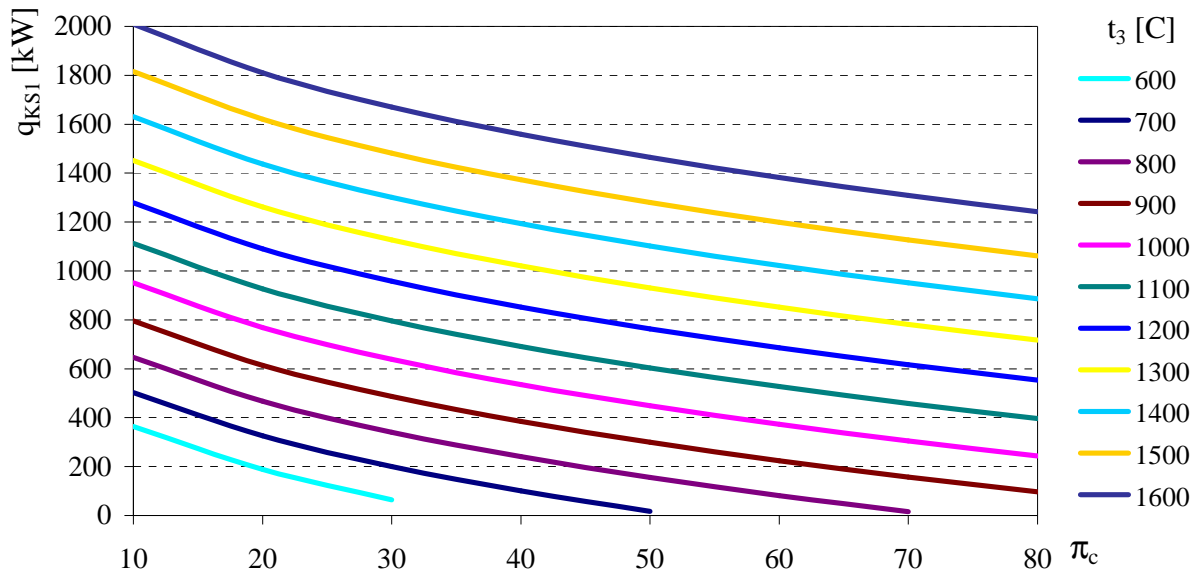
Rys. 5.18. Obieg układu gazowego z przegrzewem międzystopniowym

Temperatura spalin na wlocie do części niskoprężnej turbiny jest zwykle taka sama, jak na wlocie do części wysokoprężnej. Taki właśnie przypadek został założony przy wykonywaniu obliczeń układu Chenga, zarówno bez wtrysku

jak i z wtryskiem pary do komory spalania. Wtrysk pary odbywa się wyłącznie do pierwotnej komory spalania.

Poniżej zostaną przedstawione niektóre wyniki obliczeń układu Chenga z przegrzewem międzystopniowym dla wybranych temperatur spalin na wylocie z komór spalania i różnych wartości współczynnika podziału ciśnienia w turbinie.

W zależności od sprężu π_c i temperatury na wylocie z pierwszej komory spalania t_3 zostaje wyznaczona moc cieplna tej komory. Im większy jest spręż, tym wyższa jest temperatura powietrza na wylocie ze sprężarki, i dla danej temperatury t_3 mniejsza będzie moc cieplna komory spalania. Zależność ta przedstawiona jest na rys. 5.19. Rysunki 5.20 i 5.21 przedstawiają zależność mocy cieplnej wtórnej komory spalania, zaś rysunki 5.22 i 5.23 mocy elektrycznej układu od współczynnika podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi t}$ i sprężu π_c dla temperatury czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C.

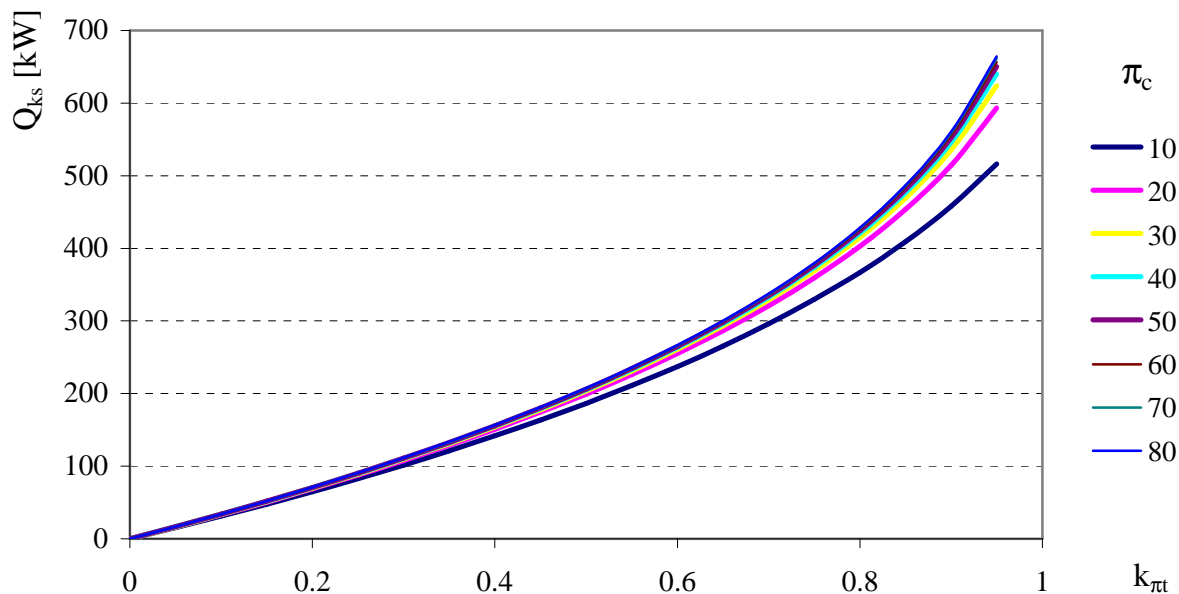


Rys. 5.19. Zależność mocy cieplnej pierwotnej komory spalania układu Chenga bez wtrysku pary do komory spalania od sprężu π_c i temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej t_3 . Temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzną sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s

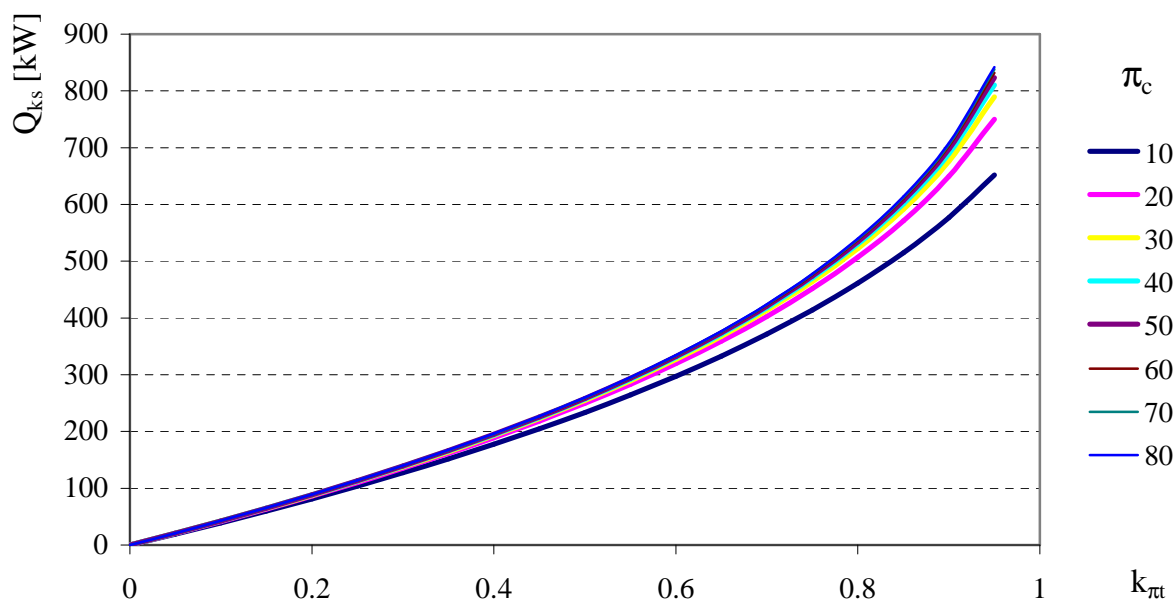
Stosunkiem mocy elektrycznej układu N_{el} i mocy cieplnej komór spalania jest sprawność elektryczna, której zależność od współczynnika podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi t}$ i sprężu π_c przedstawiona jest na rysunkach 5.24 i 5.25.

Obliczenia zostały przeprowadzone dla wtrysku pary w zakresie $0 \div \dot{m}_{max}$. Wyniki obliczeń układu Chenga z maksymalnym wtryskiem pary do komory spalania zostały przedstawione poniżej. Rysunki 5.26÷5.27 przedstawiają zależność mocy elektrycznej N_{el} od współczynnika podziału ciśnienia $k_{\pi t}$ i sprężu π_c dla temperatury spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000$ i 1300 °C. Pozostałe dane wejściowe to temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność

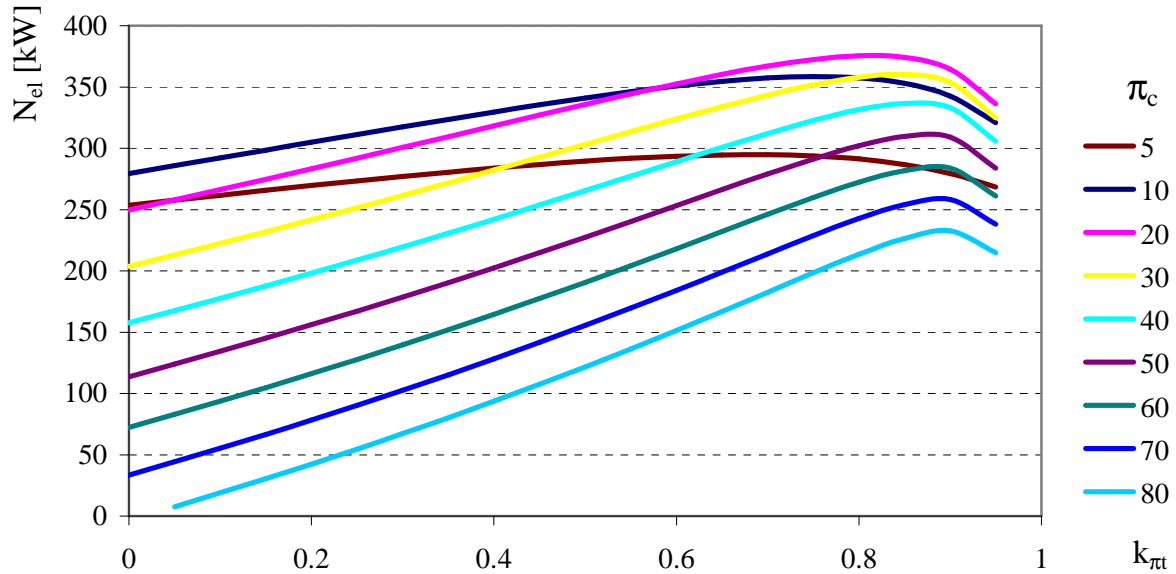
wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s.



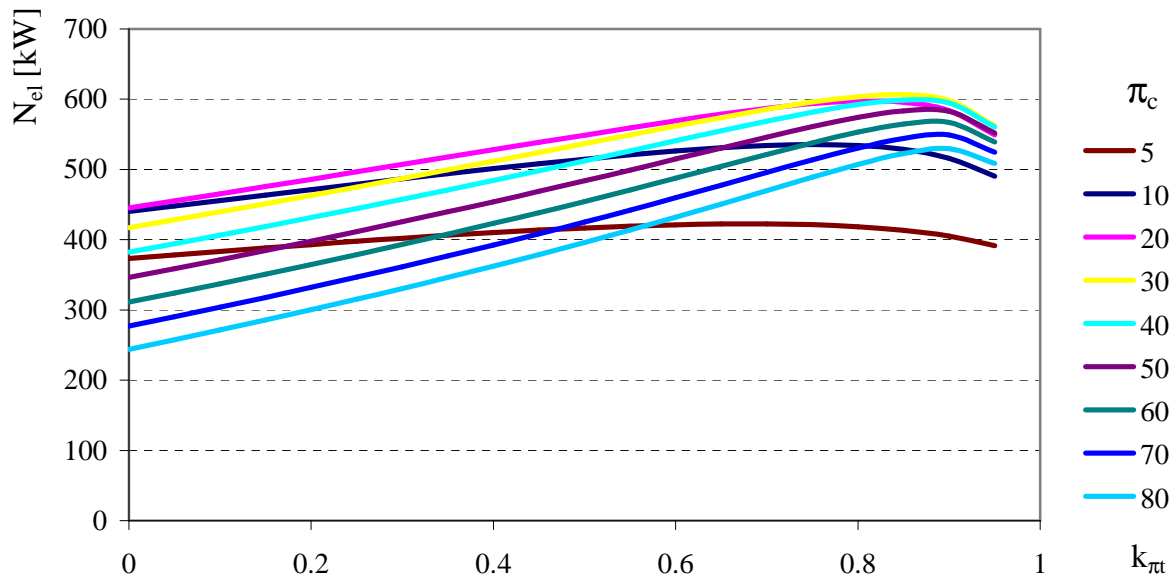
5.20. Zależność mocy cieplnej wtórnej komory spalania układu Chenga bez wtrysku pary od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1000$ °C, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s



5.21. Zależność mocy cieplnej wtórnej komory spalania układu Chenga bez wtrysku pary od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1300$ °C, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s

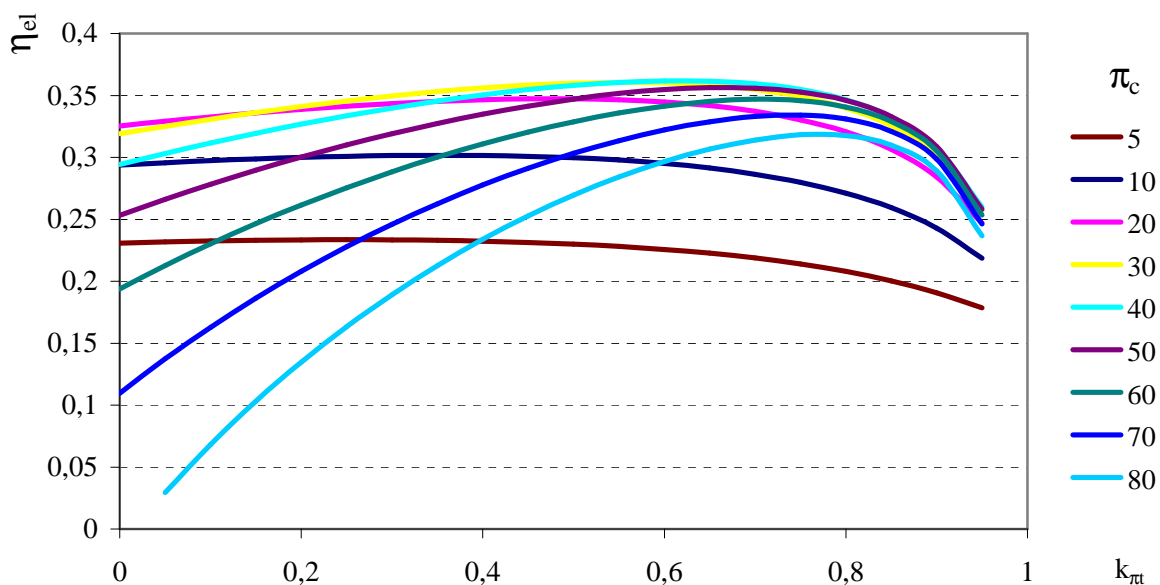


5.22. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 1 \text{ kg/s}$

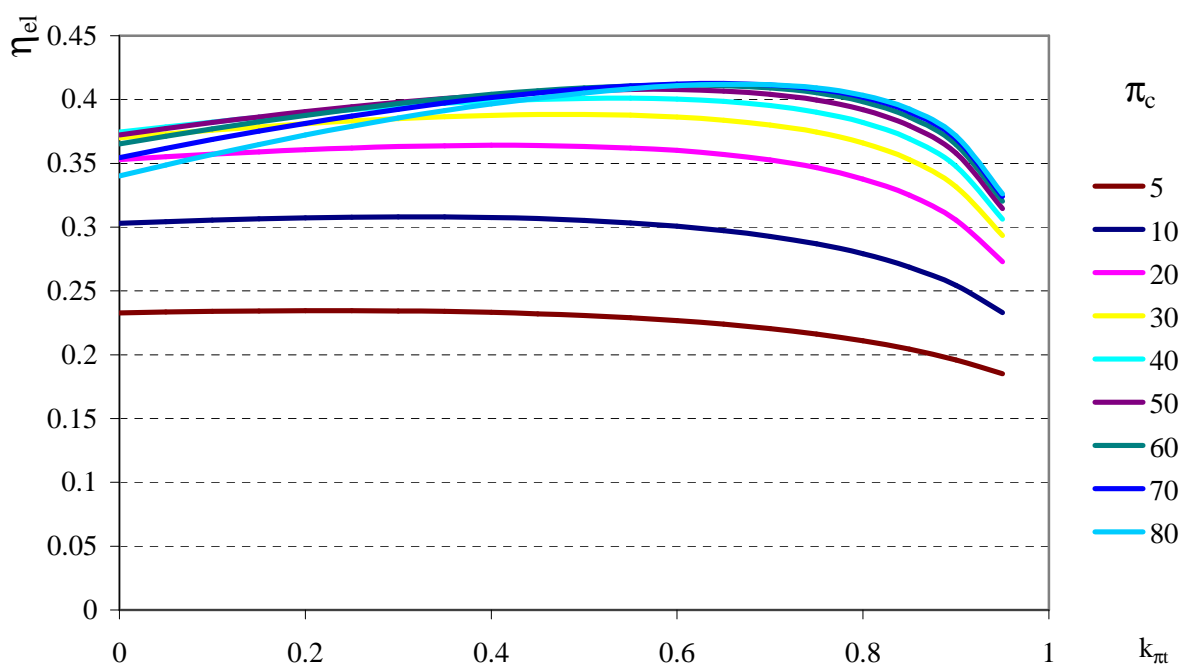


5.23. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{\text{pow}} = 1 \text{ kg/s}$

Na rys. 5.28 i 5.29 przedstawione są zależności sprawności elektrycznej od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Pozostałe dane wejściowe jak przy obliczeniach mocy elektrycznej.



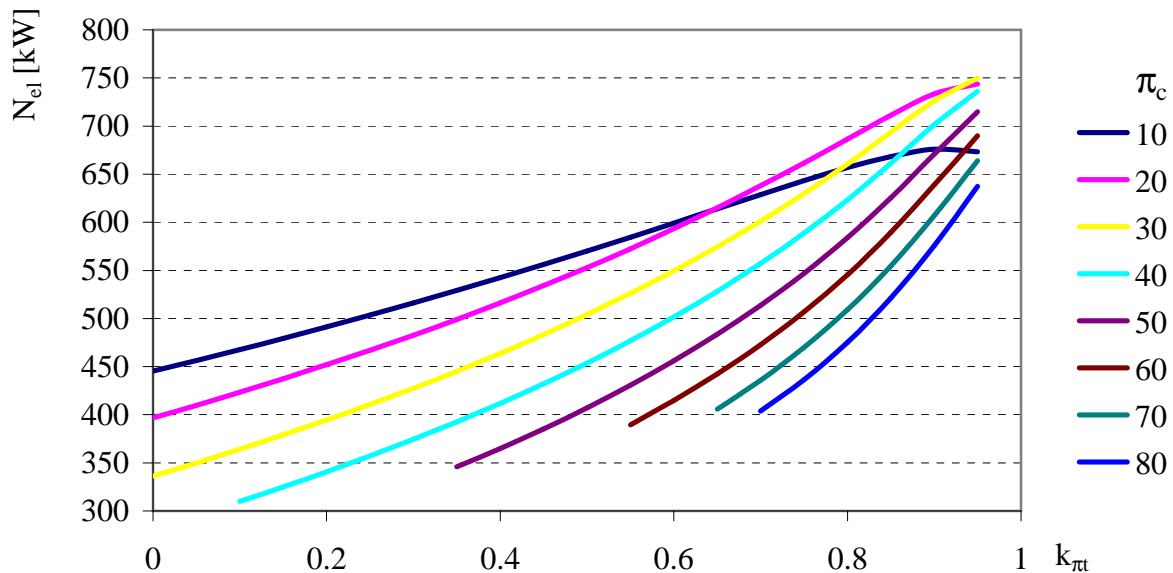
5.24. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1 \text{ kg/s}$



5.25. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga bez wtrysku pary od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1300 \text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1 \text{ kg/s}$

Analizując przedstawione wyniki zauważa się znaczny przyrost mocy i sprawności elektrycznej układu Chenga z przegrzewem międzystopniowym, zwłaszcza przy pełnym wtrysku pary do komory spalania. Przyrosty mocy i sprawności zależne są od sprężu całkowitego π_c , współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i temperatury gazu na wlocie do turbiny t_3 . Interesująca jest także możliwość zastosowania wyższych sprężów π_c po wprowadzeniu przegrzewu międzystopniowego.

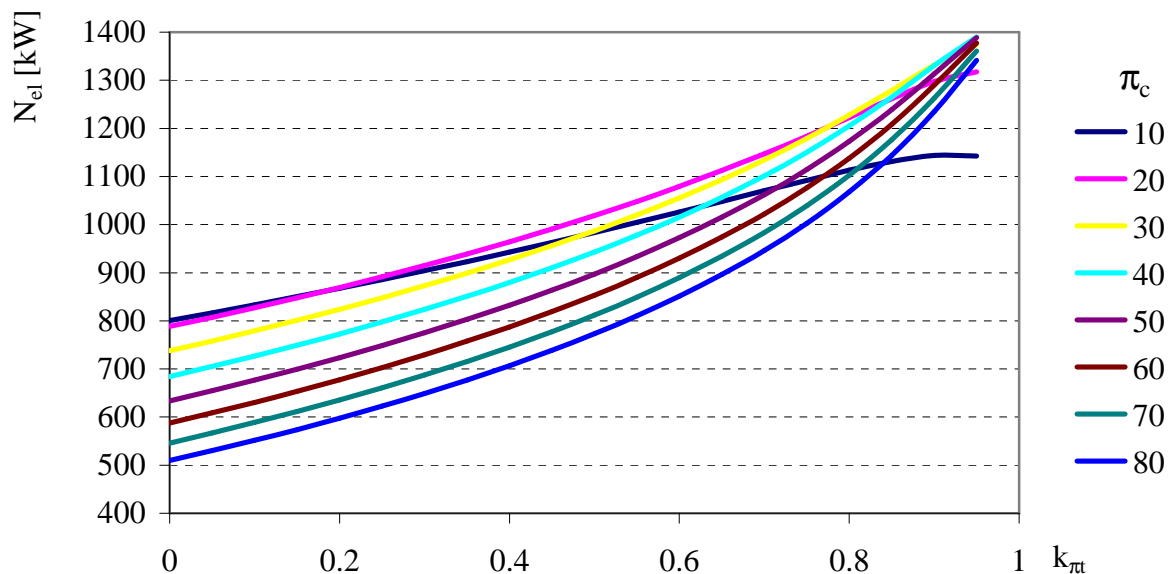
Interesujące są możliwości podniesienia sprawności elektrycznej układu. Maksyma sprawności w przypadku bez wtrysku pary leżą o kilka procent wyżej w układzie z przegrzewem międzystopniowym, niż bez przegrzewu, a z pełnym wtryskiem maksimum sprawności może leżeć nawet ponad 10 % wyżej, niż bez przegrzewu. Oznacza to, że przegrzew międzystopniowy czynnika termodynamicznego w układzie Chenga jest atrakcyjniejszym sposobem podnoszenia sprawności, niż dla prostego układu gazowego.



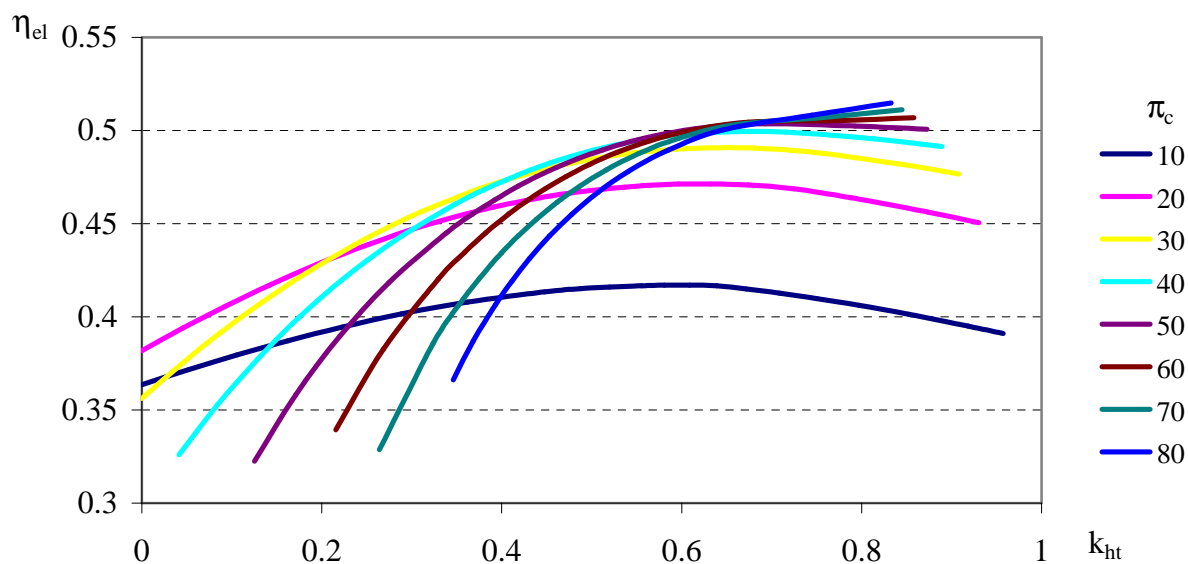
5.26. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1000$ °C, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10$ °C, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1$ MPa, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1$ kg/s

Także przyrosty mocy elektrycznej są zadziwiająco wysokie. Są one oczywiście zależne od wielu parametrów, ale jak wykazują uzyskane wyniki, możliwe są przyrosty przekraczające 100 %. Wynika to z wyższej wartości temperatury spalin opuszczających turbinę t_5 , w której zastosowany jest międzystopniowy przegrzew czynnika. Wyższa temperatura spalin umożliwia uzyskanie w kotle odzyskowym wyższych parametrów pary wodnej, która jest następnie wtryskiwana do komory spalania. Tak więc wyższa temperatura spalin na

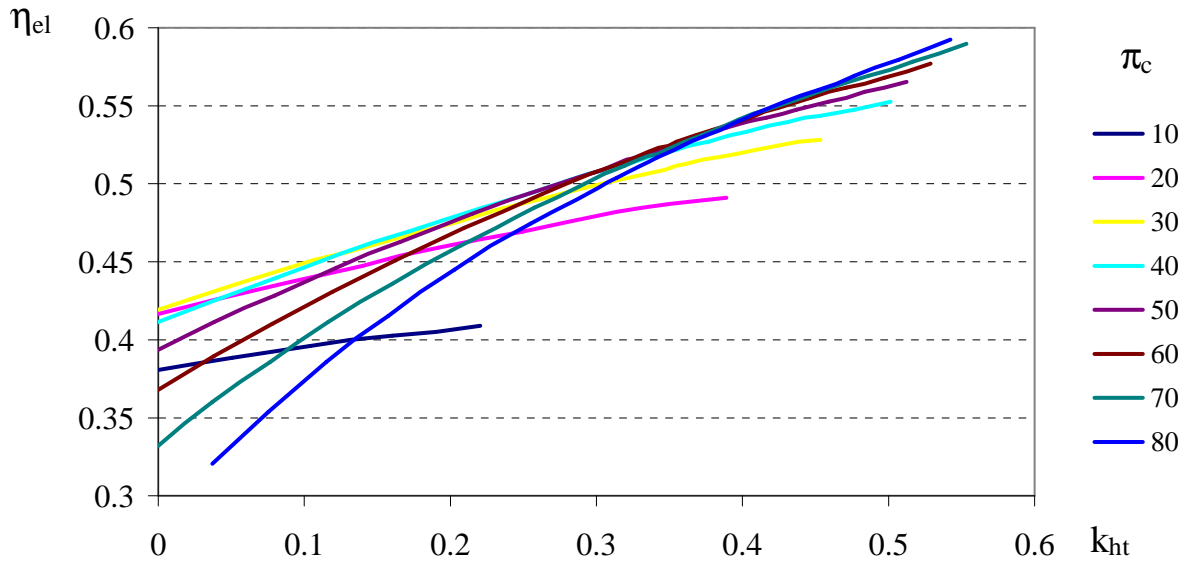
wylocie z turbiny nie będzie powodowała wzrostu straty kominowej i obniżenia sprawności, co miałyby miejsce w gazowym układzie prostym.



5.27. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1 \text{ kg/s}$



5.28. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1 \text{ kg/s}$



5.29. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia k_{π} i sprężu π_c . Temperatury spalin na wlocie do turbiny wysokoprężnej $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, temperatura powietrza na wlocie do układu $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, sprawność wewnętrzna sprężarki $\eta_{ic} = 0,86$, ciśnienie powietrza na wlocie $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, strumień masy powietrza $\dot{m}_{pow} = 1 \text{ kg/s}$

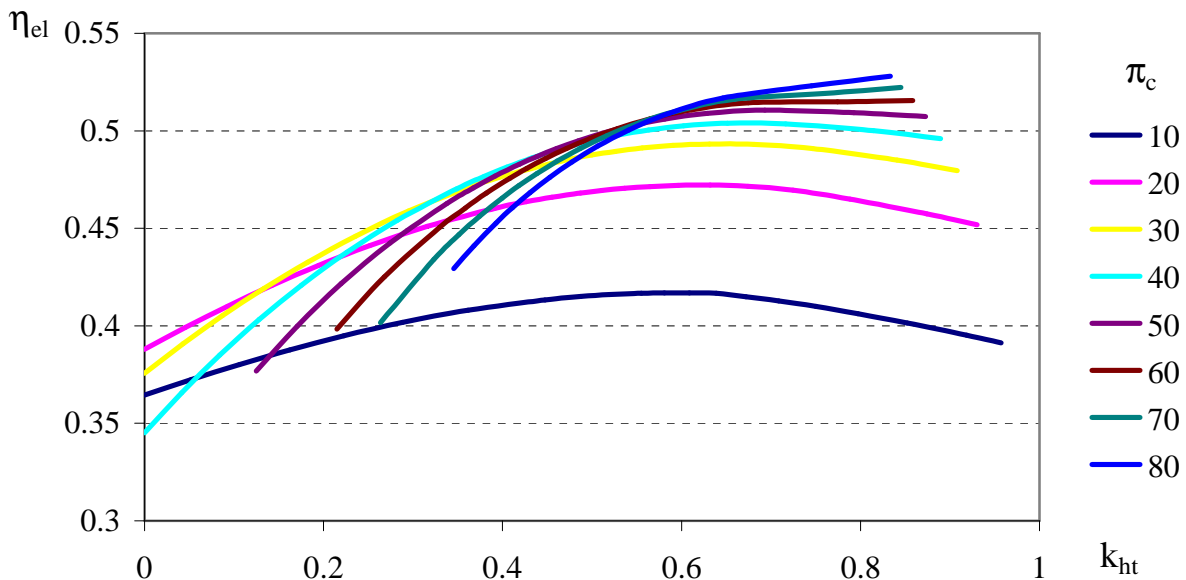
Przegrzew międzystopniowy wydaje się być zdecydowanie korzystnym rozwiązaniem podnoszącym własności energetyczne układu Chenga. Wyższe koszty inwestycyjne zostaną zrekomensowane większymi osiągnięciami i wyższymi sprawnościami. Korzyści wystąpią zarówno bez wtrysku pary do komory spalania, z wtryskiem częściowym i z wtryskiem pełnym. Fakt ten ma szczególne znaczenie w przypadku elastycznego układu kogeneracyjnego, w którym występują duże wahania mocy cieplnej a więc i strumienia masy wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej w zakresie od 0 do \dot{m}_{max} . Jeśli zostaną uwzględnione, z uwagi na małe odległości, małe straty przesyłu ciepła do odbiorców, to można stwierdzić, że układ Chenga wzbogacony o międzystopniowy przegrzew czynnika jest jednym z najatrakcyjniejszych, pod względem wykorzystania energii chemicznej paliwa, układów energetycznych. Bardzo niskie wartości emisji tlenków azotu są dodatkowym atutem.

5.3. Przegrzew i chłodzenie międzystopniowe

Zastosowanie przegrzewu międzystopniowego wraz z chłodzeniem międzystopniowym daje łączne korzyści obu tych sposobów podnoszenia sprawności. Poprzez chłodzenie międzystopniowe sprężanego powietrza uzyskiwany jest spadek mocy mechanicznej zużywanej przez sprężarkę, a przegrzew międzystopniowy spalin powoduje wzrost mocy mechanicznej wytwarzanej w turbinie. Poniżej zostały przedstawione niektóre wyniki obliczeń układu Chenga z chł-

dzeniem i przegrzewem międzystopniowym wykonane przy pomocy modelu komputerowego.

Rysunki 5.30 i 5.31 przedstawiają zależność sprawności elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi t}$ dla sprężu π_c z przedziału 10÷80 i współczynnika podziału ciśnienia w sprężarce $k_{\pi c} = 0,017$. Wartość ta została wybrana w dodatkowych obliczeniach, gdyż dla niej zaobserwowany został największy przyrost sprawności w szerokim zakresie sprężów dla temperatury $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$. Porównując rysunki 5.28 i 5.30 oraz 5.29 i 5.31 można zauważyć, że chłodzenie międzystopniowe przy zastosowaniu przegrzewu międzystopniowego pozwala na dalszy wzrost sprawności, a przyrost może wynieść 1÷2 %, w zależności od pozostałych parametrów. Dla małych wartości sprężu przyrost ten jest znikomo mały.

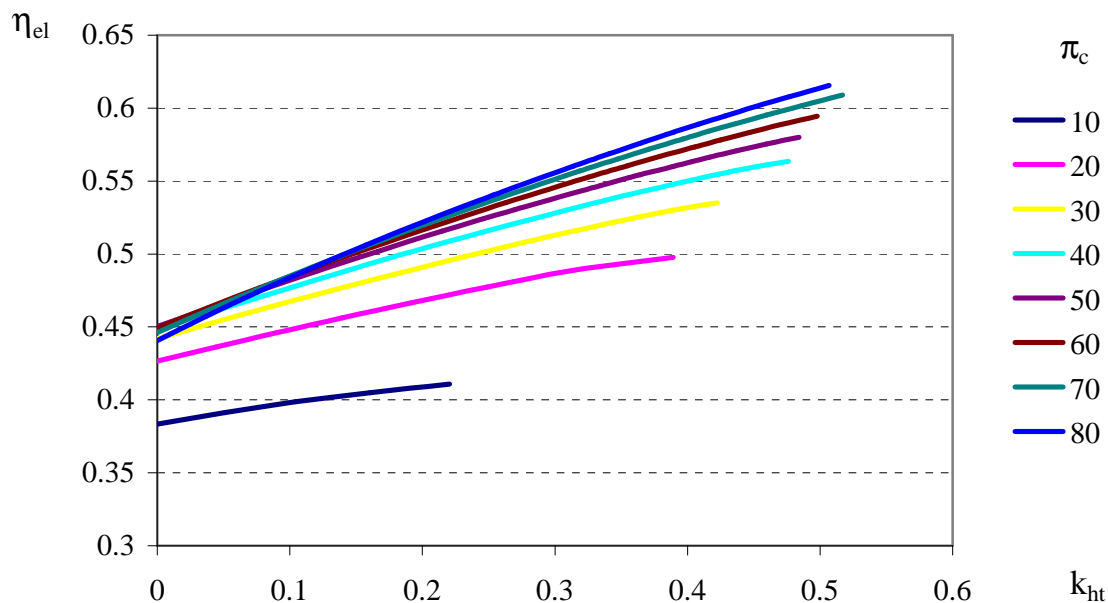


Rys. 5.30. Zależność sprawności układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi t}$ i sprężu całkowitego π_c . Temperatura gazu na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, współczynnik podziału ciśnienia w sprężarce $k_{\pi c} = 0,017$

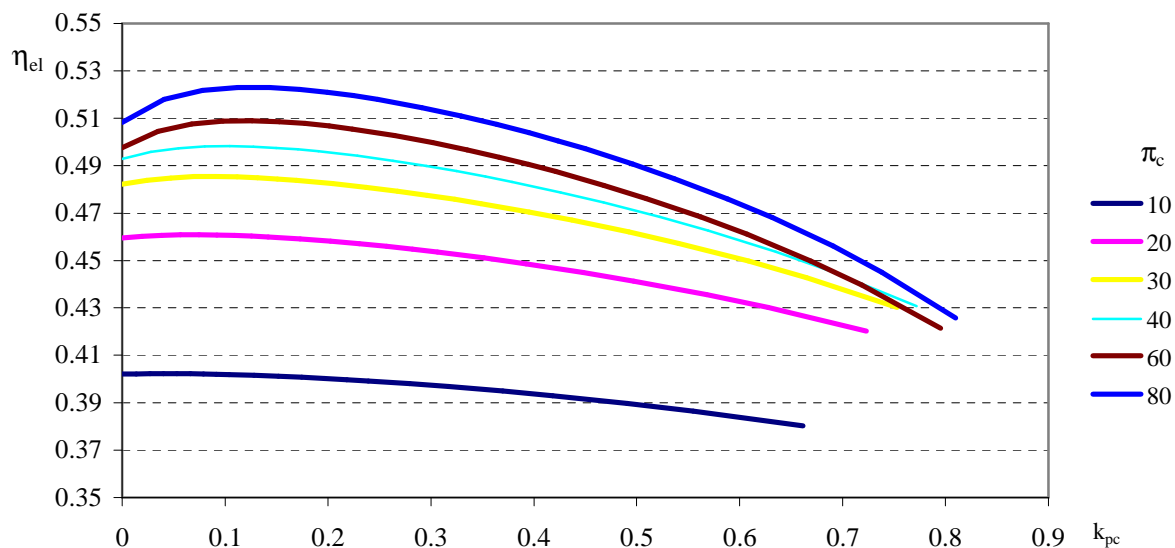
Rys. 5.32 przedstawia zależność sprawności, a 5.33 zależność mocy elektrycznej układu z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia w sprężarce $k_{\pi c}$ dla stałego współczynnika $k_{\pi t} = 0,98$, dla wybranych wartości sprężu całkowitego π_c i temperatury $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$.

Z rysunków tych wynika, że maksima krzywych sprawności występują przy innych wartościach współczynnika k_{hc} , niż krzywych mocy. W zakresie maksimów krzywych mocy występuje nawet spadek sprawności. Spadek sprawności wraz ze wzrostem k_{hc} po przekroczeniu maksimum spowodowany jest koniecznością dostarczenia do komory spalania większego strumienia masy pa-

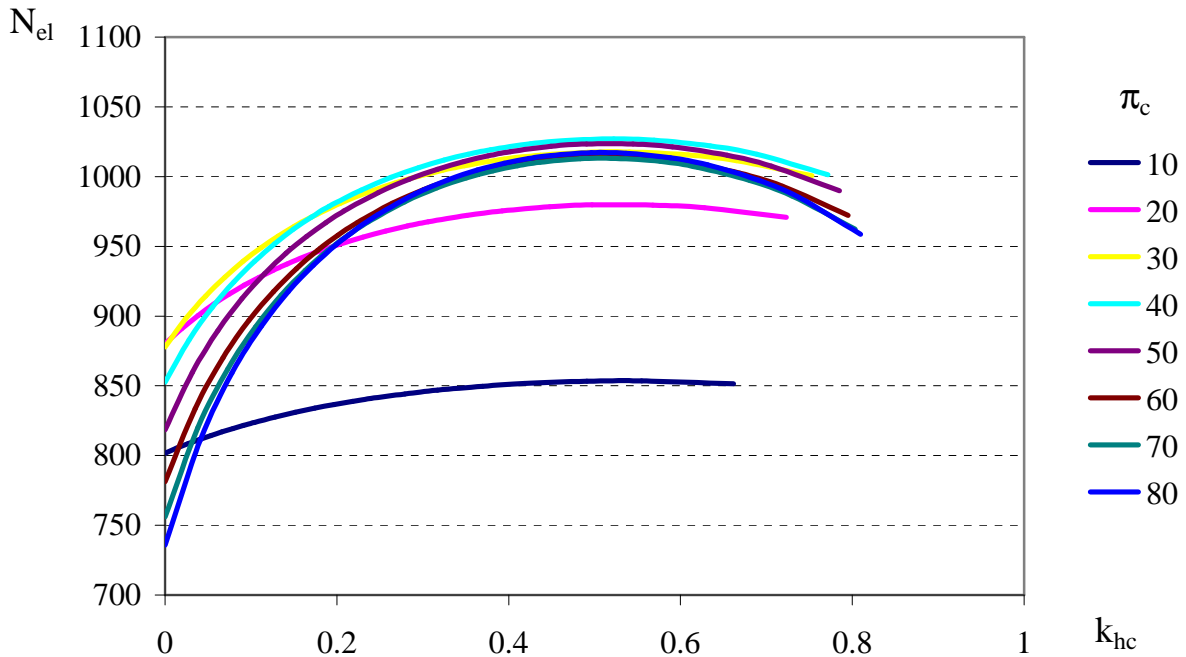
liwa, ponieważ temperatura i entalpia powietrza na wylocie ze sprężarki jest odpowiednio niższa. Przyrost strumienia paliwa jest większy, niż mocy elektrycznej wynikającej ze spadku mocy mechanicznej pochłanianej przez sprężarkę, co powoduje spadek sprawności.



Rys. 5.31. Zależność sprawności układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału ciśnienia w turbinie k_{π} i sprężu całkowitego π_c . Temperatura gazu na wlocie do turbiny $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$, współczynnik podziału ciśnienia w sprężarce $k_{\pi_c} = 0,017$



Rys. 5.32. Zależność sprawności elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału entalpii w sprężarce k_{π_c} i sprężu całkowitego π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, współczynnik podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi} = 0,98$



Rys. 5.33. Zależność mocy elektrycznej układu Chenga z pełnym wtryskiem pary do komory spalania od współczynnika podziału entalpii w sprężarce k_{hc} i sprężu całkowitego π_c . Temperatura spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$, współczynnik podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi} = 0,98$

Na podstawie przedstawionych wyników obliczeń można stwierdzić, że poprzez zastosowanie przegrzewu międzystopniowego spalin łącznie z chłodzeniem międzystopniowym sprężanego powietrza można uzyskać najwyższe sprawności i moce elektryczne układu Chenga dla danej temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 . Dla założonego współczynnika podziału ciśnienia w turbinie $k_{\pi} = 0,98$ przyrost sprawności jest zależny od sprężu całkowitego π_c i wynosi maksymalnie 2 %. Przyrost sprawności spowodowany przegrzewem międzystopniowym jest znacznie większy i może osiągnąć wartość kilkunastu procent. Maksymalne sprawności możliwe do uzyskania w układzie Chenga z przegrzewem i chłodzeniem międzystopniowym są ściśle zależne od temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 . Dla temperatur $t_3 = 1000$ i $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ maksymalne sprawności elektryczne układu wynoszą odpowiednio 52,80 i 61,55 %, co jest wynikiem niespotykanym obecnie w energetyce cieplnej. Tak wysokie wartości osiągnięte zostały dzięki daleko posuniętej karnotyzacji obiegu cieplnego, trudnej do osiągnięcia w innych konfiguracjach siłowni cieplnych.

Krzywe sprawności przedstawione na rys. 5.31 i część krzywych z rys. 5.30 wykazują tendencję wzrostową także na ich zakończeniach, co oznacza, że sprawność mogłaby dalej rosnąć wraz ze wzrostem współczynnika k_{ht} . Wzrost ten jest ograniczony składem spalin w drugiej komorze spalania. Wraz ze wzrostem k_{ht} , rośnie strumień spalane go paliwa, a więc i tlenu zawartego w powietrzu. Jeśli ilość tlenu będzie mniejsza od stechiometrycznej, wystąpią problemy związane ze spalaniem paliwa. W ramach niniejszej pracy jako paliwo rozpa-

trywany był jedynie gaz ziemny wysokometanowy. Wystąpienie większej ilości składników balastowych takich, jak np. N_2 spowoduje, że do uzyskania odpowiedniej temperatury spalin t_3 konieczne będzie spalanie większej ilości paliwa, i maksymalne wartości współczynnika k_{ht} będą mniejsze, a więc i maksymalna, możliwa do osiągnięcia sprawność będzie mniejsza. Oznacza to, że dla gazu ziemnego zaazotowanego, biogazu, gazu drzewnego i wielu innych gazów maksymalne sprawności będą znacznie niższe, niż przedstawione w pracy.

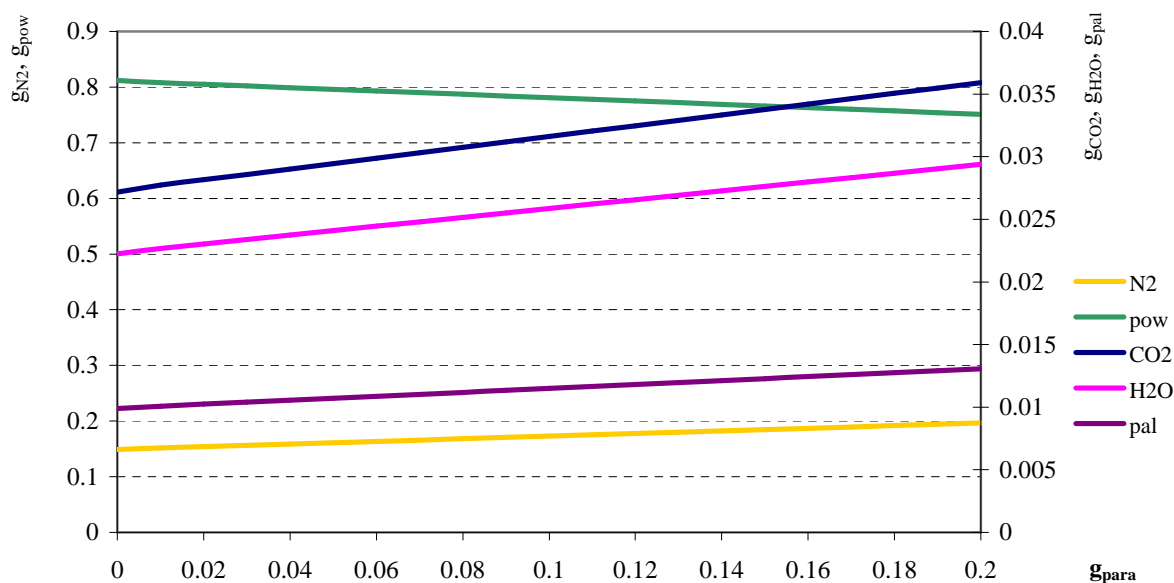
Wykonany w ramach pracy model rozbudowanego układu Chenga umożliwia przeprowadzenie obliczeń dla dowolnego składu paliwa i powinien zostać w przyszłości do tego wykorzystany. Z uwagi na niestabilną cenę importowanego gazu ziemnego wysokometanowego celowe wydaje się określenie maksymalnych sprawności, jakie można osiągnąć przy spalaniu biogazu, gazu koksowniczego, drzewnego i dowolnego gazu możliwego do pozyskania w naszym kraju, zwłaszcza traktowanego jako źródło energii odnawialnej.

6. Obliczenia numeryczne przepływu przez turbinę

6.1. Parametry czynnika

W układzie gazowym otwartym własności rozprężanego w turbinie gazu zależą od składu chemicznego oraz temperatury i ciśnienia. Ciśnienie czynnika na wlocie do turbiny zależy przede wszystkim od sprężu i numeru rozpatrywanego stopnia. Temperatura czynnika jest zależna również od numeru stopnia w turbinie i od obciążenia. Przy pełnym obciążeniu na wlocie do turbiny temperatura jest maksymalna i spada w miarę przepływu gazu przez kolejne stopnie.

Skład gazu zależy od ilości spalonego paliwa i od strumienia wtryskniętej do komory spalania pary [4], [19], [21], [24], [33], [40], [46], [69]. Im większy jest strumień masy wtryskiwanej pary, tym większa ilość paliwa musi zostać podana, aby została uzyskana odpowiednia temperatura spalin na wlocie do turbiny. Wraz ze wzrostem strumienia paliwa rośnie udział dwutlenku węgla i pary wodnej w spalinach, a maleje udział tlenu. Model komputerowy zaimplementowany w ramach pracy umożliwia obliczenie udziałów masowych poszczególnych składników czynnika i jego podstawowych własności termodynamicznych w zależności od strumienia masy wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej.

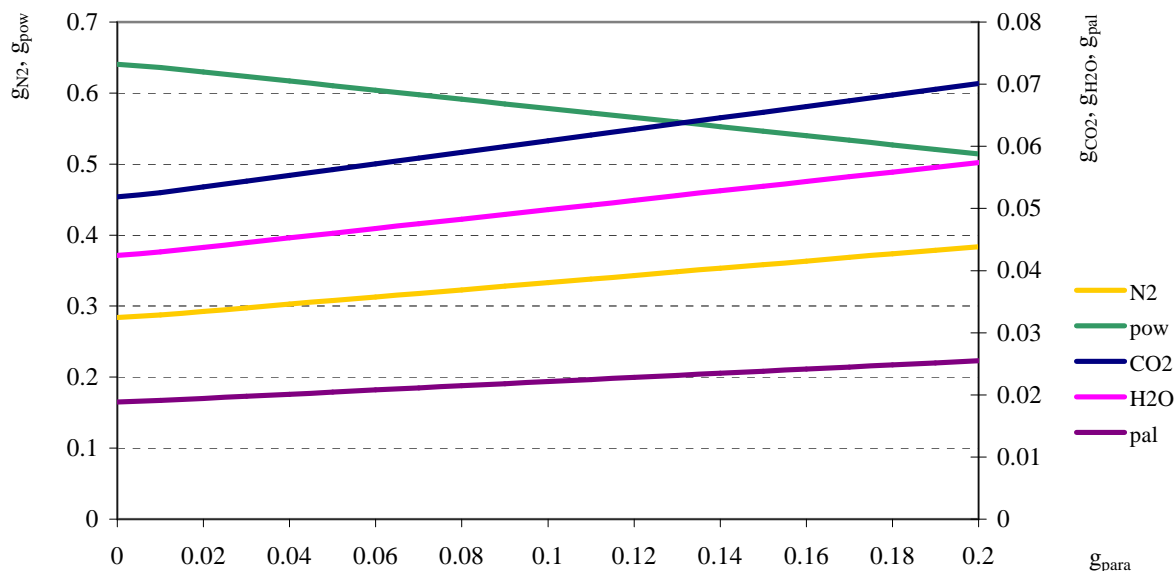


Rys. 6.1. Zależność udziałów masowych poszczególnych składników czynnika obiegowego na wlocie do turbiny od strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej.

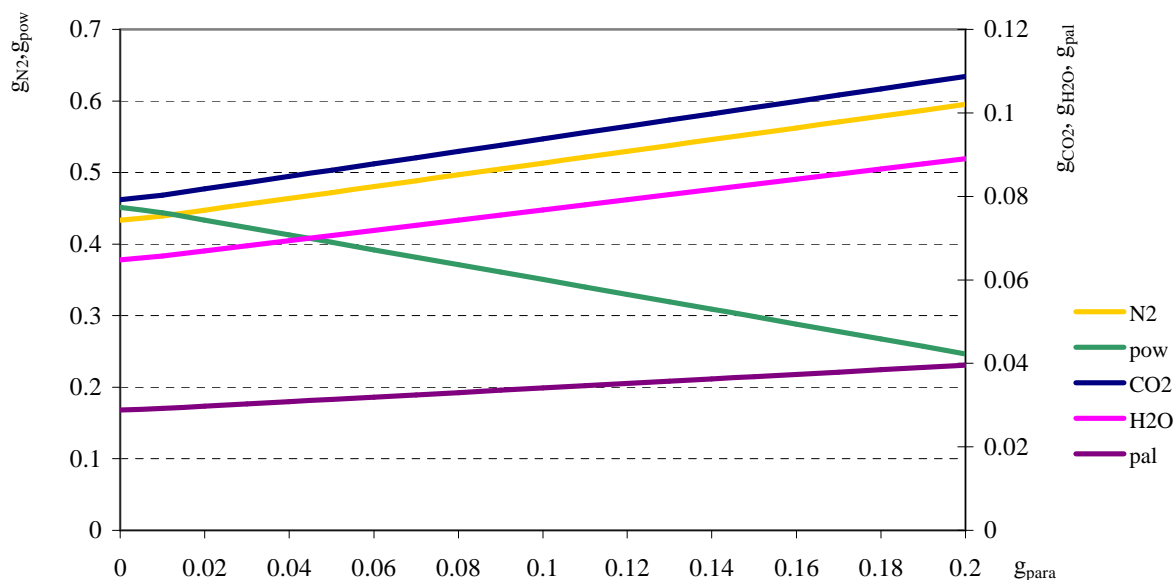
Temperatura spalin $t_3 = 700 \text{ }^\circ\text{C}$

Na rysunkach 6.1÷6.6 przedstawione są zależności udziałów masowych poszczególnych składników i podstawowych własności termodynamicznych czynnika w zależności od strumienia wtryskiwanej pary dla temperatury czynnika na wlocie do turbiny $t_3 = 700, 1000$ i $1300 \text{ }^\circ\text{C}$, sprężu $\pi_c = 10$, temperatury

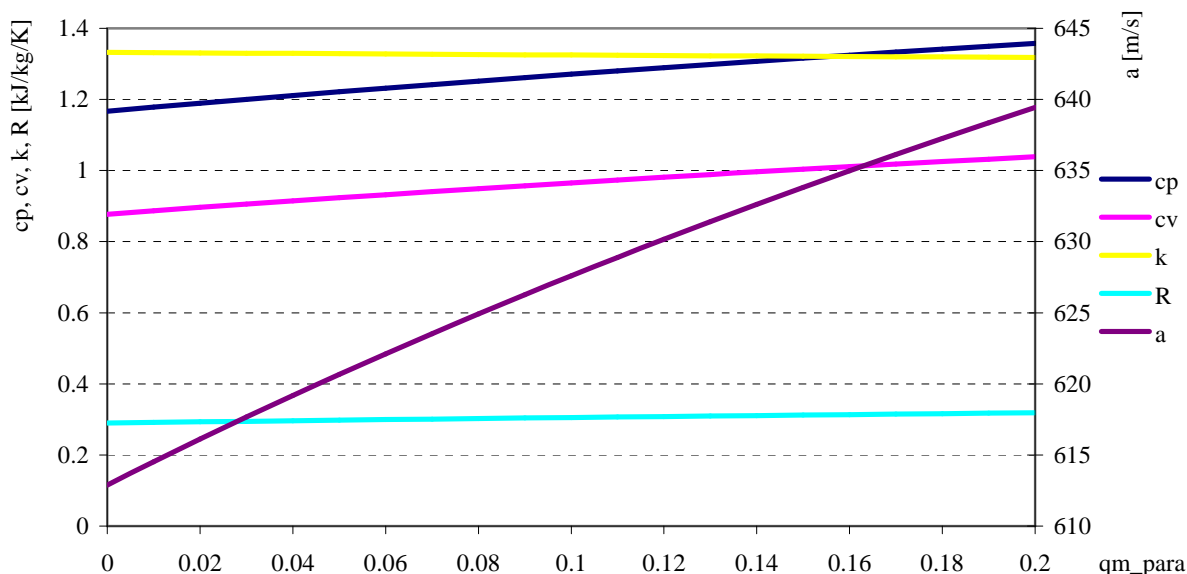
zasysanego powietrza $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, ciśnienia otoczenia $p_1 = 0,1 \text{ MPa}$, sprawności wewnętrznej sprężarki i turbiny $\eta_{ic} = 0,86$, $\eta_{it} = 0,90$. Rysunki 6.1÷6.3 przedstawiają udziały masowe składników czynnika przepływającego przez turbinę, a rysunki 6.4÷6.6 – podstawowe własności czynnika na wlocie do turbiny. W obliczeniach założono spalanie zupełne i całkowite.



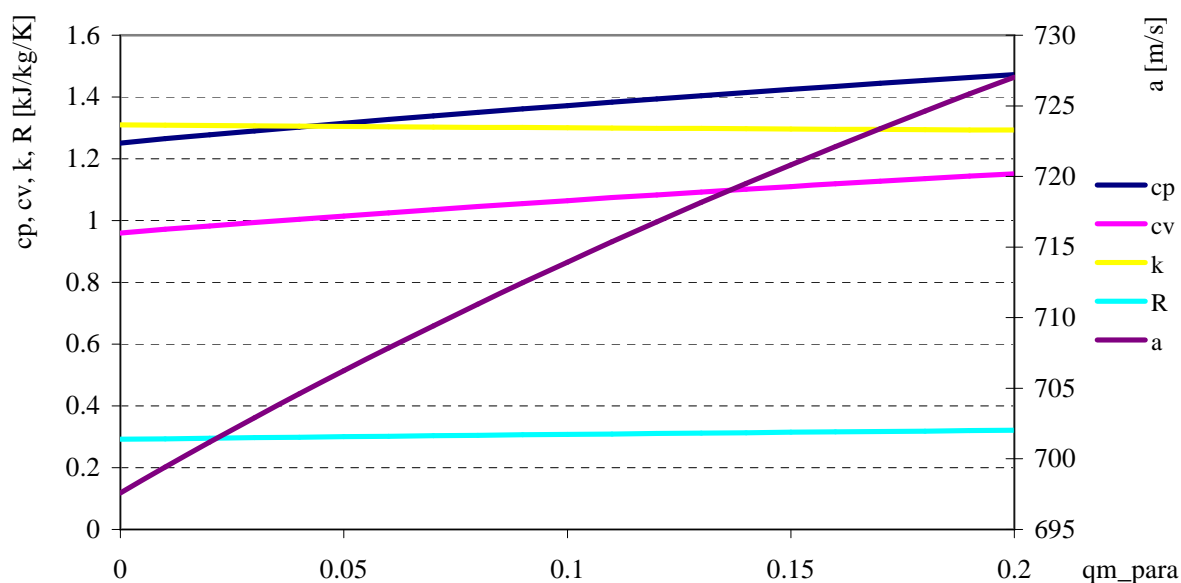
Rys. 6.2. Zależność udziałów masowych poszczególnych składników czynnika obiegowego na wlocie do turbiny od strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej.
Temperatura spalin $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 6.3. Zależność udziałów masowych poszczególnych składników czynnika obiegowego na wlocie do turbiny od strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej.
Temperatura spalin $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$

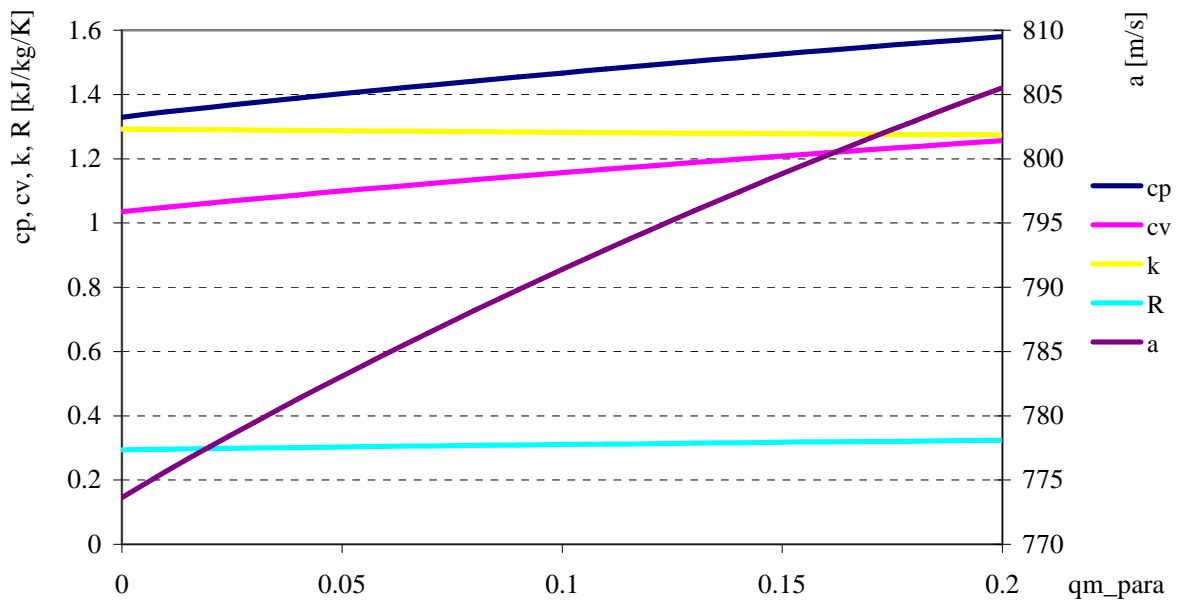


Rys. 6.4. Zależność ciepł właściwych c_p i c_v , wykładnika izentropy κ , indywidualnej stałej gazowej R i prędkości dźwięku a czynnika obiegowego na wlocie do turbiny od strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej. Temperatura spalin $t_3 = 700 \text{ }^\circ\text{C}$



Rys. 6.5. Zależność ciepł właściwych c_p i c_v , wykładnika izentropy κ , indywidualnej stałej gazowej R i prędkości dźwięku a czynnika obiegowego na wlocie do turbiny od strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej. Temperatura spalin $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$

Na podstawie przedstawionych na rysunkach 6.1÷6.6 wyników obliczeń udziałów masowych składników czynnika i parametrów termodynamicznych mieszaniny można stwierdzić, że wtrysk pary ma istotny wpływ na właściwości czynnika rozprężanego w turbinie. Zmieniają się wartości ciepł właściwych c_p i c_v , a wraz z nimi wykładnik izentropy κ i stała gazowa R , oraz prędkość dźwięku a . Wzrost prędkości dźwięku powoduje, że liczba Macha przyrasta w mniejszym stopniu, niż prędkość czynnika w kanałach międzyłopatkowych palisad turbiny.



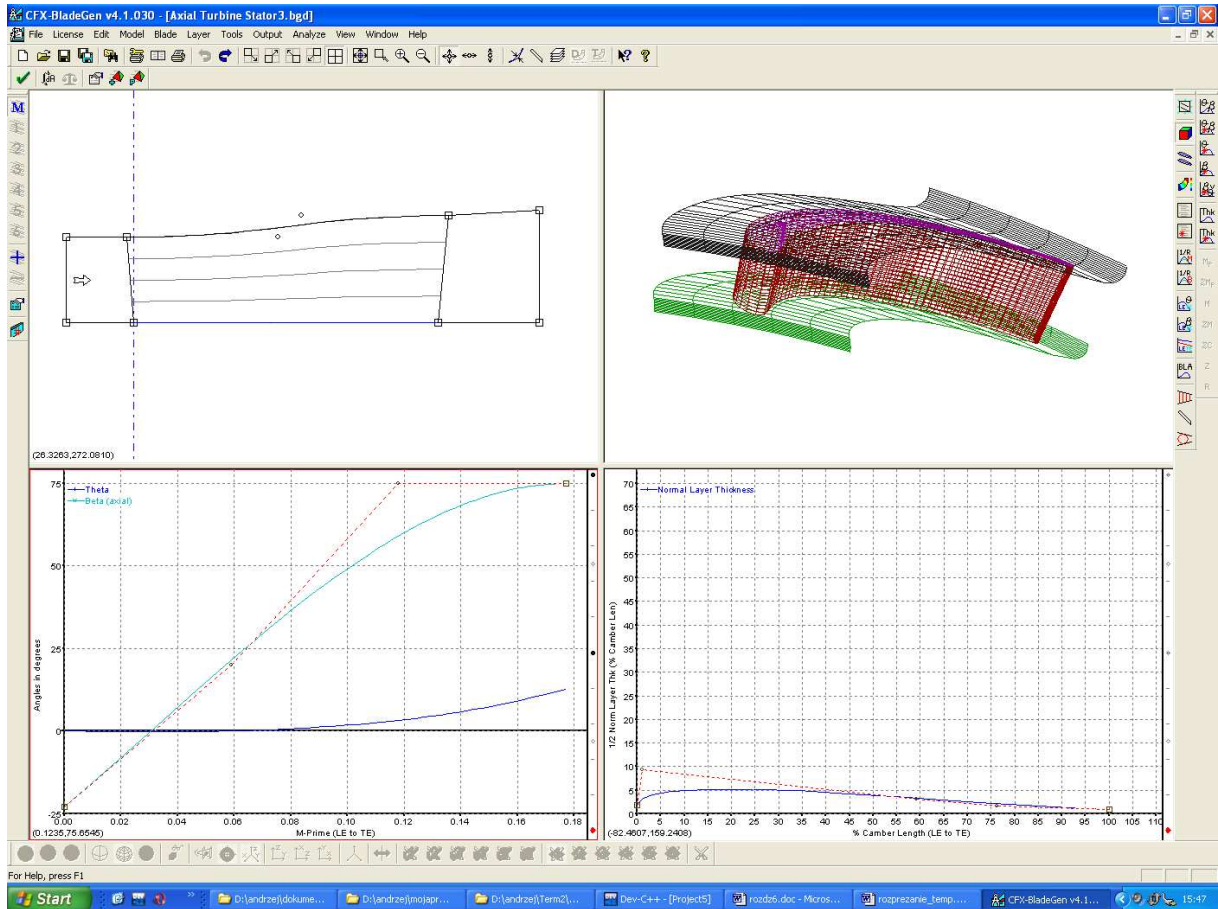
Rys. 6.6. Zależność ciepła właściwych c_p i c_v , wykładnika izentropy κ , indywidualnej stałej gazowej R i prędkości dźwięku a czynnika obiegowego na wlocie do turbiny od strumienia wtryskiwanej do komory spalania pary wodnej. Temperatura spalin $t_3 = 1300\text{ °C}$

6.2. Model geometryczny

Przy pomocy komercyjnego programu CFX–BladeGen v4.1.030 rozwijanym przez firmę AEA Technology został zamodelowany jeden stopień turbiny. Ponieważ program umożliwia modelowanie tylko jednej palisady maszyny przepływowej, więc konieczne było wykonanie dla jednego stopnia dwóch modeli: kierownicy i wirnika. Model geometryczny wykonany w programie CFX–BladeGen został zaimportowany do osobnego programu CFX–BladeGenPlus v4.1.3 tej samej firmy, służącego do obliczeń numerycznych przepływów przez kanały międzyłopatkowe palisad maszyn wirnikowych.

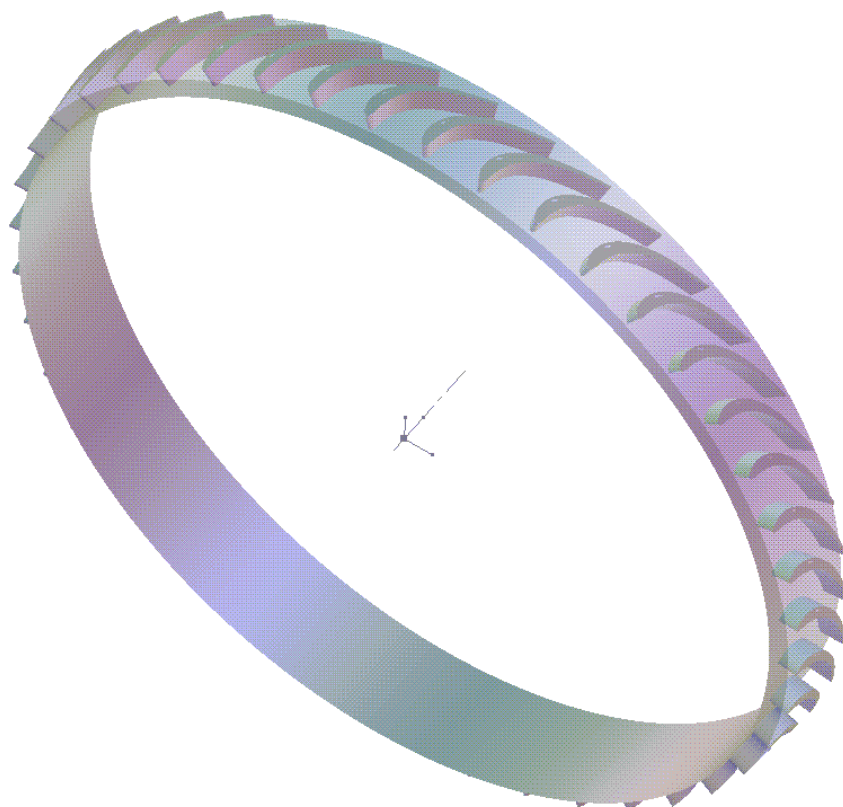
Przy użyciu wykonanych modeli zostały przeprowadzone obliczenia dla dwóch przypadków. Przypadek pierwszy to przepływ gazów powstałych ze spalania paliwa w powietrzu bez wtrysku pary do komory spalania. Drugi przypadek uwzględnia wtrysk pary, której względny strumień masy $k_m = 0,1$. Parametry czynnika na wlocie do stopnia zostały określone z wykorzystaniem osobnego modelu komputerowego. Wyniki obliczeń własności termodynamicznych czynnika powstałego ze spalania paliwa w powietrzu z wtryskiem pary i bez przedstawione zostały na rysunkach 6.1 – 6.6.

Parametry czynnika na wylocie z palisady kierowniczej i wirnikowej zostały obliczone przez program CFX–BladeGenPlus. Program umożliwia zaimportowanie parametrów termodynamicznych i fizycznych gazu na wylocie z kierownicy do obliczeń palisady wirnikowej. Wyniki obliczeń przedstawiane są w formie tabelarycznej oraz graficznej.

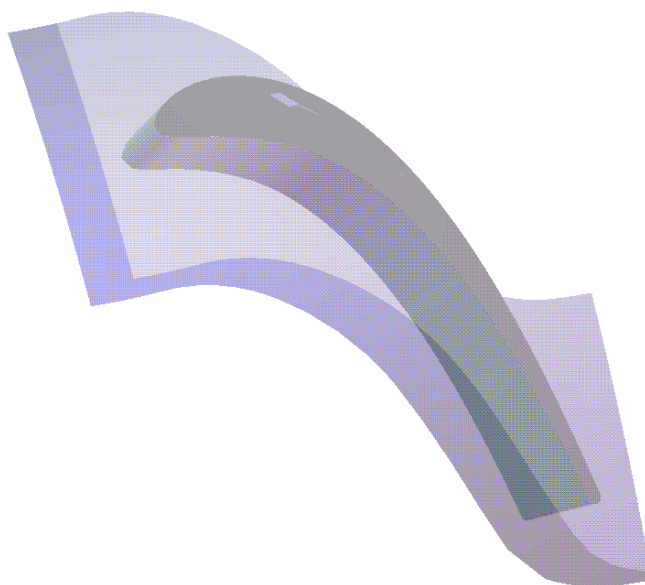


Rys. 6.6. Interfejs użytkownika programu CFX–BladeGen. Widoczne są okna z kształtem kanału merydionalnego, trójwymiarowym modelem geometrycznym modelowanego kanału, przebiegu zmian kątów β i θ oraz zmian grubości łopatki wzdłuż cięciwy

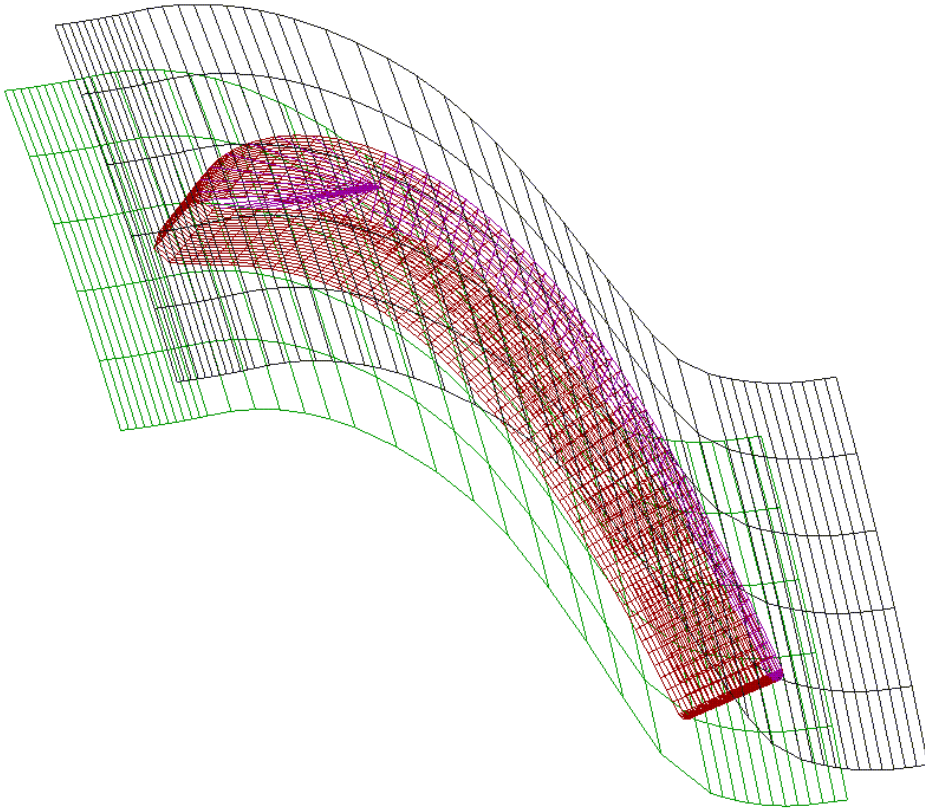
Pierwszym etapem modelowania przepływu gazu przez stopień turbiny było wykonanie modelu geometrycznego stopnia, czyli kierownicy i wirnika. Wykorzystany do tego celu program BladeGen umożliwia realizację tego problemu z wykorzystaniem odpowiednich narzędzi, dzięki czemu praca przebiega sprawnie i stosunkowo szybko. Przy pomocy wykresów zmienności podstawowych parametrów geometrycznych palisad możliwe jest bieżące kontrolowanie geometrii. Przykładowe zrzuty z ekranu interfejsu programu oraz widoki modelu kierownicy przedstawione zostały na rys. 6.6. Widoczne są na nim okna z kształtem kanału merydionalnego, trójwymiarowym modelem geometrycznym analizowanego kanału, przebiegu zmian kątów β i θ oraz zmian grubości łopatki wzdłuż cięciwy. Również z wykorzystaniem tych samych narzędzi został wykonany model geometryczny palisady wirnikowej,



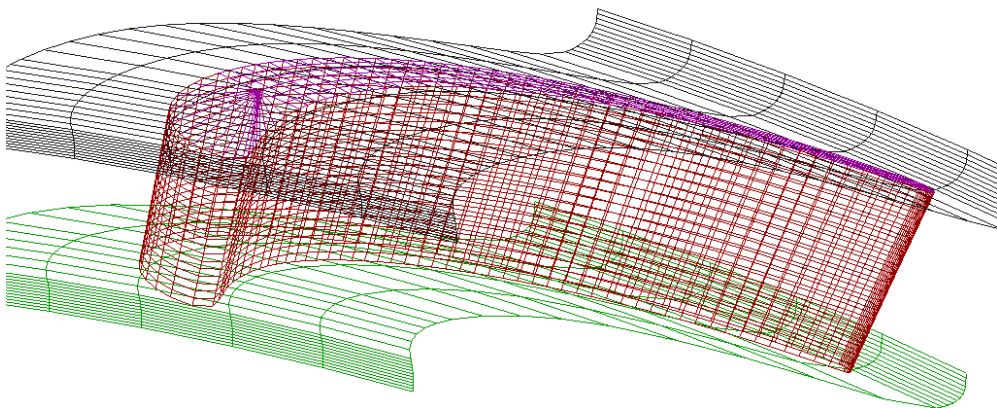
Rys. 6.8. Trójwymiarowy widok zamodelowanej palisady kierowniczej



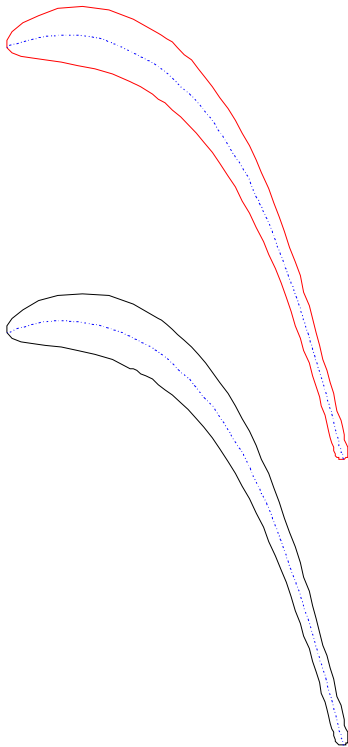
Rys. 6.9. Trójwymiarowy widok zamodelowanego kanału przepływowego kierownicy



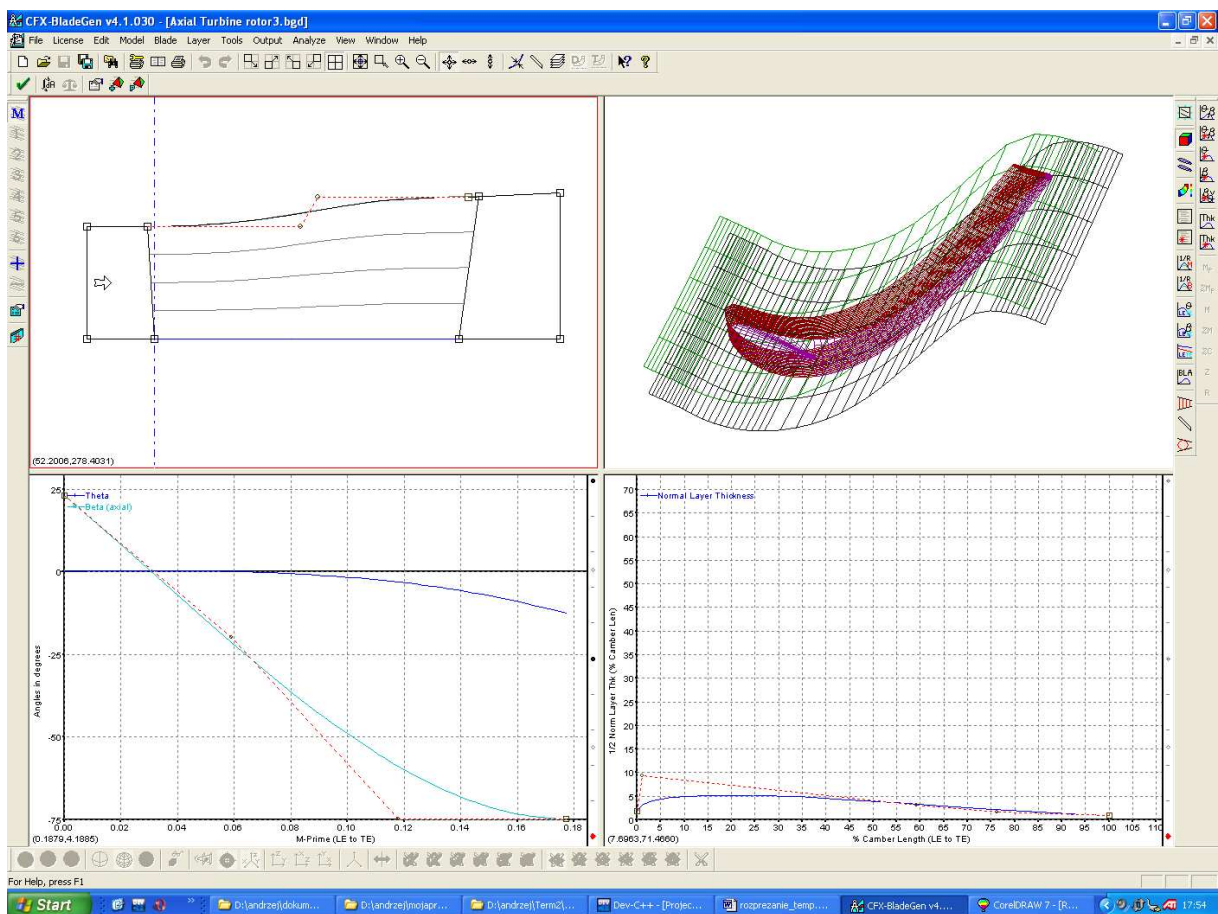
Rys. 6.10. Trójwymiarowy widok siatki geometrycznej nałożonej na kanał przepływowy kierownicy



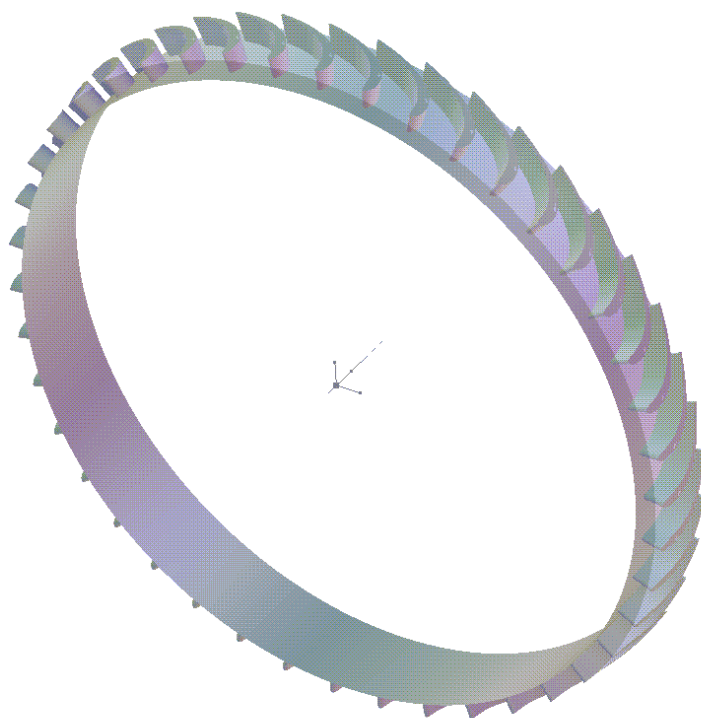
Rys. 6.11. Trójwymiarowy widok siatki geometrycznej nałożonej na kanał przepływowy kierownicy



Rys. 6.12. Kształt łopatek i kanału międzyłopatkowego palisady kierowniczej



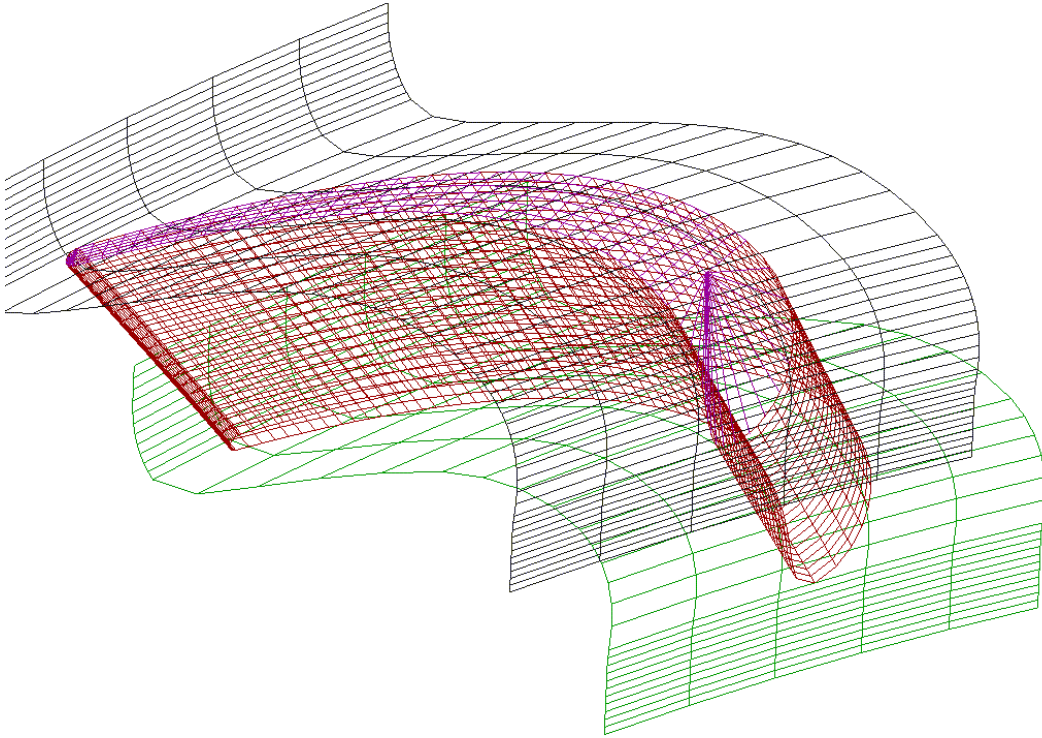
Rys. 6.13. Interfejs programu CFX–BladeGen podczas modelowania geometrii palisady wirnika



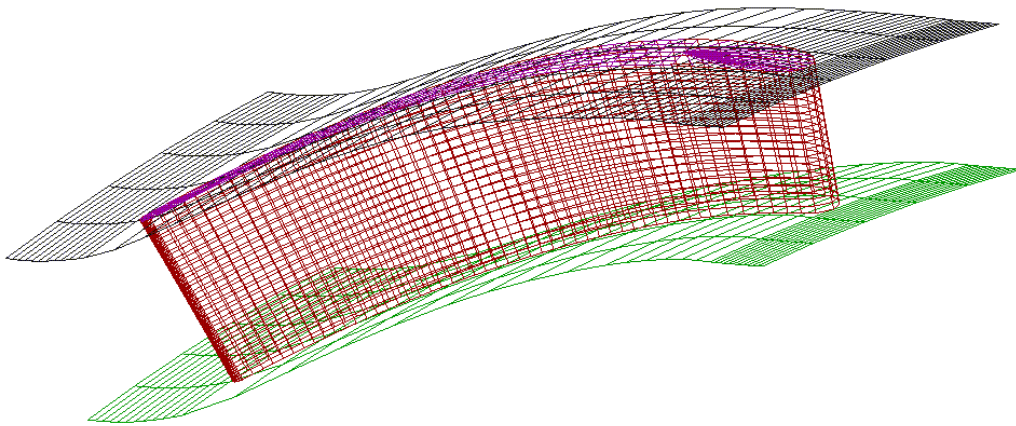
Rys. 6.14. Trójwymiarowy widok zamodelowanej palisady wirnikowej



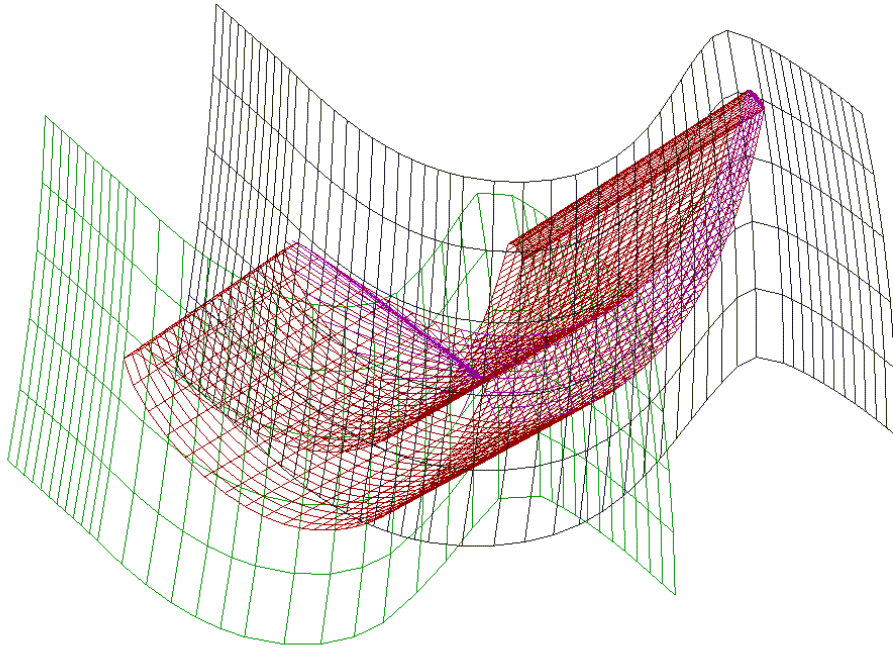
Rys. 6.15. Trójwymiarowy widok zamodelowanego kanału przepływowego wirnika



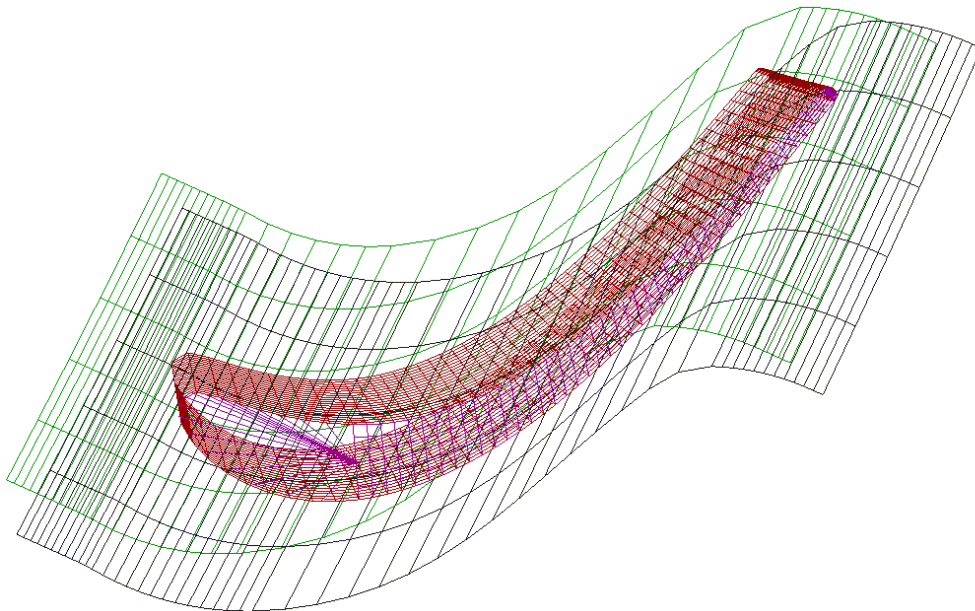
Rys. 6.16. Trójwymiarowy widok siatki geometrycznej nałożonej na kanał przepływowy wirnika



Rys. 6.16. Trójwymiarowy widok siatki geometrycznej nałożonej na kanał przepływowy wirnika



Rys. 6.18. Trójwymiarowy widok siatki geometrycznej nałożonej na kanał przepływowy wirnika



Rys. 6.19. Trójwymiarowy widok siatki geometrycznej nałożonej na kanał przepływowy wirnika

6.3. Obliczenia numeryczne

Model geometryczny wykonany przy pomocy programu CFX–BladeGen może zostać zapisany na dysku w odpowiednim pliku, dzięki czemu możliwe jest jego późniejsze otwarcie i modyfikacja. Może on być także plikiem wsadowym programu CFX–BladeGenPlus, przy pomocy którego mogą zostać wykonane obliczenia numeryczne przepływu. Interfejs programu jest prosty i czytelny. Jest on przedstawiony na rys. 6.20. Obsługa polega na wybraniu kolejnej zakładki, zaznaczeniu odpowiedniej opcji i wprowadzeniu wymaganych danych.

Kolejność pracy z programem jest następująca. W pierwszej zakładce wybierany jest plik wsadowy i folder, w którym będą przetrzymywane dane tymczasowe i zapisywane wyniki. Wybierana jest jednostka, przy pomocy której został wykonany model geometryczny. Wybierany jest także rodzaj maszyny i palisady, gdyż obliczenia optymalizowane są pod tym kątem. Następnie wygenerowana może zostać siatka o odpowiednich parametrach. Kolejno wprowadzane są własności czynnika i warunki brzegowe. Jeśli wszystko zostało wprowadzone bezbłędnie, można przystąpić do rozpoczęcia obliczeń. W ich trakcie przedstawiany jest graficznie ich postęp oraz zbieżność równań zachowania masy, pędu i energii. Obliczenia zostają przerwane po osiągnięciu zadanej wcześniej zbieżności.

Wyniki obliczeń są prezentowane w ostatniej zakładce. Mogą one być przedstawione w formie graficznej bądź tekstowej. Możliwy jest wydruk kompleksowego raportu w formacie html. Wybrane (bądź wszystkie) wyniki zostają zapisane w oddzielnym folderze. Są one przedstawione w przejrzysty sposób, co ułatwia ich interpretację. W każdym momencie prowadzonych obliczeń możliwy jest powrót do dowolnego momentu poprzedzającego rozpoczęcie obliczeń, i wprowadzenie odpowiedniej korekty. Można w ten sposób, metodą kolejnych przybliżeń dokonać w pewnych granicach, optymalizacji dowolnego układu.

Do obliczeń przepływu program CFX–BladeGenPlus wykorzystuje metodę objętości skończonych. W metodzie tej rozwiązywany jest układ równań zachowania masy (6.1), pędu (6.2) i energii (6.3):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot u) = 0, \quad (6.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot u \cdot u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \cdot \text{gradu}) + S_{Mx}, \quad (6.2)$$

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot i \cdot u) = -p \cdot \text{div}u + \text{div}(k \cdot \text{grad}T) + \Phi + S_i. \quad (6.3)$$

Do zamknięcia układu wykorzystywane są dodatkowe równania (6.4÷6.7).

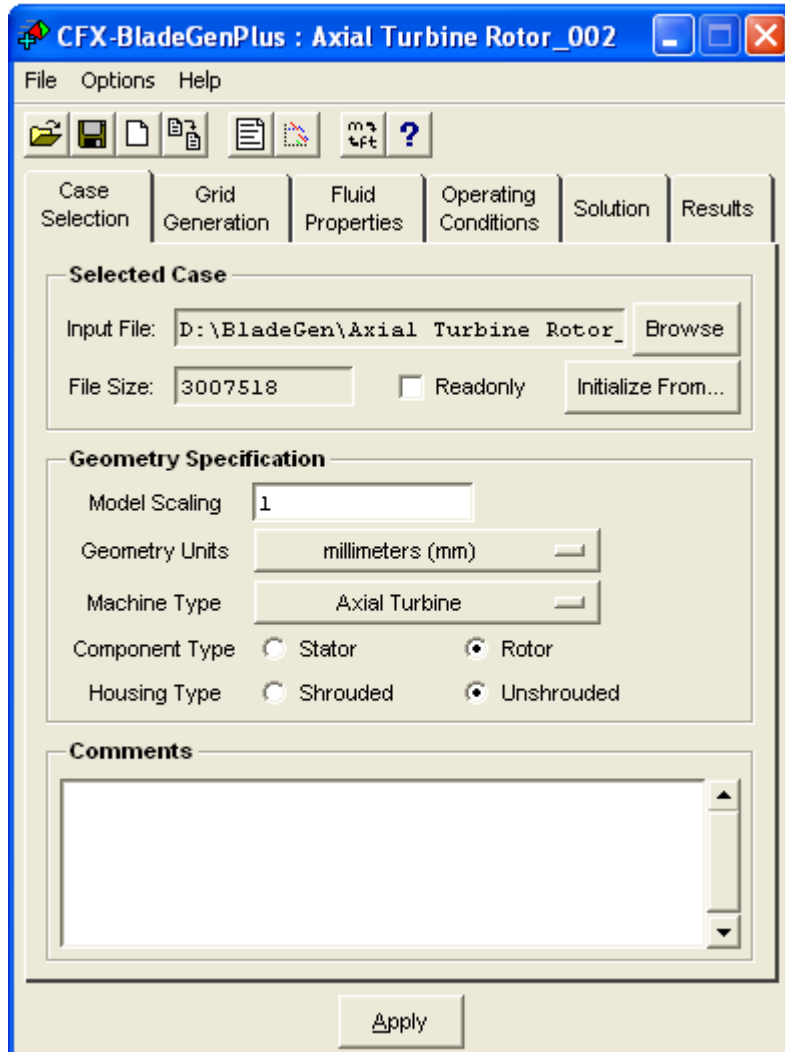
$$p = p(\rho, t), \quad (6.4)$$

$$i = i(\rho, t), \quad (6.5)$$

$$p = \rho \cdot R \cdot T, \quad (6.6)$$

$$i = c_p \cdot t. \quad (6.7)$$

Turbulencja jest opisywana modelem zerorównaniowym Baldwina–Lomaxa. Szczegóły odnośnie użytego modelu można znaleźć w [25].



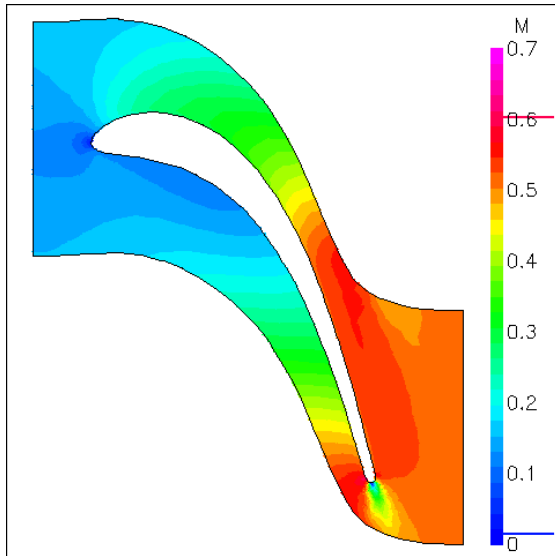
Rys. 6.20. Interfejs programu CFX–BladeGenPlus

Przeprowadzono obliczenia palisad kierownicy i wirnika dla przypadku bez wtrysku pary i z wtryskiem pary do komory spalania dla względnego strumienia masy pary $k_m = 0.1$, definiowanym jako

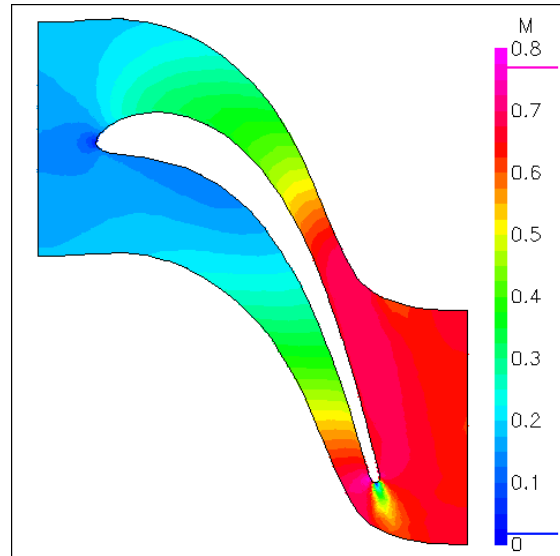
$$k_m = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{pow}} \quad (6.8)$$

gdzie \dot{m}_p i \dot{m}_{pow} – strumienie masy pary i powietrza suchego.

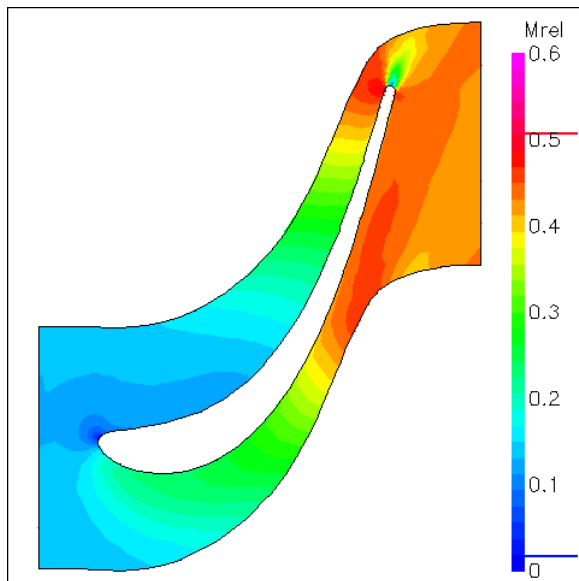
Poniżej zostały przedstawione niektóre wyniki obliczeń. Pełne wyniki obliczeń zamieszczono w załączniku C.



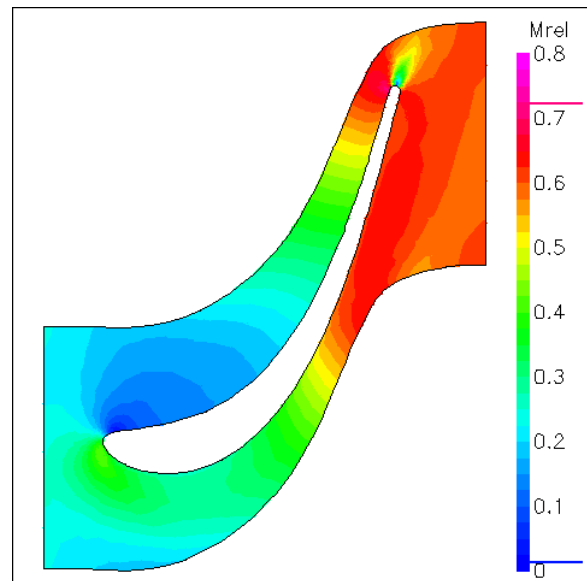
Rys. 6.21. Rozkład liczby Macha w przekroju przepływowym kierownicy bez wtrysku pary do komory spalania



Rys. 6.22. Rozkład liczby Macha w przekroju przepływowym kierownicy z pełnym wtryskiem pary do komory spalania

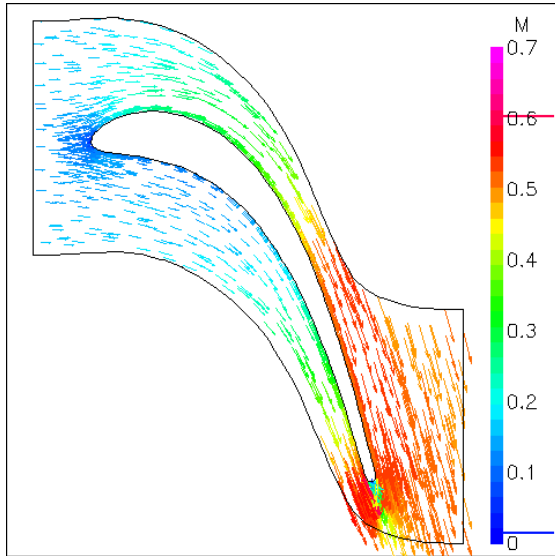


Rys. 6.23. Rozkład względnej liczby Macha w przekroju przepływowym wirnika bez wtrysku pary do komory spalania

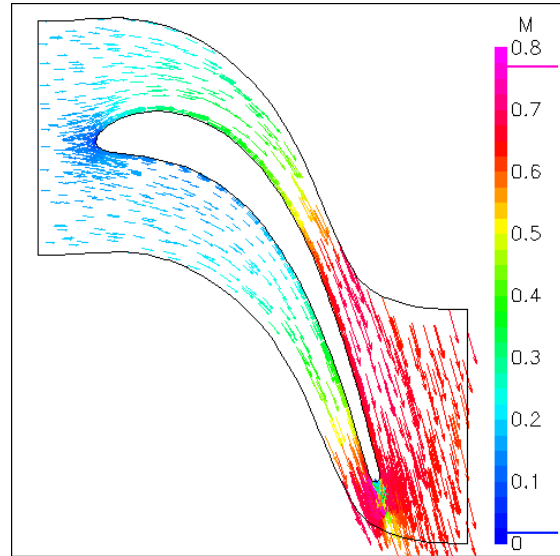


Rys. 6.24. Rozkład względnej liczby Macha w przekroju przepływowym wirnika z pełnym wtryskiem pary do komory spalania

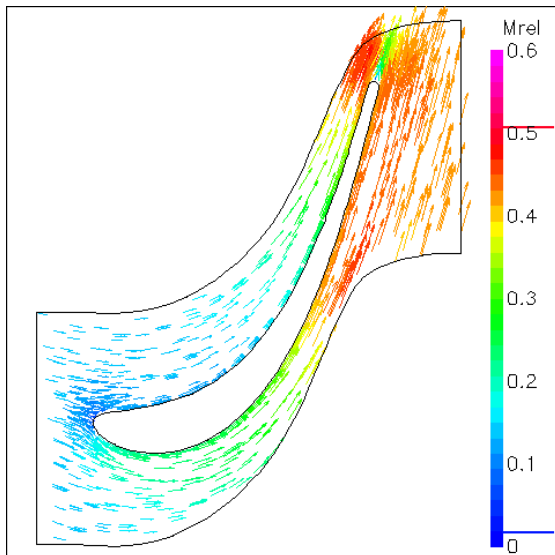
Uzyskane przy pomocy programu CFX–BladeGenPlus wyniki obliczeń stopnia zostały częściowo przedstawione w tabeli 6.1. Pozwoliły one na skonstruowanie trójkątów prędkości oraz przedstawienie procesu rozprężania na wykresie $h-s$ dla przypadku z wtryskiem pary i bez. Trójkąty prędkości przedstawione są na rysunkach 6.29 i 6.30, natomiast przebieg rozprężania w stopniu na rysunkach 6.31 i 6.32.



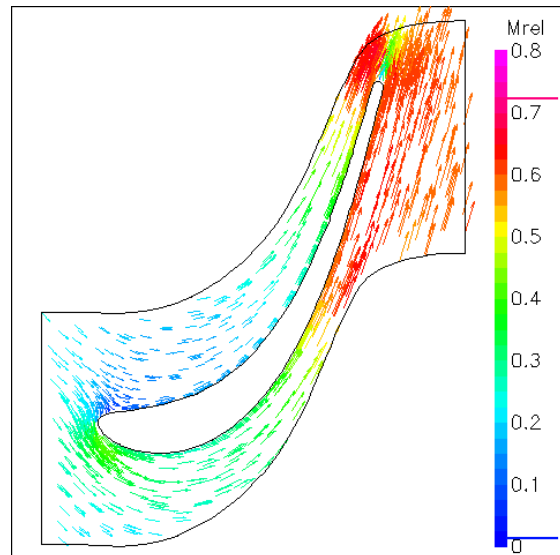
Rys. 6.25. Wektory prędkości bezwzględnej w przekroju przepływowym kierownicy bez wtrysku pary do komory spalania



Rys. 6.26. Wektory prędkości bezwzględnej w przekroju przepływowym kierownicy z pełnym wtryskiem pary do komory spalania



Rys. 6.27. Wektory prędkości względnej w przekroju przepływowym wirnika bez wtrysku pary do komory spalania



Rys. 6.28. Wektory prędkości względnej w przekroju przepływowym wirnika z pełnym wtryskiem pary do komory spalania

Na podstawie przedstawionych wyników obliczeń można stwierdzić, że wtrysk pary do komory spalania powoduje pewną zmianę rozkładu prędkości przepływu gazu w kanałach międzyłopatkowych wirnika. Jest to spowodowane większą prędkością gazu c_1 na wylocie z kierownicy, co wpływa na kinematykę stopnia. Zmieniają się przy tym zarówno kąty wektorów prędkości jak i liczba Macha. Zmiany te wpływają na straty profilowe, dlatego w celu osiągnięcia maksymalnych sprawności stopnia i całej turbiny konieczne jest przeprowadzenie dokładniejszych obliczeń optymalizacyjnych. Obliczenia dla założonej geometrii stopnia oraz parametrów gazu i warunków brzegowych wykazały nie-

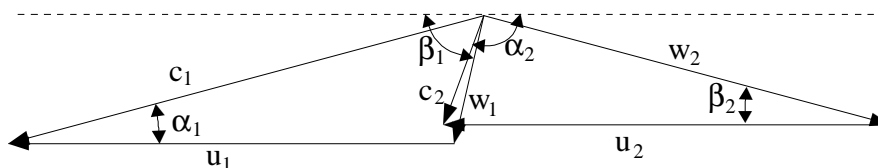
znaczny spadek sprawności stopnia wraz ze wtryskiem pary. Różnica ta jest jednak mniejsza od dwóch procent. Zastosowanie innej geometrii kanałów przepływowych oraz kształtów profili wpływnie z pewnością na właściwości energetyczne, w tym na sprawność stopnia i całej turbiny. Obliczenia dla innych danych geometrycznych wykraczają poza ramy niniejszej pracy i będą przedmiotem przyszłych prac autora.

Tab. 6.1. Podstawowe wyniki obliczeń

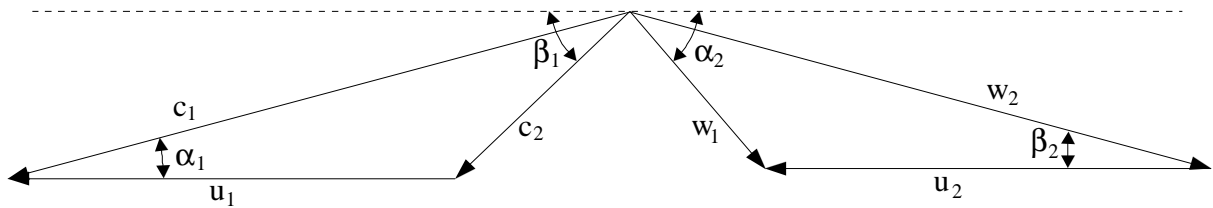
1	2	3	4	5
c_0	99,8099	118,3	1,185253	m/s
c_1	341,629	444,811	1,302029	m/s
c_2	79,1129	140,38	1,774431	m/s
w_1	88,9071	163,277	1,83649	m/s
w_2	287,406	410,805	1,429354	m/s
u_1	299,9017	299,9017	1	m/s
u_2	301,7303	301,7303	1	m/s
α_1	15,03	15,02	0,999	°
β_1	76,889	43,685	0,568	°
α_2	110,371	49,282	0,446	°
β_2	14,955	15,011	1,004	°
M_0	0,143038	0,164348	1,148981	
M_1	0,496434	0,633148	1,275392	
h_0	1587,99	1740,31	1,095920	kJ/kg
h_1	1533,28	1647,61	1,074566	kJ/kg
h_2	1503,83	1588,15	1,056070	kJ/kg
h_{1s}	1520,18	1624,77	1,068801	kJ/kg
h_{2s}	1477,76	1538,96	1,041414	kJ/kg
HK	67,81	115,54	1,703878	kJ/kg
HW	42,42	85,81	2,022867	kJ/kg
DHs	84,16	152,16	1,807985	kJ/kg
DHt	86,09059	149,39673	1,735343	kJ/kg
ρ	0,426173	0,384832	1,107428	
η_{it}	0,809399	0,790911	0,97716	

gdzie poszczególne kolumny tabeli przedstawiają:

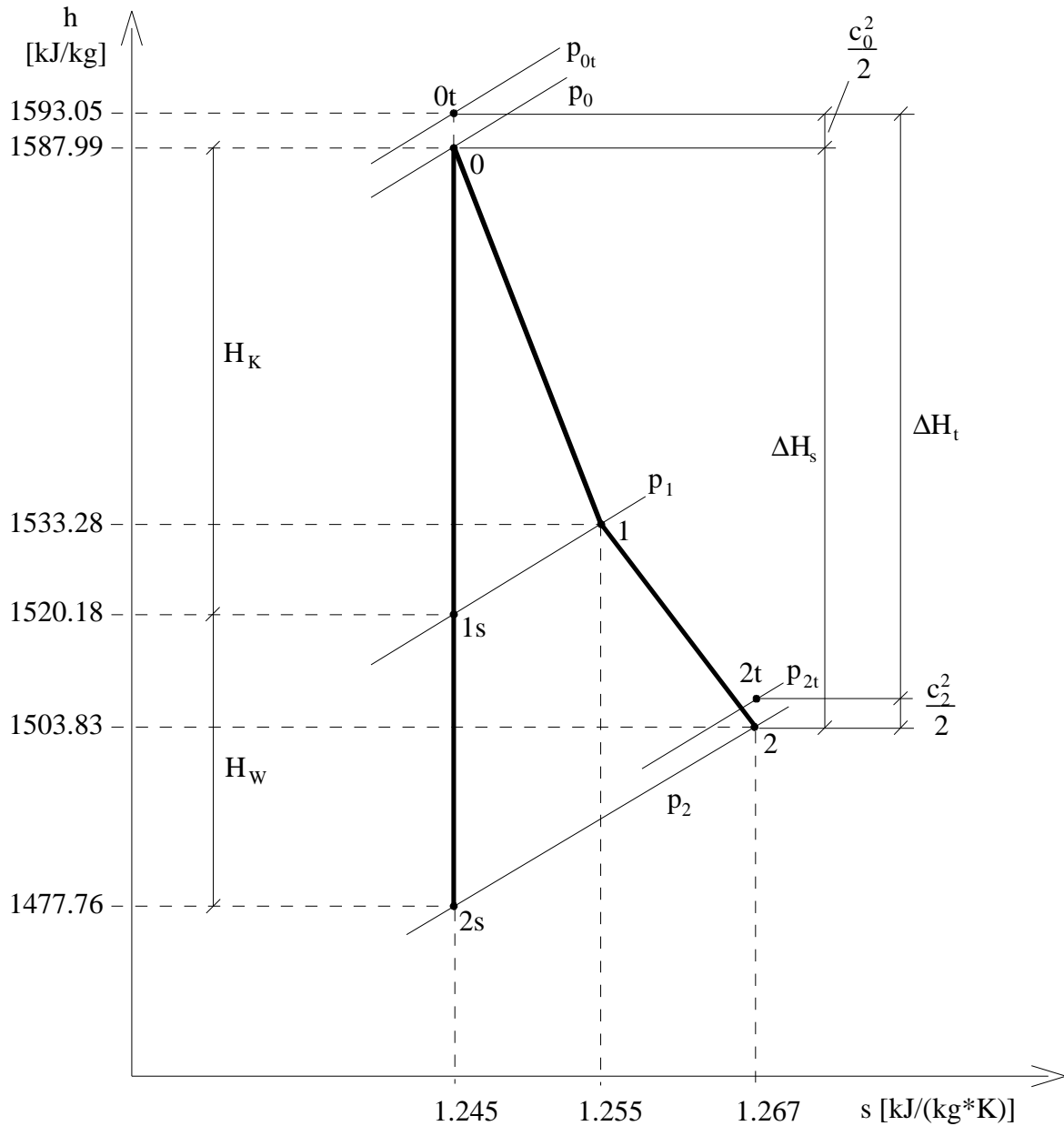
- 1 – obliczona wielkość
- 2 – obliczona wartość bez wtrysku pary do komory spalania
- 3 – obliczona wartość z założonym wtryskiem pary do komory spalania
- 4 – przyrost wartości spowodowana wtryskiem pary
- 5 – jednostka.



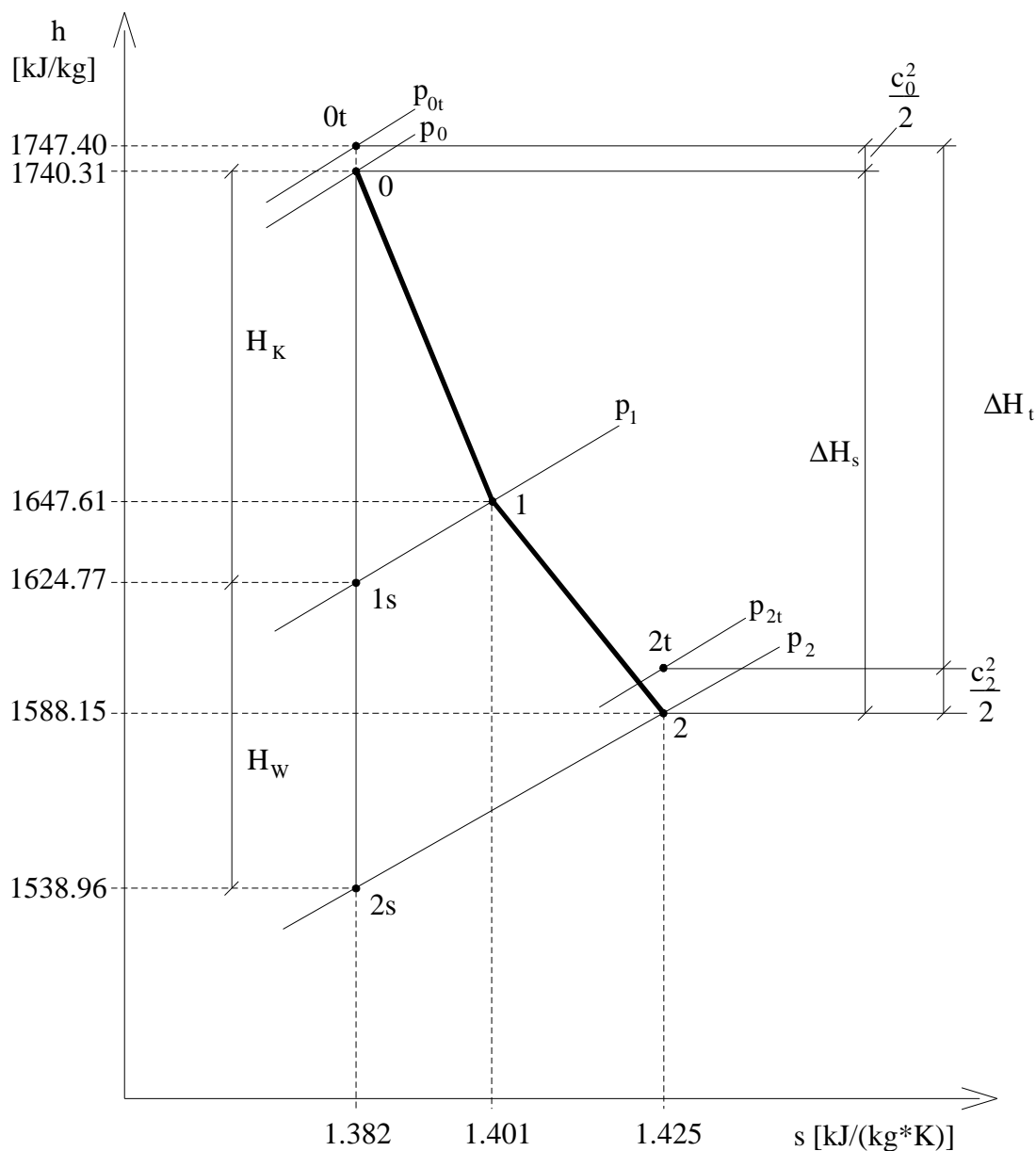
Rys. 6.29. Trójkąty prędkości rozpatrywanego stopnia bez wtrysku pary do komory spalania



Rys. 6.30. Trójkąty prędkości rozpatrywanego stopnia z wtryskiem pary do komory spalania



Rys. 6.31. Rozprężanie czynnika w rozpatrywanym stopniu bez wtrysku pary do komory spalania



Rys. 6.32. Rozprężanie czynnika w rozpatrywanym stopniu z wtryskiem pary do komory spalania

Wpływ wtrysku pary na kąty napływu gazu na łopatki wirnika są dobrze widoczne na rysunkach 6.27 i 6.28. Trójkąty prędkości przedstawione na rysunkach 6.29 i 6.30 przedstawiają wpływ wtrysku pary na pozostałe kąty oraz długości wektorów. Na rysunkach 6.31 i 6.32 widoczny jest wpływ wtrysku pary na przebieg rozprężania gazu i przemian energetycznych. Można stwierdzić, że wtrysk pary powoduje zmiany wszystkich wielkości charakterystycznych, także temperatur i entalpii w przekrojach charakterystycznych, a nawet współczynnika reakcyjności stopnia. Szczególnie istotne znaczenie ma wzrost spadku entalpii gazu w stopniu. Wynika z niego bowiem stosunkowo duży przyrost mocy wewnętrznej turbiny, a co za tym idzie wzrost mocy i sprawności elektrycznej układu. Wpływ wtrysku na poszczególne wielkości powinien stać się przedmiotem dalszych, szczegółowych badań.

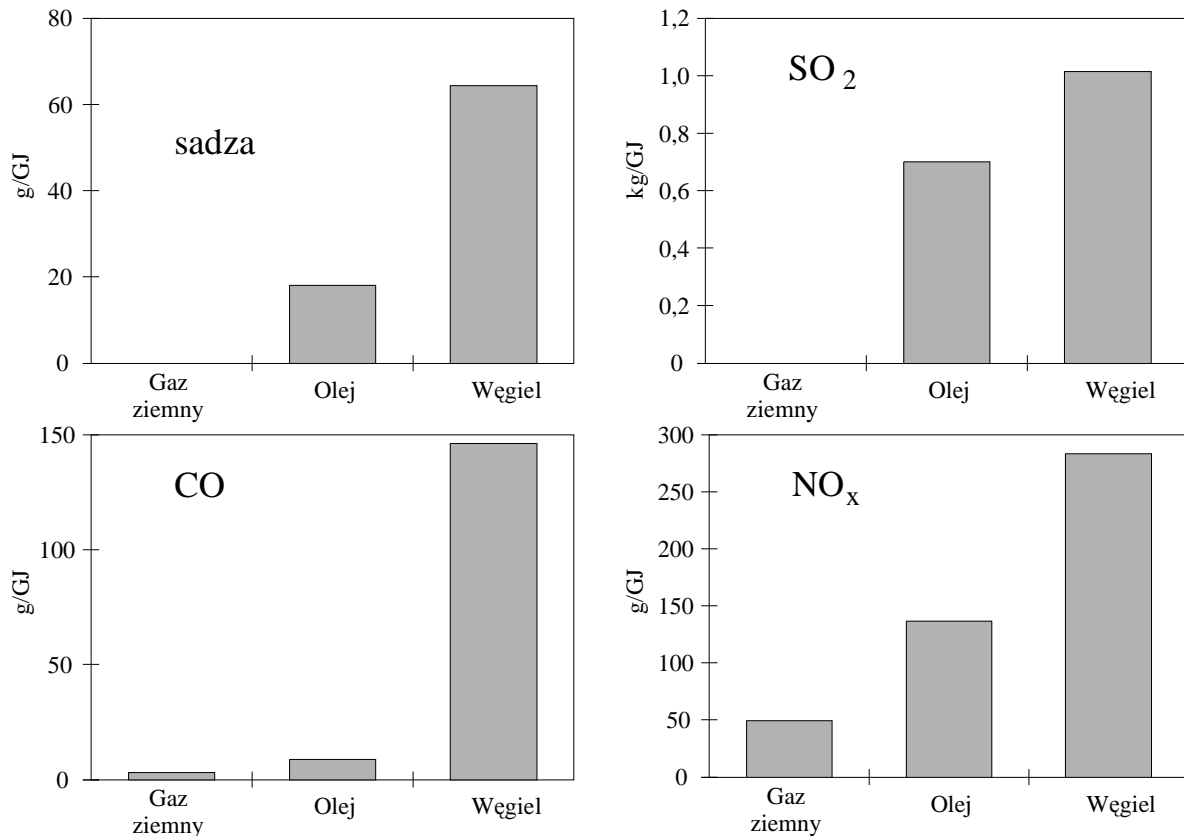
7. Korzyści ekologiczne

Energia elektryczna w naszym kraju wytwarzana jest w głównej mierze z węgla. W wyniku całkowitego i zupełnego spalania czystego węgla powstaje dwutlenek węgla. Ponieważ w skład węgla wykorzystywanego w elektrowniach jako paliwo wchodzi wiele innych związków, a w powietrzu występuje azot, oprócz dwutlenku węgla elektrownie węglowe emitują związki siarki, tlenki azotu NO_x , pył, i inne szkodliwe produkty spalania. Niekorzystnymi produktami są także popiół i żużel. Stosowanie zaawansowanych technologii oczyszczania spalin (odsiarczanie, odazotowanie, odpylanie) oraz niskoemisyjnych palników pozwala na znaczne ograniczenie emisji składników toksycznych.

Nieco inaczej jest z energią cieplną służącą do celów ciepłowniczych i technologicznych. Jest ona wytwarzana głównie poprzez spalanie różnych paliw (węgiel, koks, gaz ziemny i ciekły, olej opałowy, biogaz, biomasa), a także z energii słonecznej, geotermalnej i elektrycznej. Energia geotermalna i słoneczna odgrywa znaczenie marginalne. Wytwarzanie energii cieplnej z elektrycznej można traktować pod względem ekologicznym na równi z opalaniem węglem z uwzględnieniem odpowiednich strat. Nowoczesne kotłownie opalane gazem ziemnym i ciekłym oraz olejem opałowym charakteryzują się niską emisją toksycznych składników spalin. Natomiast zarówno lokalne kotłownie węglowe ciepłownicze i przemysłowe jak i kotły węglowe wykorzystywane w gospodarstwach domowych emitują znaczne ilości tlenku węgla CO , tlenków azotu NO_x , związków siarki, pyłu, i innych szkodliwych związków.

Obniżanie emisji toksycznych składników spalin w układach wytwarzających energię elektryczną i cieplną jest możliwe poprzez stosowanie technologii spalania niskoemisyjnego oraz systemów oczyszczania spalin. Dwutlenek węgla nie jest toksyczny ale jest zaliczany do gazów cieplarnianych, a jego nadmierna emisja może prowadzić do ocieplania klimatu, co niesie za sobą poważne zagrożenia. Dlatego konieczne jest ograniczanie emisji tego związku. Może to być realizowane zarówno poprzez podnoszenie sprawności procesów wytwarzania energii użytecznej jak i poprzez zmianę paliwa.

Porównanie emisji substancji szkodliwych dla gazu ziemnego, oleju opałowego i węgla ze źródeł stacjonarnych w Wielkiej Brytanii przedstawione jest na rysunku 7.1 [61]. Przedstawiona jest tu emisja poszczególnych składników przypadająca na 1 GJ wytworzonej energii. Dla prawie wszystkich składników szkodliwych widoczna jest wyraźnie niższa emisja występująca przy spalaniu gazu ziemnego, zwłaszcza w stosunku do węgla. Emisja sadzy i związków siarki zwykle podczas spalania gazu ziemnego nie występuje, co jest wynikiem wysokiej czystości paliwa gazowego.



Rys. 7.1. Emisja sadza, związków siarki, tlenku węgla i tlenków azotu dla różnych rodzajów paliw odniesiona do jednostki energii chemicznej paliwa

W warunkach polskich w dwudziestym wieku wystąpił stosunkowo silny rozwój elektrociepłowni i sieci ciepłowniczych z nimi związanych. Ze względów ekologicznych ma to duże znaczenie, ponieważ skojarzone wytwarzanie energii elektrycznej i ciepłej prowadzi do obniżenia zużycia paliwa i emisji produktów spalania średnio o 15 % w stosunku do rozdzielonego ich wytwarzania. Do wad układów zainstalowanych kilkadziesiąt lat temu należy stosunkowo niska sprawność wytwarzania energii elektrycznej, duża emisja związków toksycznych do atmosfery, duże straty przesyłu energii ciepłej, wysoka bezwładność układu. W wyniku modernizacji minimalizowane są te wady, jednak z powodu znacznych odległości przesyłu energii ciepłej, straty przesyłu energii ciepłej i bezwładność cieplna pozostają na stosunkowo wysokim poziomie. Elektrociepłownie takie mają także negatywny wpływ na architekturę i pochłaniają znaczne obszary konieczne do transportu i magazynowania węgla [84].

Znacznie korzystniejsze pod tym względem są małe elektrociepłownie zaopatrujące pojedyncze osiedla, szpitale, zespoły budynków użyteczności publicznej, itp. Tu straty przesyłowe i bezwładność są znacznie mniejsze z uwagi na małe odległości przesyłu. Zbliżenie źródła energii do odbiorców wymaga jednak stosowania technologii obciążających najbliższe środowisko w minimalny sposób. Do tego celu bardzo dobrze nadają się małe turbinowe siłownie gazowe, niewymagające składowisk paliwa i rozbudowanych systemów logistycznych, koniecznych dla zapewnienia ciągłego dostarczania paliw i odpro-

wadzania popiołów oraz żużla. Z uwagi na stosunkowo wysoką czystość paliwa nie występuje też konieczność budowy dużych systemów oczyszczania spalin. Im mniejszy jest układ, tym większa jego elastyczność, co ma znaczenie przy zmiennych warunkach atmosferycznych. W dużych elektrociepłowniach, w wyniku nagłego ocieplenia, często dochodzi do konieczności zrzutu nadmiaru energii cieplnej do otoczenia. Przykładem może być tu elektrociepłownia wrocławska.

Wiele miast nie posiada elektrociepłowni, lub sieć ciepłownicza nie jest rozbudowana w wystarczający sposób, a budynki mieszkalne i użyteczności publicznej opalane są kotłowniami węglowymi. Zanieczyszczenie powietrza w okresach bezdeszczowych i bezwietrznych osiąga bardzo wysokie wartości, co stanowi poważne zagrożenie dla zdrowia mieszkańców. W takich sytuacjach występuje konieczność jak najszybszej modernizacji systemów ciepłowniczych. Najlepszą alternatywą może okazać się gazowa siłownia kogeneracyjna mocy rzędu kilkuset kilowatów do kilku megawatów. Jej moc cieplna powinna zaspokoić potrzeby zasilanych budynków, a współwytworzona energia elektryczna odprowadzona do sieci energetycznej pozwoli na obniżenie ilości spalonego w elektrowniach zawodowych węgla.

Ponieważ kogeneracyjny układ gazowy prosty (zarówno turbinowy jak i tłokowy) charakteryzuje się stałym wskaźnikiem skojarzenia σ , więc chwilowa moc elektryczna będzie ściśle zależna od mocy cieplnej. Przy spadku zapotrzebowania na moc cieplną musi nastąpić spadek mocy elektrycznej, bądź część energii cieplnej musi zostać zrzucana do otoczenia, co wiąże się z pewnymi stratami. Wady tej nie posiadają układy ze zmiennym wskaźnikiem skojarzenia, takie jak elektrociepłownie upustowo–kondensacyjne czy układ Chenga. Wartość wskaźnika skojarzenia zależna jest od układu siłowni. Np. dla układu gazowo–parowego z turbiną upustowo–kondensacyjną $\sigma = 0,6 \div 4$, a dla układu Chenga $\sigma = 0,6 \div 12$ [62], co jest dużą zaletą tego ostatniego. Poprzez odpowiednią modyfikację układu przepływowego turbiny możliwe jest uzyskanie jeszcze większych wskaźników skojarzenia. Im mniejsza jest turbina gazowa zastosowana w układzie energetycznym, tym szybsze mogą być zmiany wskaźnika skojarzenia. Najlżejszymi konstrukcjami charakteryzują się turbiny lotniczopochodne, i one umożliwiają najszybsze zmiany wskaźnika.

Wielkość emisji tlenków azotu zależna jest od wielu czynników [14], [60], [61], [80]. W ostatnich latach nastąpił znaczny postęp w technologiach obniżania tej emisji poprzez stosowanie spalania niskiemisyjnego jak i oczyszczanie spalin. Stosunkowo dawno poznana została metoda obniżania maksymalnych temperatur spalania poprzez wtrysk wody lub pary przed strefą płomienia. Efekty osiągnęte tą drogą są zależne od wielu czynników. Może wystąpić wzrost emisji tlenu węgla i niespalonych węglowodorów. Jak wykazuje doświadczenie, wtrysk pary do komory spalania przy zachowaniu odpowiednich warunków, może powodować zarówno obniżenie emisji tlenków azotu jak i tlenu węgla, przy czym ten drugi efekt uzyskiwany jest raczej w niewielkim stopniu.

Rys. 1.24 przedstawia emisję NO_x i CO pracującego od kilku lat układu Chenga na tle obowiązujących norm niemieckich, z którego wynika, że emisja tlenku węgla jest w całym zakresie pracy układu na poziomie znacznie niższym od dopuszczalnego, z tendencją malejącą w początkowej fazie wtrysku pary. Emisja NO_x -ów maleje wraz z rosnącym wtryskiem pary do komory spalania w całym zakresie strumienia pary, a największy gradient występuje przy małych wartościach strumienia pary. Bez wtrysku pary do komory spalania emisja NO_x przekracza wartości dopuszczalne przez normę. Wtrysk pary na poziomie 0,7 t/h dla eksploatowanego układu powoduje spadek poniżej wartości dopuszczalnej bez stosowania dodatkowych środków.

Z przedstawionych danych wynika, że zastosowanie wtrysku pary do komory spalania turbiny gazowej pozwala na obniżenie emisji NO_x o 60 %. Jak podaje pozycja [60], średnia emisja tlenków azotu przez turbiny gazowe wynosi 25 g/GJ, a kotłów gazowych 55 g/GJ. Oznacza to, że zastąpienie części gazowych kotłów grzewczych turbinami gazowymi z kotłami odzyskowymi spowoduje zmniejszenie emisji NO_x , a jeśli turbiny gazowe będą pracować w układzie Chenga, uzyskany zostanie dalszy spadek emisji. W ramach pracy przeprowadzone zostały obliczenia ilości NO_x wyemitowanych w ciągu roku w kotłowniach z kotłami gazowymi i węglowymi, elektrowni węglowej i układzie Chenga. Porównane zostały 3 warianty konfiguracyjne dla mocy cieplnej 50 MW i mocy elektrycznej 58,75 MW:

- Wariant 1 – kotły węglowe do celów grzewczych, elektrownia węglowa z turbiną kondensacyjną;
- Wariant 2 – kotły gazowe do celów grzewczych, elektrownia węglowa z turbiną kondensacyjną;
- Wariant 3 – układ Chenga w konfiguracji podstawowej, strumień wtryskiwanej pary $\dot{m}_p = 0,4 \dot{m}_{p_{\max}}$, co zapewnia utrzymanie emisji NO_x poniżej 100 ppm, wskaźnik skojarzenia $\sigma = 1,175$, moc elektryczna $N_{el} = 50$ MW, moc cieplna $N_c = 58,75$ MW.

W obliczeniach założona została sprawność kotłów grzewczych $\eta_k = 0.85$, sprawność netto elektrowni kondensacyjnej 40 %, moc cieplna i elektryczna niezmienna w przeciągu całego roku, emisja NO_x z elektrowni węglowej 1000 ppm. Wyniki obliczeń przedstawione zostały w tabeli 7.1.

Tab. 7.1. Emisja NO_x dla trzech rozważanych wariantów

	Roczna emisja NO_x [t/a]	Udział procentowy
Wariant 1	697,7	100
Wariant 2	600,2	86
Wariant 3	97,3	14

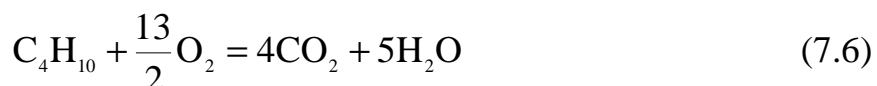
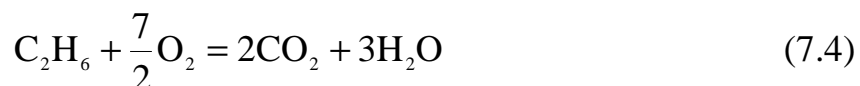
Z przedstawionej analizy wynika, że zastosowanie układu Chenga w miejsce rozdzielonego wytwarzania energii elektrycznej i cieplnej w kotłowniach i elek-

rowniach węglowych pozwala na kilkukrotne zmniejszenie emisji tlenków węgla NO_x , co jest bardzo korzystne pod względem ekologicznym.

Obniżanie emisji dwutlenku węgla CO_2 jest możliwe między innymi poprzez podnoszenie sprawności wytwarzania energii użytkowej. W warunkach polskich odnosi się to przede wszystkim do energii cieplnej i elektrycznej. Zastosowanie skojarzonego w miejsce rozdzielonego wytwarzania obu tych energii pociąga za sobą znaczny wzrost stopnia wykorzystania paliwa i spadek emisji CO_2 . Spadek emisji dwutlenku węgla jest zależny od wielu czynników, m.in. od konfiguracji i parametrów siłowni wyjściowych.

Innym sposobem obniżania emisji CO_2 jest zamiana paliwa węglowego na paliwa węglowodorowe. Przy wytwarzaniu jednostki energii cieplnej podczas spalania powstaje mniejsza ilość CO_2 , a pojawia się dodatkowo para wodna, jako efekt połączenia atomów wodoru i tlenu. Jeśli paliwem będzie wodór, to może nie wystąpić emisja CO_2 . Technologie wytwarzania wodoru nie są obecnie wystarczająco rozwinięte, aby można było zastosować wodór jako paliwo w elektrowniach zawodowych. Jednak stosowanie paliw węglowodorowych, zwłaszcza gazowych, przynosi zdecydowane obniżenie emisji CO_2 w stosunku do węgla jako paliwa. Im w cząsteczkach związków węglowodorowych większy będzie stosunek liczby atomów wodoru do liczby atomów węgla, tym mniej dwutlenku węgla będzie występować w spalinach.

W ramach pracy obliczone zostały wskaźniki emisji dwutlenku węgla przypadające na jednostkę energii chemicznej paliwa i jednostkę energii elektrycznej odprowadzonej z elektrowni przy założeniu sprawności netto 40 %. Obliczenia przeprowadzone zostały dla podstawowych paliw jednoskładnikowych: węgla C, tlenku węgla CO, metanu CH_4 , etanu C_2H_6 , propanu C_3H_8 i butanu C_4H_{10} . W obliczeniach założone zostało spalanie całkowite i zupełne. Do obliczeń wykorzystane zostały następujące reakcje stechiometryczne:



Z reakcji powyższych wynika, że ze spalania jednego mola paliwa może powstać jeden mol dwutlenku węgla (spalanie węgla, tlenku węgla, metanu) lub więcej moli: dla etanu – 2, dla propanu – 3, dla butanu – 4. Mimo, że dla węgla

i tlenku węgla CO liczba moli CO₂ jest mniejsza, niż dla etanu, propanu i butanu, to wskaźniki emisji są w przypadku spalania tych ostatnich niższe, co wynika z ich odpowiednio większej wartości opałowej. Wskaźniki emisji CO₂ przedstawione zostały dla poszczególnych paliw w tabeli 7.2. Wskaźnik emisji CO₂ na jednostkę energii chemicznej paliwa mówi, ile CO₂ powstanie przy uwalnianiu jednostki energii chemicznej paliwa podczas spalania, natomiast wskaźnik emisji CO₂ na jednostkę energii elektrycznej przedstawia ilość CO₂ powstałego podczas odprowadzenia jednostki energii elektrycznej z elektrowni, przy założeniu sprawności netto elektrowni 40 %.

Tab. 7.2. Wskaźniki emisji dwutlenku węgla CO₂ przypadające na energię chemiczną paliwa i na energię elektryczną odprowadzoną z elektrowni przy założeniu sprawności netto elektrowni 40 %

Paliwo	Symbol chemiczny	Wartość opałowa	Gęstość	Wskaźnik emisji CO ₂ na energię paliwa	Wskaźnik emisji CO ₂ na energię elektryczną
		MJ/kg	kg/m ³	kg/GJ	kg/MWh
Węgiel	C	34,1	–	29,32	968,1
Tlenek węgla	CO	12,64	1,25	155,4	1398,9
Metan	CH ₄	35,8	0,717	54,7	492,6
Etan	C ₂ H ₆	64,9	1,356	60,8	547,5
Propan	C ₃ H ₈	93,8	2,019	62,9	565,8
Butan	C ₄ H ₁₀	123,9	2,703	63,4	570,7
Wodór	H ₂	141,9	0,09	0	0

Jak wynika z tabeli, najniższymi wartościami wskaźników emisji dwutlenku węgla dla paliw dostępnych dla energetyki charakteryzuje się metan. Nieco wyższe wskaźniki przypadają na etan, propan i butan. Wskaźnik ten jest prawie dwukrotnie niższy, niż dla węgla. Największy wskaźnik emisji CO₂ posiada tlenek węgla CO, co wynika z jego małej wartości opałowej. Natomiast spalanie wodoru charakteryzuje się brakiem CO₂ w spalinach. Podstawowym produktem spalania wodoru w powietrzu jest para wodna, której emisja nie jest uważana za zjawisko szkodliwe. Jednak technologie wodorowe nie są obecnie rozwinięte w wystarczającym stopniu, aby można było wodór zaliczyć do paliw stosowanych w energetyce zawodowej. Wodór mógłby zostać wykorzystany jako dodatek do paliwa w siłowniach szczytowych. Byłby on wytwarzany poprzez elektrolizę wody w przypadku małego zapotrzebowania na moc elektryczną, a wykorzystany jako paliwo w czasie szczytu. Analizy techniczne, ekologiczne i ekonomiczne takiego wykorzystania wodoru będą przedmiotem dalszych prac autora.

Paliwami stosowanymi w energetyce nie są paliwa jednoskładnikowe, lecz ich mieszaniny. Wartość wskaźników emisji CO₂ jest zależna od składu chemicznego i rośnie wraz z malejącym udziałem metanu i rosnącym udziałem tlenku węgla w paliwie. Najpopularniejszym paliwem gazowym jest gaz ziemny wysokometanowy, charakteryzujący się wysoką wartością opałową wynikającą

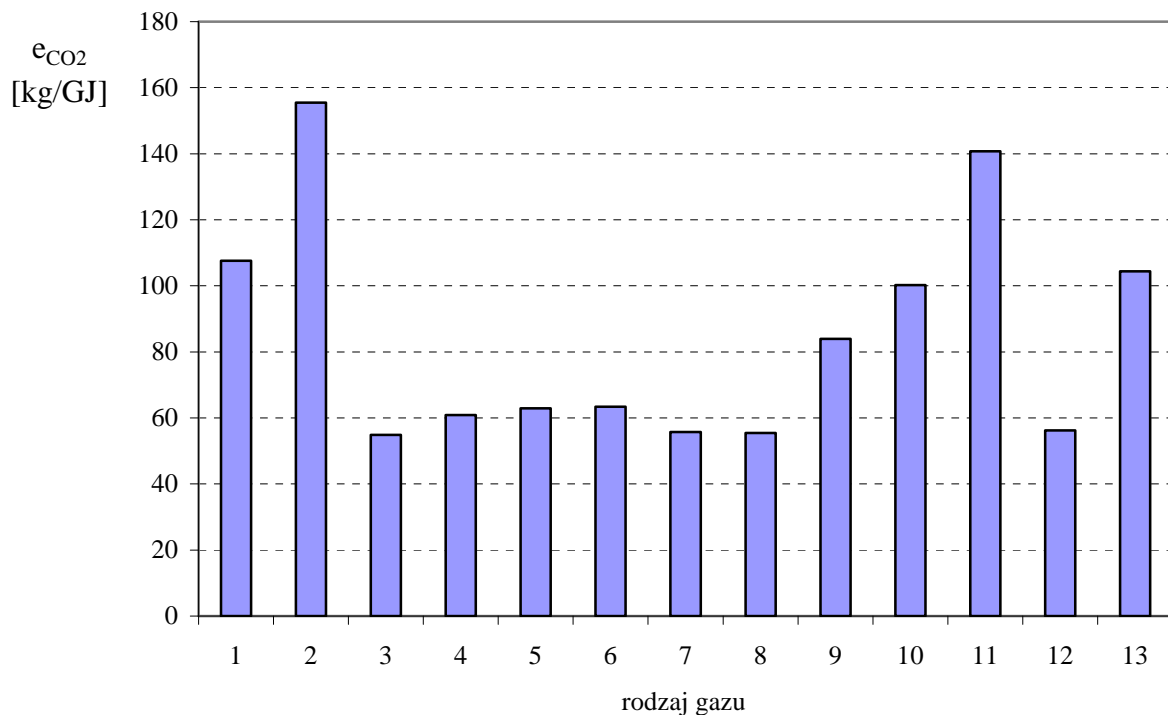
z dużego udziału metanu (ponad 90 %). Ponieważ udział metanu jest wysoki, więc jednostkowa emisja CO₂ ma niską wartość. Rzadziej spotykanymi paliwami są: gaz ziemny zaazotowany, biogaz, gaz wysypiskowy, syntezowy, koksowniczy, i inne. Są one mieszaniną różnych składników, a ich przykładowe składy chemiczne przedstawione zostały w tabeli 7.3. Im w składzie gazu jest mniej metanu a więcej tlenku węgla, tym wskaźnik emisji CO₂ jest większy. Wyniki zamieszczone w tabelach 7.2 i 7.3 [61], [79] przedstawione zostały w formie graficznej na rys. 7.3.

Tab. 7.3. Skład chemiczny najpopularniejszych gazów stosowanych jako paliwa w energetyce

Paliwo gazowe	Skład gazu %	Gęstość kg/m ³	Wartość opałowa W _d MJ/m ³ _n	Wskaźnik emisji CO ₂ na energie paliwa kg/GJ	Wskaźnik emisji CO ₂ na energię elektryczną kg/MWh
Gaz ziemny wysokometanowy	np. CH ₄ = 88,5 C ₂ H ₆ = 4,7 C ₃ H ₈ = 1,6 C ₄ H ₁₀ = 0,2 N ₂ = 5,0	0,798	36,51	55,7	501,3
Gaz ziemny zaazotowany	np. CH ₄ = 48,6 C ₂ H ₆ = 1,0 C ₃ H ₈ = 0,2 C ₄ H ₁₀ = 0,2 N ₂ = 50,0	0,995	18,42	55,5	499,2
Biogaz	np. CH ₄ = 65,0 CO ₂ = 35,0	1,158	23,41	83,9	755,3
Gaz wysypiskowy	np. CH ₄ = 50,0 CO ₂ = 40,0 N ₂ = 10,0	1,274	17,64	100,2	902,2
Gaz syntezowy (drzewny)	np. H ₂ = 35,0 CO = 40,0 CO ₂ = 15,0 N ₂ = 10,0	1,258	4,96	140,7	1266,5
Gaz z odmetanowania kopalni	np. CH ₄ = 51,0 CO ₂ = 1,5 N ₂ = 40,0 O ₂ = 7,5	0,995	18,36	56,2	505,6
Gaz koksowniczy	np. H ₂ = 51,8 CO = 12,2 CH ₄ = 22,3 C ₃ H ₈ = 2,4 CO ₂ = 4,8 N ₂ = 5,9 O ₂ = 0,6	0,577	16,85	104,4	939,7

Zastąpienie części energii elektrycznej wytwarzanej z węgla energią z gazu ziemnego pociągnie za sobą spadek emisji CO₂. Przeprowadzone w ramach pracy obliczenia wykazały, że możliwe jest znaczne zmniejszenie emisji CO₂ tylko poprzez zmianę paliwa, a efekt jest zależny od sprawności elektrowni. Wyniki obliczeń dla elektrowni i mocy elektrycznej 50 MW przedstawione zostały w tabeli 7.4. Zastąpienie węgla gazem ziemnym wysokometanowym powoduje znaczne obniżenie emisji CO₂, co dla niewielkiego w skali kraju bloku 50 MW daje redukcję w ciągu roku rzędu 200 tys. ton (zależnie od sprawności układu).

Zależność wskaźników emisji jednostkowej dwutlenku węgla dla najpopularniejszych układów elektrowni ciepłych wg [60] przedstawiona jest na rys. 7.4. Wynika z niego, że obniżenie wskaźnika emisji CO₂ jest możliwe zarówno na drodze modernizacji siłowni tradycyjnych oraz stosowania układów kombinowanych (podnoszenie sprawności elektrycznej) jak i poprzez zastosowanie kogeneracji energii. Stosowanie elektrociepłowni gazowych pozwala na obniżenie wskaźnika emisji przeszło trzykrotnie w stosunku do klasycznych elektrowni węglowych.



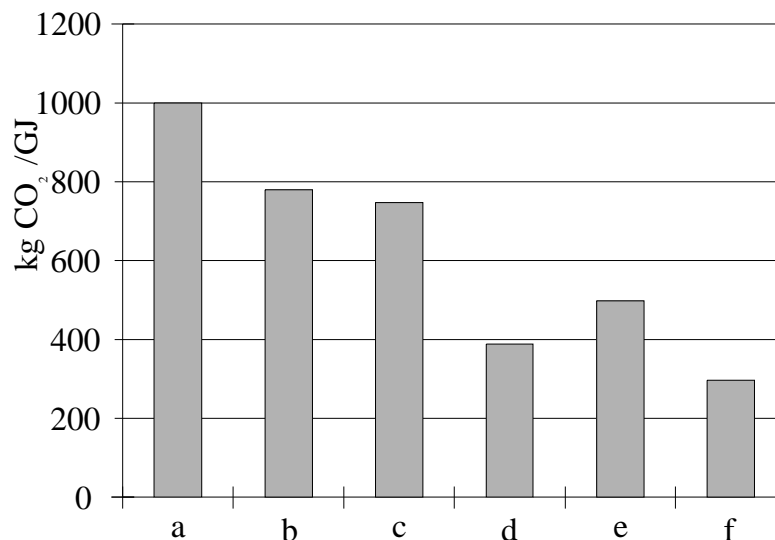
Rys. 7.3. Wskaźnik emisji CO₂ na energię chemiczną paliwa, w kg_{CO2}/GJ dla różnych rodzajów paliwa, tab. 7.2 i 7.3. 1 – węgiel, 2 – tlenek węgla, 3 – metan, 4 – etan, 5 – propan, 6 – butan, 7 – gaz ziemny wysokometanowy, 8 – gaz ziemny zaazotowany, 9 – biogaz, 10 – gaz wysypiskowy, 11 – gaz drzewny, 12 – gaz kopalniany, 13 – gaz koksowniczy

Zastosowanie rozbudowy układu Chenga wpłynie na dalsze zwiększenie jego walorów ekologicznych, co jest związane ze wzrostem sprawności konwersji energii. Jak wykazują doświadczenia istniejących elektrowni, średnia wartość

sprawności elektrycznej układu gazowego prostego dla temperatury spalin na wlocie do turbiny $t_3 = 1000\text{ °C}$ i innych założeń przyjętych w pracy wynosi 33 %. Dla tych samych parametrów termodynamicznych czynnika w układzie Chenga osiągnąć mogą być sprawności rzędu 38 %. Wyniki obliczeń układu rozbudowanego przedstawione w rozdziale 5 wykazują, że możliwe jest dalsze podnoszenie sprawności elektrycznej układu Chenga poprzez jego rozbudowę polegającą na zastosowaniu międzystopniowego chłodzenia sprężanego powietrza i międzystopniowego przegrzewu rozprężanych spalin. W układzie rozbudowanym dla tej samej temperatury spalin na wlocie do turbiny możliwa jest do osiągnięcia wartość 48 % sprawności elektrycznej układu. W ramach pracy przeprowadzone zostały obliczenia rocznej emisji CO₂ dla układu gazowego prostego, gazowego pracującego w prostym układzie Chenga i rozbudowanego układu Chenga (chłodzenie międzystopniowe powietrza i przegrzew międzystopniowy spalin). Wyniki obliczeń przedstawione są w tabeli 7.5.

Tab. 7.4. Roczna produkcja CO₂ dla węgla i gazu ziemnego wysokometanowego dla różnych sprawności elektrowni

Sprawność elektrowni	Węgiel		Gaz ziemny wysokometanowy		Zmniejszenie emisji CO ₂
	Wskaźnik emisji CO ₂	Roczna produkcja CO ₂	Wskaźnik emisji CO ₂	Roczna produkcja CO ₂	
%	kg/MWh	tys. ton	kg/MWh	tys. ton	tys. ton
35	1106,3	484,6	568,7	249,1	235,5
40	968,0	424,0	497,6	217,9	206,1
45	860,5	376,9	442,3	193,7	183,2



Rys. 7.4. Zależność wskaźnika emisji dwutlenku węgla od rodzaju elektrowni ciepłej [61]:
a – klasyczna węglowa elektrownia parowa, b – nowoczesna węglowa elektrownia parowa,
c – elektrownia parowa ze zgazowaniem węgla, d – układ gazowo-parowy,
e – elektrociepłownia parowa, f – elektrociepłownia gazowa

Tab. 7.5. Emisja jednostkowa i roczna dwutlenku węgla dla trzech konfiguracji układu gazowego

Typ układu	Sprawność netto [%]	Jednostkowa emisja CO ₂ [kg/MWh]	Roczna emisja CO ₂ [tys. ton]	Redukcja procentowa [%]	Spadek emisji [tys. ton]
Układ gazowy prosty	33	603,2	264,2	100	0
Układ Chenga prosty	38	523,8	229,4	87	34,8
Układ Chenga rozbudowany wg propozycji autora	48	414,7	181,6	67	82,6

Na podstawie przedstawionych wyników można stwierdzić, że zastosowanie prostego układu Chenga do produkcji energii elektrycznej w miejsce układu gazowego prostego wpływa korzystnie na środowisko naturalne z uwagi na niższą wartość emisji dwutlenku węgla CO₂. Jeszcze korzystniejszy wpływ ma układ Chenga rozbudowany. Dla rozpatrywanej mocy 50 MW w pracy ciągłej pozwoli on na zmniejszenie emisji CO₂ do atmosfery o 82,6 tys. ton rocznie w stosunku do układu gazowego prostego. Tak istotne ograniczanie emisji gazu cieplarnianego w wyniku wprowadzania układu Chenga może mieć wpływ na zmniejszenie zagrożenia efektem cieplarnianym. Obniżenie emisji CO₂ może być jeszcze większe poprzez stosowanie układów o wyższych parametrach termodynamicznych czynnika obiegowego, a określenie granicy możliwości będzie przedmiotem przyszłych badań autora.

Dodatkowo w ramach pracy przeprowadzone zostały obliczenia emisji dwutlenku węgla w układach wytwarzających zarówno energię elektryczną jak i ciepłą. Założenia do obliczeń były następujące:

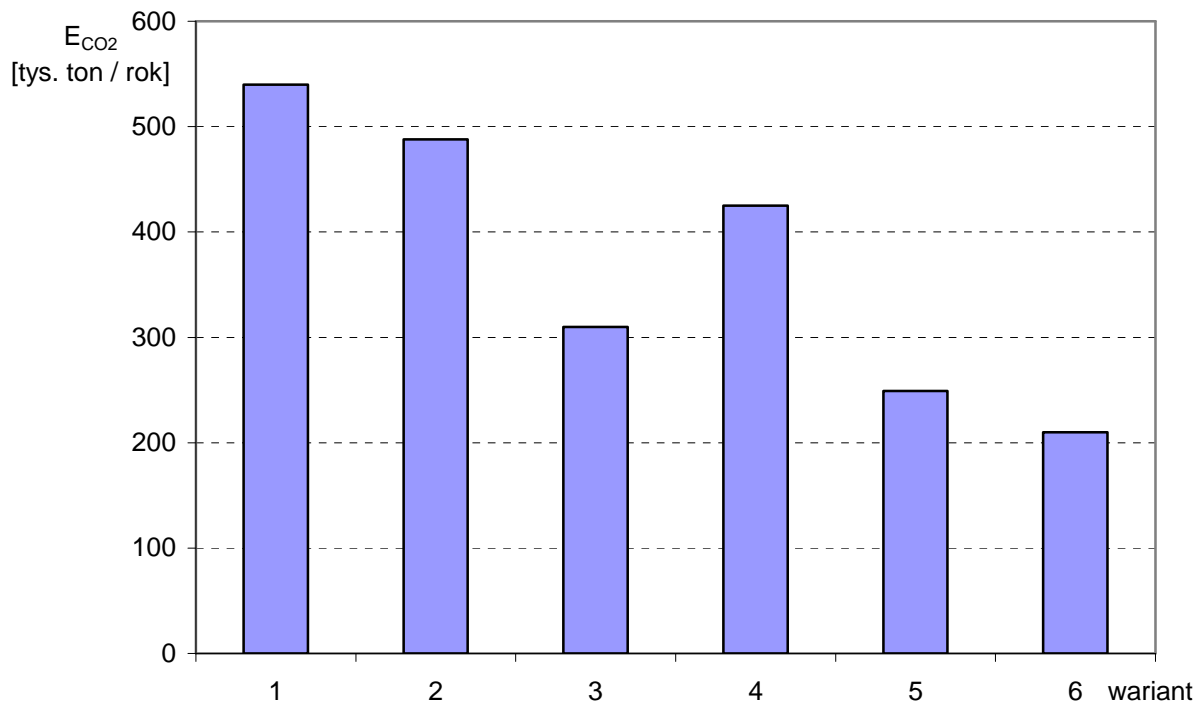
- pełna moc grzewcza wynosząca 60 MW występująca przez 3 miesiące zimowe w roku (2160 godzin);
- 50 % mocy grzewczej (30 MW) występująca przez 4 miesiące wiosny i jesieni w roku (2880 godzin);
- 20 % mocy grzewczej (12 MW) występująca przez resztę roku na przemian z brakiem mocy grzewczej (załączanie i odstawianie układu dla utrzymania parametrów ciepłej wody użytkowej).

Rozważonych zostało 6 wariantów konfiguracyjnych:

1. Energia ciepła wytwarzana w kotłowni węglowej, energia elektryczna wytwarzana w węglowej elektrowni kondensacyjnej
2. Energia ciepła wytwarzana w kotłowni gazowej, energia elektryczna wytwarzana w węglowej elektrowni kondensacyjnej
3. Energia ciepła wytwarzana w kotłowni gazowej, energia elektryczna wytwarzana w elektrowni gazowej

4. Energia cieplna i elektryczna wytworzone w gazowym układzie kogeneracyjnym pracującym w cyklu prostym o stałym wskaźniku skojarzenia. W przypadku spadku zapotrzebowania na moc ciepłą, spada moc elektryczna, co pociąga za sobą konieczność pokrycia produkcji tej ostatniej w węglowej elektrowni kondensacyjnej
5. Energia cieplna i elektryczna wytworzone w gazowym układzie Chenga w cyklu prostym
6. Energia cieplna i elektryczna wytworzone w gazowym układzie Chenga w cyklu rozbudowanym wg propozycji autora.

Obliczenia przeprowadzone zostały przy założeniu sprawności elektrycznej węglowej elektrowni kondensacyjnej równej 40 %, sprawności wytwarzania energii cieplnej w kotłowniach gazowych i węglowych równej 85 %, sprawności elektrycznej gazowego układu kogeneracyjnego równej 35 %, sprawności elektrycznej podstawowego układu Chenga równej 30 i 40 % (bez wtrysku pary i z pełnym wtryskiem do komory spalania), sprawności elektrycznej rozbudowanego układu Chenga wg propozycji autora równej 35 i 48 % (bez wtrysku pary i z pełnym wtryskiem do komory spalania). Wyniki obliczeń emisji CO₂ dla wyżej wymienionych założeń i wariantów przedstawione zostały na rys. 7.4.



Rys. 7.4. Roczna emisja CO₂ dla rozpatrywanych wariantów energetycznych układów do wytwarzania energii elektrycznej i ciepłej

Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że układ Chenga służący do skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepłej charakteryzuje się najmniejszą wartością emisji dwutlenku węgla. Dotyczy to zarówno układu prostego jak i rozbudowanego, przy czym ten ostatni pozwala na dalsze

obniżenie emisji o 15,7 % w stosunku do układu prostego. Interesująca jest stosunkowo duża wartość emisji CO₂ dla gazowego układu kogeneracyjnego prostego. Wynika to ze stałego wskaźnika skojarzenia, co powoduje, że znamionowa moc elektryczna występuje tylko przy pełnej mocy cieplnej układu. Wraz ze spadkiem zapotrzebowania na ciepło musi nastąpić spadek mocy elektrycznej, który pokrywany jest z węglowej elektrowni kondensacyjnej, w wyniku czego gwałtownie rośnie emisja CO₂. Oczywiście jest, że dla innych założeń wyjściowych, wartości emisji rocznej dwutlenku węgla będą dla poszczególnych wariantów przybierały inne wartości. Dokładniejsze określenie tych zależności powinno być przedmiotem dokładniejszych analiz z uwzględnieniem konkretnych wartości zapotrzebowania na moc cieplną i elektryczną.

8. Propozycje racjonalizacji układu i dalsze prace badawcze

Obecnie stosowane układy Chenga są układami prostymi. Wprawdzie sprawności całkowite tych jednostek pracujących w systemach kogeneracyjnego wytwarzania energii cieplnej i elektrycznej są wysokie, to sprawności elektryczne nie osiągają możliwych maksimumów. Przeprowadzone w ramach pracy obliczenia numeryczne wykazały poważne możliwości podniesienia sprawności elektrycznej takich układów w wyniku ich rozbudowy o dodatkowe elementy. Powoduje to osłabienie głównej zalety, polegającej na niskich nakładach inwestycyjnych i prostej budowie, jednak umożliwia znaczne podniesienie własności energetycznych i ekologicznych.

Poprawienie własności układu Chenga może nastąpić w wyniku zmiany parametrów czynnika obiegowego oraz poprzez rozbudowę układu. Rozbudowa ta polegałaby na wprowadzeniu chłodzenia międzystopniowego sprężanego powietrza, przegrzewu międzystopniowego rozprężanych gazów spalinowych, lub obu tych metod równocześnie. Na podstawie wyników obliczeń numerycznych można stwierdzić, że najkorzystniejszym rozwiązaniem jest zastosowanie zarówno chłodzenia międzystopniowego powietrza jak i przegrzewu wtórnego spalin. W zależności od technologii oraz materiałów stosowanych na elementy pierwszych stopni turbiny należy dobrać możliwie wysoką temperaturę spalin na wlocie układu łopatkowego. Dla tej temperatury należy wykonać obliczenia optymalizacyjne z wykorzystaniem przedstawionego modelu komputerowego, dzięki którym zostaną wyznaczone optymalne wartości sprężu całkowitego π_c , współczynnika sprężu k_π , współczynnika podziału ciśnień w turbinie $k_{\pi t}$. Przy pomocy szczegółowych obliczeń chłodnicy międzystopniowej i kotła odzyskowego oraz analizy ekonomicznej (które nie były przedmiotem niniejszej pracy), mogą zostać dobrane optymalne wartości podstawowych parametrów termodynamicznych układu, pozwalające na uzyskiwanie najwyższych sprawności i możliwe obniżenie uciążliwości dla środowiska naturalnego.

Opisany model komputerowy układu Chenga umożliwia przebadanie wpływu jedynie niektórych parametrów termodynamicznych czynnika na własności energetyczne siłowni tego rodzaju. W celu lepszego poznania możliwości układu Chenga konieczne jest rozbudowanie modelu i przeprowadzenie dodatkowych obliczeń. Dotyczy to przede wszystkim układów wielowałowych, w których występują sprzężenia zwrotne. Wtrysk pary będzie powodował zmianę mocy generowanej przez część HP turbiny, a to wpłynie na zmianę sprężu i strumienia zasysanego powietrza. Możliwość zmian prędkości obrotowej niektórych elementów układu będzie niewątpliwie wpływać na własności energetyczne.

Dodatkowo powinna zostać przebadana celowość zastosowania kotłów dwu- i trójciśnieniowych. Zastosowanie wtórnego przegrzewu pozwala bowiem na stopniowanie ciśnienia w kotle i zmniejszenie strat egzergicznych. Kotły odzyskowe ze stopniowaniem ciśnienia umożliwiają uzyskanie lepszego

dopasowania rozkładu temperatur w kotle i podniesienie sprawności układów gazowo–parowych.

Należałoby dodatkowo przeprowadzić obliczenia układu Chenga z międzystopniowymi komorami mieszania, w których między stopniami turbiny byłaby wtryskiwana para wodna wytworzona w kotle odzyskowym. Mieszanie pary z czynnikiem obiegowym odbywałoby się bez wtrysku paliwa i spalania. Umożliwiłoby to zoptymalizowanie kotła odzyskowego pod względem strat egzergetycznych. Wtryskiwana para mogłaby korzystnie wpływać na własności energetyczne układu.

Ponadto należałoby rozbudować zaprezentowany model o moduł służący do obliczeń chłodzenia międzystopniowego poprzez nawilżanie powietrza. Nawilżanie to mogłoby być realizowane także wodą o podwyższonej temperaturze, uzyskiwaną w kotle odzyskowym, dzięki czemu przebiegałoby ono szybciej i narażałoby w mniejszym stopniu łopatki sprężarki na działanie erozyjne nieodparowanych kropel wody.

Ponieważ układ Chenga doskonale nadaje się do kogeneracyjnego wytwarzania energii elektrycznej i cieplnej, więc mogą być niezbędne obliczenia mające na celu rozpoznanie przydatności ciepła o stosunkowo niskiej średniej temperaturze do celów grzewczych i klimatyzacyjnych (trójgeneracja). Spaliny wydane do otoczenia niosą bowiem dużą ilość pary wodnej, czyli posiadają wysoką entalpię. Schłodzenie spalin do odpowiednio niskiej temperatury spowodowałoby wykroplenie pewnej części pary wodnej i odzysk dużej ilości utajonego ciepła parowania. Wykroplona woda w postaci ciekłej mogłaby być ponownie wykorzystana w układzie do produkcji pary wodnej w kotle odzyskowym, co obniżyłoby koszty eksploatacji związane z przygotowaniem wody zasilającej. Wykraplanie pary wodnej i wykorzystanie ciepła parowania do celów grzewczych mogłoby prowadzić do wzrostu sprawności całkowitej układu i lepszego wykorzystania energii chemicznej paliwa. Wiązałoby się jednak z koniecznością budowy kotła kondensacyjnego i wzrostem kosztów inwestycyjnych.

Wraz z rozwojem absorpcyjnych pomp ciepła rośnie zainteresowanie gazowymi układami trójgeneracyjnymi, których zadaniem jest wytwarzanie, oprócz energii elektrycznej i cieplnej, także ciepła ujemnego, wykorzystywanego w klimatyzacji. Układ Chenga może także służyć do tego celu. Należałoby przeprowadzić dodatkowe obliczenia układu Chenga w zastosowaniu trójgeneracyjnym, gdyż może wpłynąć to na podniesienie stopnia wykorzystania paliwa i obniżenie uciążliwości energetyki dla środowiska.

9. Podsumowanie

Doświadczenia eksploatacyjne układu Chenga wykazują jego wysoką atrakcyjność jako źródła energii elektrycznej i cieplnej. Dzięki wtryskowi pary do komory spalania emisja toksycznych składników spalin utrzymywana jest na bardzo niskim poziomie, co pozwala na instalowanie takich układów w pobliżu odbiorców ciepła bez konieczności stosowania dodatkowych systemów oczyszczania spalin. Także emisja dwutlenku węgla, z uwagi na wysokie sprawności energetyczne, jest stosunkowo niska. Dotychczas eksploatowane instalacje pracują w układzie prostym z wykorzystaniem turbinowych silników lotniczo-pochodnych, których parametry nie są zoptymalizowane pod względem zastosowania w układzie Chenga. Optymalizacja parametrów pozwoliłaby na podniesienie sprawności konwersji energii, lepsze wykorzystanie paliwa i dalsze zmniejszenie uciążliwości dla środowiska naturalnego.

W ramach pracy zbudowany został model matematyczny układu Chenga, którego wyniki zostały skonfrontowane z parametrami układu pracującego na Politechnice w Monachium. Rozbieżność nie przekroczyła wartości 1 %. Model ten posłużył do wyznaczenia charakterystyk układu dla zmiennych w szerokich granicach podstawowych parametrów. Wyznaczone zostały krzywe sprawności elektrycznej oraz mocy elektrycznej układu. Przebadany został wpływ temperatury otoczenia i sprawności wewnętrznych komponentów. Wyniki obliczeń przedstawione zostały w rozdziale 4. Wykazany został pozytywny wpływ wtrysku pary zarówno na sprawność jak i moc elektryczną generowaną w układzie, w szerokim zakresie rozpatrywanych parametrów. Wyniki te stanowią dowód pierwszej tezy.

Następnie model został rozbudowany o dodatkowe moduły umożliwiające przeprowadzenie obliczeń układu Chenga z międzystopniowym chłodzeniem sprężanego powietrza i przegrzewem międzystopniowym rozprężanych gazów spalinowych. Wykonane zostały obliczenia sprawności i mocy elektrycznej, które pozwoliły na określenie przedziałów parametrów, dla których uzyskiwane są przyrosty sprawności. Wyniki przedstawiono w rozdziale 5. Są one dowodem tezy drugiej.

Dodatkowo zbudowany został model geometryczny stopnia turbinowego, który posłużył do przeprowadzenia obliczeń numerycznych przepływu gazu przez stopień bez wtrysku pary i z wtryskiem pary do komory spalania. Miało to na celu zbadanie wpływu wtrysku pary na kinematykę i sprawność stopnia. Wyniki obliczeń numerycznych stopnia turbinowego z wtryskiem pary do komory spalania i bez wtrysku przedstawione zostały w rozdziale 6.

W rozdziale 7 przeprowadzona została analiza skutków ekologicznych wprowadzania do energetyki zawodowej układu Chenga, zarówno w wersji podstawowej jak i rozbudowanej. Wykazany został proekologiczny wpływ stosowania układu Chenga w energetyce polegający na znacznym zmniejszeniu emi-

sji toksycznych tlenków azotu oraz dwutlenku węgla do atmosfery. Została więc udowodniona teza trzecia.

Wyniki obliczeń wykonanych przy pomocy zaimplementowanych modeli matematycznych pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków.

1. Zastępowanie zarówno układów ciepłowni węglowych jak i gazowych układem Chenga, zwłaszcza w formie rozbudowanej, pozwala na zmniejszenie emisji tlenków azotu NO_x oraz dwutlenku węgla CO_2 do atmosfery, a przez to obniża obciążenie środowiska naturalnego.
2. Układ Chenga charakteryzuje się utrzymaniem wysokiej sprawności elektrycznej w szerokim zakresie zmian mocy cieplnej i elektrycznej.
3. Wtrysk pary do komory spalania powoduje znaczny wzrost sprawności i mocy elektrycznej odprowadzanej z układu. Efekt ten jest zależny od wszystkich badanych parametrów, ale najistotniejszy wpływ ma temperatura spalin na wlocie do turbiny t_3 .
4. Dla każdej wartości temperatury gazu na wlocie do turbiny t_3 istnieje pewna wartość sprężu π_c dla którego występuje maksimum sprawności i mocy. Maksimum krzywych mocy położone jest w zakresie niższych wartości sprężu, niż krzywych sprawności.
5. Na własności układu Chenga ma wpływ także zmiana temperatury otoczenia, a jej spadek wpływa korzystnie na sprawność i moc elektryczną.
6. Wpływ wtrysku pary do komory spalania na własności energetyczne układu jest różny dla różnych sprawności wewnętrznych sprężarki i turbiny. Interesujące jest, że największe gradienty przyrostu sprawności elektrycznej układu występują dla najmniejszych sprawności wewnętrznych, a największe przyrosty możliwe są do uzyskania – dla przeciętnych sprawności wewnętrznych. Krzywe przyrostu mocy elektrycznej układu mają zbliżony kształt dla różnych wartości sprawności wewnętrznych. Szczególnie małe różnice występują dla różnych sprawności wewnętrznych sprężarki.
7. Możliwe jest podniesienie sprawności elektrycznej nowo instalowanych układów, a przez to oszczędniejsze zużywanie paliwa i zmniejszenie emisji CO_2 , poprzez zmianę niektórych parametrów termodynamicznych czynnika w układzie. Dla zadanej temperatury spalin na wlocie do turbiny t_3 pewien wzrost sprawności może być osiągnięty poprzez zwiększenie sprężu całkowitego. Wiązałoby się to jednak ze zmniejszeniem mocy elektrycznej układu i koniecznością ingerencji w konstrukcję sprężarki.
8. Poprzez zastosowanie chłodzenia międzystopniowego sprężanego powietrza możliwe jest zwiększenie sprawności i mocy elektrycznej układu Chenga, ale tylko w pewnym zakresie wartości współczynnika podziału entalpii w sprężarce k_{hc} . Mimo wzrostu strumienia paliwa dostarczanego do komory spalania występuje wzrost sprawności układu wynikający ze

spadku mocy pobieranej przez sprężarkę. Przy większych wartościach współczynnika przyrost strumienia paliwa jest większy, niż przyrost mocy układu, co prowadzi do spadku sprawności. W zależności od parametrów termodynamicznych możliwy jest wzrost sprawności o 1÷2 %.

9. Największe wartości sprawności i mocy elektrycznej układu z chłodzeniem międzystopniowym osiągane są przy dużych wartościach sprężu. Projektowanie takiego układu od podstaw wiąże się z koniecznością całkowitej zmiany układu przepływowego i zwiększenia stopni sprężarki, co może znacznie podnieść koszty wdrażania układu.
10. Przyrost sprawności elektrycznej układu z wtryskiem pary spowodowany chłodzeniem międzystopniowym sprężanego powietrza jest mniejszy, niż w przypadku bez wtrysku. Powodem jest tu mniejszy udział entalpii sprężonego powietrza w bilansie energii komory spalania. Korzystne jest występowanie maksimów krzywych obu przypadków w zakresie zbliżonych wartości współczynnika podziału entalpii w sprężarce, gdyż układ Chenga pracuje zwykle przy zmiennym strumieniu wtryskiwanej pary. Możliwe jest więc takie zaprojektowanie sprężarki, aby punkt pracy znajdował się blisko punktu maksymalnej sprawności niezależnie od strumienia wtryskiwanej pary.
11. Bardzo korzystnym zabiegiem, ze względów energetycznych układu Chenga, jest zastosowanie przegrzewu międzystopniowego spalin. Przyrost zarówno sprawności jak i mocy układu zależny jest od pozostałych parametrów termodynamicznych układu. Przy zastosowaniu odpowiedniego sprężu możliwy jest wzrost sprawności o ponad 10 % dla $t_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ i o kilkanaście procent dla $t_3 = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$. Wprowadzenie do układu drugiej komory spalania musi się wiązać ze znacznym kosztem rozwoju i produkcji układu, gdyż część turbiny musi zostać zmieniona.
12. Największe przyrosty sprawności i mocy elektrycznej uzyskiwane są w wyniku zastosowania przegrzewu międzystopniowego spalin łącznie z chłodzeniem międzystopniowym sprężanego powietrza. Dla temperatur $t_3 = 1000$ i $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ osiągalne są sprawności odpowiednio 52,80 i 61,55 %, co nie jest możliwe obecnie w przypadku tradycyjnych układów gazowo-parowych. Tak wysokie wartości sprawności mogą wystąpić jednak przy bardzo wysokich wartościach sprężu, co wiąże się z koniecznością rozbudowy sprężarki.
13. Maksima sprawności układu z chłodzeniem i przegrzewem międzystopniowym leżą w zakresie znacznie niższych wartości współczynnika k_{hc} niż maksima mocy elektrycznej. W układach, w których priorytetem jest duża wartość mocy jednostkowej może wystąpić tendencja to zwiększania wartości współczynnika k_{hc} , co przyniesie pewien spadek sprawności elektrycznej układu.

Literatura

- [1] Badyda K., Zagadnienia modelowania matematycznego instalacji energetycznych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej Warszawa 2001.
- [2] Badyda K., Krzechowicz S., Körner B., Małe elektrociepłownie jako źródło zaopatrzenia w energię elektryczną, ciepło i chłód. V Konferencja Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Warszawa 2001, s. 27 – 38.
- [3] Badyda K., Lewandowski J., Miller A., Świński K., Symulator bloku energetycznego współpracujący z układem cyfrowego sterowania (DCS). III Konferencja Problemy Badawcze Energetyki Ciepłej, Warszawa 1997, s. 19 – 26.
- [4] Camporeale S. M. Fortunato B., Performance of a mixed gas–steam cycle power plant obtained upgrading an aeroderivative gas turbine. Energy Conversion and Management, 16/1998, s. 1683 – 1692.
- [5] Caniew S. W., Burow W. D., Remiezow A. N., Gazoturbiny i parogazowe instalacje ciepłownicze i elektroenergetyczne. Izdatelstwo MEN. Moskwa 2002.
- [6] Cardu M, Baica M, Gas turbine installation with total water injection in the combustion chamber. Energy Conversion and Management, 43/2002, s. 2395 – 2404.
- [7] Cheng D, Nelson A, The chronological development of the Cheng cycle steam injected gas turbine during the past 25 years. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam.
- [8] Chmielniak T., Maszyny przepływowe. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [9] Chmielniak T., Obiegi termodynamiczne turbin ciepłych. Maszyny przepływowe tom 2. Zakład Narodowy im. Ossolińskich Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk. Wrocław 1988.
- [10] Chmielniak T., Technologie energetyczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 2004.
- [11] Chmielniak T., Układy gazowo–parowe zintegrowane ze zgazowaniem węgla. Przegląd zagadnień. II Konferencja Naukowo–Techniczna Energetyka Gazowa 2002, s. 45 – 63.
- [12] Chmielniak T., Kosman G., Otte J., Werbowski T., Zbiór zadań z turbin ciepłych. Zagadnienia ciepno–przepływowe. Skrypty uczelniane nr 643, Gliwice 1976.

- [13] Chmielniak T., Kotwicz J., Metody doboru optymalnych parametrów instalacji turbin gazowych. II Konferencja Naukowo–Techniczna Energetyka Gazowa 2002, s.103 – 115.
- [14] Chmielniak T., Rusin A., Czwiertnia K., Turbiny gazowe. Maszyny przepływowe tom 25. Zakład Narodowy im. Ossolińskich Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk. Wrocław 2001.
- [15] Drozdek A., Kimon D. L., Struktury danych w języku C. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1996.
- [16] Giampaolo T., The Gas Turbine Handbook: Principles and Practices. The Fairmont Press, Inc., Lilburn 1997.
- [17] Heppenstall T, Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. Applied Thermal Engineering, 18/1998, s. 827 – 846.
- [18] Jesionek K., Chrzczonowski A., Układ Chenga jako proekologiczne źródło energii cieplnej i elektrycznej. Problemi ekonomii energii. Zbiornik materialiv IV miznarodnoj naukowo–practicnoj konferencii. Lwów 2003.
- [19] Jesionek K., Chrzczonowski A., Badur J., Lemański M., Analiza parametryczna pracy zaawansowanego obiegu Chenga. Modelowanie w mechanice. XLIII Sympozjon PTMTS. Wisła 2004.
- [20] Jesionek K., Chrzczonowski A., Wpływ chłodzenia międzystopniowego poprzez wtrysk wody na pracę turbiny gazowej. Modelowanie w mechanice. XLIV Sympozjon PTMTS. Wisła 2005.
- [21] Kail C., Fortschrittliche gasbefeuerte Kraftwerksprozesse für höchste Wirkungsgrade und niedrige Stromerzeugungskosten, VGB–TB 233 A, 1998.
- [22] Kail C., Rukes B., Fortschrittliche Gas- und Dampfturbinenprozesse zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei GUD–Kraftwerken. VDI–Berichte nr 1182, 1995, s. 71 – 87.
- [23] Kail C., Haberberger G., Technik und Kosten der Kraft–Wärme–Kopplung bei GUD- und Dampfkraftwerken. VDI–Berichte nr 1495, 1999, s. 95 – 111.
- [24] Kalinowski E., Termodynamika. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994.
- [25] Kazimierski Z., Podstawy mechaniki płynów i metod komputerowej symulacji przepływów. Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2004.
- [26] Kehlhofer R., Kunze N., Lehmann J., Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke. Technischer Verlag Resch, 1992.

- [27] Kellerer, A., Hein, D., Spangenberg, Ch., Lastfolgebetrieb mit einer Cheng Cycle-Anlage. VDI-Berichte Nr. 1321, s. 137 – 150, 1997.
- [28] Kellerer A, Spangenberg C, Operating Experience With a Cheng – Cycle Unit. VGB PowerTech, 11/1998, s. 16 – 20.
- [29] Kernighan B. W., Ritchie D. M., Język ANSI C. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1999.
- [30] Kiesow H. J., Joos F., Beeck A., Waltke U., The ABB GT26 family – field experience. VDI Berichte 1438. Gasturbinen in Energetischen Anlagen. Tagung Leverkusen 1998.
- [31] Kotowicz J., Chmielniak T., Remiorz L., Modelowanie optymalnych układów parowo-gazowych z wykorzystaniem algorytmów neuronowych. Gospodarka Paliwami i Energią, 10/2001, s. 13 – 17.
- [32] Kruczek S., Kotły. Konstrukcje i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [33] Kubski P., Ciepłownicze zastosowanie turbiny gazowej pracującej w układzie Chenga. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 3/2001.
- [34] Kwanka K., Flexible Stromerzeugung mit Gasturbinen. Fachtagung Gasturbinen in der Praxis. Köln, März 1999.
- [35] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F., Elektrownie. Wydanie czwarte poprawione. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne 2000.
- [36] Liszka M., Manfrida G., Ziębik A., Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant. Energy Conversion and Management 44/2003, s. 995 – 1012.
- [37] Loudon K., Algorytmy w C. Wydawnictwo Helion, 2003.
- [38] Gregulec D., Karczmarek J., Podstawowe procedury numeryczne w języku Turbo Pascal. Wydawnictwo NAKOM, Poznań 1997.
- [39] Marecki J., Podstawy przemian energetycznych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
- [40] Miller A., Turbiny gazowe i układy parowo-gazowe. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1984.
- [41] Miller A., Lewandowski J., Układy gazowo-parowe na paliwo stałe. Perspektywy zastosowań i modelowanie matematyczne. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1993.
- [42] Najjar Y., Some trends and progress in gas turbine technology and research. Energy Conversion and Management, 12/1996, s. 1713 – 1723.
- [43] Nelson A, Vaezi V, Cheng D, A fifty percent plus efficiency mid range advanced Cheng cycle. ASME TURBO EXPO 2002, Amsterdam.

- [44] Nikiel T., Turbiny parowe. Wydanie czwarte. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne 1989.
- [45] Norwisz J., Kolenda Z., Produkcja skojarzona ciepła i energii elektrycznej w Polsce. Możliwości i uwarunkowania. Gospodarka paliwami i energią, 11/2001, s. 2 – 9.
- [46] Ochęduszek S., Termodynamika stosowana. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1964.
- [47] Paepe M., Dick E., Huvenne P., Industrial Application of Water Recovery in Steam Injected Gas Turbines. VDI Berichte 1438. Gasturbinen in Energetischen Anlagen. Tagung Leverkusen 1998.
- [48] Paepe M, Dick E, Technological and economical analysis of water recovery in steam injected gas turbines. Applied Thermal Engineering, 21/2001, s. 135 – 156.
- [49] Panek A, Wiszniewski A, Energetyka skojarzona małej skali na lokalnych rynkach energii. Gospodarka paliwami i energią, 3/2001, s. 15 – 19.
- [50] Penning F, Lange H, Steam injection: analysis of typical application. Applied Thermal Engineering, 16/1996, s. 115 – 125.
- [51] Perycz S., Turbiny parowe i gazowe. Maszyny przepływowe tom 10. Zakład Narodowy im. Ossolińskich Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk. Wrocław 1992.
- [52] Pilavachi P.A., Power generation with gas turbine systems and combined heat and power. Applied Thermal Engineering, 20/2000, s. 1421 – 1429.
- [53] Rajaram S, Kamalanathan N, HRSGs for combined cycle power plants. Heat Recovery Systems & CHP, 15/1995, s. 155 – 161.
- [54] Ralston A., Wstęp do analizy numerycznej. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1983.
- [55] Raznjewic K., Tablice cieplne z wykresami. Dane techniczne w układzie technicznym i międzynarodowym. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1966.
- [56] Rodriguez–Toral M.A., Morton W, Mitchell D.R., Using new packages for modeling, equation oriented simulation and optimization of a cogeneration plant. Computers & Chemical Engineering, 24/2000, s. 2667 – 2685.
- [57] Rosiński M., Wpływ parametrów termodynamicznych na efektywność cieplną i elektryczną elektrociepłowni z turbinami gazowymi i parowo–gazowymi. Ciepłownictwo, ogrzewnictwo, wentylacja, 1/2000, s. 8 – 12.

- [58] Saad M., Cheng D., The new LM2500 Cheng cycle for power generation and cogeneration. *Energy Conversion and Management*, 15/1997, s. 1637 – 1646.
- [59] Salvi D, Pierpaoli P, Optimization of inlet air cooling systems for steam injected gas turbines, *International Journal of Thermal Science*, 41/2002, s. 815 – 822.
- [60] Skorek J., Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [61] Skorek J., Kalina J., Gazowe układy kogeneracyjne. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne 2005.
- [62] Spangenberg C., Einsatzoptimierung von Kraft–Wärme–Kopplungsanlagen mit Gasturbinen. Dissertation, Lehrstuhl Thermische Kraftanlagen, München 1998.
- [63] Spangenberg C., Hein D., Gasturbinen mit Dampfinkjektion zur Leistungssteigerung – Technik, Betrieb, Wirtschaftlichkeit. VDI Berichte nr 1182, 1995.
- [64] Spangenberg C., Kostenoptimierter Betrieb von Kraft–Wärme–Kopplungsanlagen – die Cheng–Cycle–Anlage der TU München. VDI Berichte nr 1280, 1996.
- [65] Szargut J., Teoria procesów cieplnych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1973.
- [66] Szargut J., Termodynamika techniczna. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [67] Sznee J. I., Teoria turbin gazowych. Państwowe Wydawnictwa Techniczne Warszawa 1954.
- [68] Tuliszka E., Termodynamika techniczna. Państwowe Wydawnictwo Naukowe. Warszawa – Poznań, 1980.
- [69] Tuliszka E., Turbiny cieplne. Zagadnienia cieplne i przepływowe. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1973.
- [70] Wagner W., Kruse A., Properties of Water and Steam. The Industrial Standard IAPWS–IF97 for the Thermodynamic Properties and Supplementary Equations for Other Properties. Springer–Verlag, Berlin 1998.
- [71] Wang F., Chiou J., Integration of steam injection and inlet air cooling for a gas turbine generation system. *Energy Conversion and Management* 45/2004, s. 15 – 26.

- [72] Wilk K., Analiza techniczno–ekonomiczna wykorzystania silnika gazowego do skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w obiekcie szpitalnym w warunkach ograniczonej oceny zapotrzebowania na energię elektryczną, *Gospodarka paliwami i energią*, 8/2001, s. 10 – 15.
- [73] Wiśniewski S., Obciążenia cieplne silników turbinowych, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1974.
- [74] Wiśniewski S., Termodynamika techniczna, Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1999.
- [75] Wolf J., Perkavec M., Neuste Entwicklungen im Gasturbinenbau, VDI Berichte 1438 – Gasturbinen in Energetischen Anlagen, Leverkusen 1998.
- [76] Wróblewski P., Algorytmy, struktury danych i techniki programowania, Wydawnictwo Helion 2001.
- [77] Yang W., Reduction of specific fuel consumption in gas turbine power plants, *Energy Conversion and Management*, 10/1997, s. 1219 – 1224.
- [78] Zaporowski B., Szczerbowski R., Energy analysis of technological systems of natural gas fired combined heat–and–power plants, *Applied Energy*, 75/2003, s. 43 – 50.
- [79] Badyda K., Trzybiński J., Wróbel E., Kamiński L., Turbina gazowa czy silnik jako źródło energii w lokalnej elektrociepłowni?, *Prace IMiUE i ITC Politechniki Śląskiej, Międzynarodowa III Konferencja Naukowo–Techniczna Energetyka Gazowa*, Gliwice 2005.
- [80] Duda J., Energooszczędne i proekologiczne techniki wypalania klinkieru cementowego, *Prace Instytutu Mineralnych Materiałów Budowlanych w Opolu*, Opole 2004.
- [81] Gatnar K., Trójgeneracja – wytwarzanie ciepła, zimna i energii elektrycznej w oparciu o metan z odmetanowania kopalń JSW S.A., *Prace IMiUE i ITC Politechniki Śląskiej, Międzynarodowa III Konferencja Naukowo–Techniczna Energetyka Gazowa*, Gliwice 2005.
- [82] Goliński J. A., Jesionek K. J., Siłownie binarne – Wybrane zagadnienia termodynamiczno–konstrukcyjne układów turbin powietrzno–parowych, *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej*, Wrocław 2006.
- [83] Skorek J., Kalina J., Potencjał zastosowania paliw gazowych do rozproszonego, skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła w Polsce, *Prace IMiUE i ITC Politechniki Śląskiej, Międzynarodowa III Konferencja Naukowo–Techniczna Energetyka Gazowa*, Gliwice 2005.
- [84] Kozłów P., Egzergetyczno–ekonomiczna analiza układów energetyki rozproszonej, *Rozprawa doktorska, Politechnika Koszalińska*, Koszalin 2005.

A. Funkcje kanoniczne tablic IAPWS-IF97

Załącznik A zawiera kod źródłowy funkcji kanonicznych napisany w języku C. W linii 1 włączony do kodu jest plik nagłówkowy biblioteki standardowej obsługującej operacje wejścia/wyjścia. W liniach 2÷24 zainicjowane zostały wartości stałych wykorzystywanych w dalszych obliczeniach. Funkcja *satp* zawarta między wierszami 25 i 45 służy do wyznaczenia ciśnienia nasycenia w zależności od temperatury. Kolejna funkcja *tsat* (wiersze 46÷80) zwraca wartość temperatury nasycenia dla danego ciśnienia. Linia nasycenia stanowi region 4 obszaru objętego algorytmami obliczeniowymi (rys. 2.4). Kolejne funkcje – *fung1* (81÷177), *fung2* (178÷276), *fung3* (277÷348), *fung5* (349÷397) są funkcjami kanonicznymi dla regionów odpowiedni 1, 2, 3, 5 i pobierają jako parametr ciśnienie p [Pa] i temperaturę T [K] lub gęstość ρ [kg/m³] i temperaturę T [K], a zwracają jedno z pozostałych parametrów termodynamicznych, w zależności od wartości dodatkowego argumentu całkowitego *option*. Jeśli parametry funkcji przekazywane jako argumenty leżą poza zakresem obowiązywania algorytmów, zwracany jest kod błędu i wyprowadzana jest informacja o błędzie do konsoli systemowej (standardowe wyjście) i do pliku wyjściowego.

Funkcje kanoniczne wykorzystywane w obliczeniach własności wody i pary wodnej zapisane zostały w postaci wielomianów i ich pochodnych, dzięki czemu doskonale nadają się do zastosowania w elektronicznej technice obliczeniowej. Zastosowanie typu *double* (zmiennoprzecinkowego o podwójnej precyzji) pozwoliło na uzyskanie wysokiej dokładności obliczeń. Funkcje mogą w formie skompilowanej zostać umieszczone w bibliotekach statycznych (*.lib) lub dynamicznych (*.dll), co może ułatwić ich wykorzystanie w szerszych zastosowaniach. W ramach pracy zarządzanie skompilowanymi funkcjami spoczywało na środowisku programistycznym.

```

1. #include <stdio.h>

2. double psk1 = 16.53e6;
3. double psk2 = 1.0e6;
4. double tsk1 = 1386.0;
5. double tsk2 = 540.0;
6. double hsk1 = 2.5e6;
7. double ipsk = 1.0e-6;
8. double ihsk = 5.0e-7;
9. double ptr = 611.657;
10. double dltr = 999.792520031617642;
11. double dvtr = 0.485457572477861372e-2;
12. double RH20 = 461.526;
13. double psk5 = 1.0e6;
14. double tcr = 647.096;
15. double PCRIT = 22064000.0;
16. double DCRIT = 322.0;
17. double PLIMIT5 = 10.0e6;
18. double TSTAR5 = 1000.0;

```



```

19. double HCRIT = 2087546.84511715;
20. double PLIMIT1 = 100.0e6;
21. double PLIMIT4A = 16.5292e6;
22. double SCRIT = 4412.021482236345;
23. double TLIMIT1 = 623.15;
24. double TLIMIT2 = 1073.15;

25. double satp (double T)
26. {
27.     double a1, a2, a3, a4;
28.     double o[9];

29.     if (T < 273.16) printf("za niska temperatura\n");
30.     if (T > tcr) printf("za wysoka temperatura\n");
31.     o[1] = -650.17534844798 + T;
32.     o[2] = 1/o[1];
33.     o[3] = -0.238555575678490*o[2];
34.     o[4] = o[3] + T;
35.     o[5] = -4823.2657361591*o[4];
36.     o[6] = o[4]*o[4];
37.     o[7] = 14.9151086135300*o[6];
38.     o[8] = 405113.40542057 + o[5] + o[7];

39.     a1 = 16.0e6*o[8]*o[8]*o[8]*o[8]*1;
40.     a2 = -724213.16703206 + 1167.05214527670*o[4] + o[6];
41.     a3 = -3.2325550322333e6 + 12020.8247024700*o[4] -
         17.0738469400920*o[6];
42.     a4 = 3.2325550322333e6 - 12020.8247024700*o[4] +
         17.0738469400920*o[6] +
43.     sqrt(-4.0*(a2)*o[8] +a3*a3);

44.     return a1/(a4*a4*a4*a4);
45. }

46. double tsat (double p)
47. {
48.     double pi;
49.     double o[21];

50.     if (p <= ptr) {
51.         printf("za niskie ciśnienie\n");
52.         return 0;
53.     }
54.     if (p > PCRIT) {
55.         printf("za wysokie ciśnienie\n");
56.         return 0;
57.     }

58.     pi = p*ipsk;
59.     o[1] = sqrt(sqrt(pi));
60.     o[2] = -3.2325550322333e6*o[1];
61.     o[3] = sqrt(pi);
62.     o[4] = -724213.16703206*o[3];
63.     o[5] = 405113.40542057 + o[2] + o[4];
64.     o[6] = -17.0738469400920*o[1];
65.     o[7] = 14.9151086135300 + o[3] + o[6];
66.     o[8] = -4.0*o[5]*o[7];
67.     o[9] = 12020.8247024700*o[1];
68.     o[10] = 1167.05214527670*o[3];
69.     o[11] = -4823.2657361591 + o[10] + o[9];
70.     o[12] = o[11]*o[11];

```

```

71.     o[13] = o[12] + o[8];
72.     o[14] = sqrt(o[13]);
73.     o[15] = -o[14];
74.     o[16] = -12020.8247024700*o[1];
75.     o[17] = -1167.05214527670*o[3];
76.     o[18] = 4823.2657361591 + o[15] + o[16] + o[17];
77.     o[19] = 1/o[18];
78.     o[20] = 2.0*o[19]*o[5];

79.     return 0.5*(650.17534844798 + o[20] - sqrt(-4.0*(-
        0.238555575678490 + 1300.35069689596*o[19]*o[5]) +
        (650.17534844798 + o[20]) * (650.17534844798 + o[20])));
80. }

81. double g1 (double p, double T, int option)
82. {
83.     double v, u, s, h, cp, cv, w;
84.     double pil, gpi, gtau;
85.     double gg, ggpi, ggpipi, ggtau, ggtautau, ggtaupi;
86.     double taul;
87.     double o[46];
88.     if (p < ptr) {
89.         printf("za niskie ciśnienie\n");
90.         return 0;
91.     }
92.     if (p >= 100.0e6) {
93.         printf("za wysokie ciśnienie\n");
94.         return 0;
95.     }
96.     if (T <= 273.15) {
97.         printf("za niska temoeratura");
98.         return 0;
99.     }

100.    gpi = p/psk1;
101.    gtau = tsk1/T;
102.    pil = 7.10000000000000 - gpi;
103.    taul = -1.222000000000000 + gtau;
104.    o[1] = taul*taul;
105.    o[2] = o[1]*o[1];
106.    o[3] = o[2]*o[2];
107.    o[4] = o[3]*taul;
108.    o[5] = 1/o[4];
109.    o[6] = o[1]*o[2];
110.    o[7] = o[1]*taul;
111.    o[8] = 1/o[7];
112.    o[9] = o[1]*o[2]*o[3];
113.    o[10] = 1/o[2];
114.    o[11] = o[2]*taul;
115.    o[12] = 1/o[11];
116.    o[13] = o[2]*o[3];
117.    o[14] = 1/o[3];
118.    o[15] = pil*pil;
119.    o[16] = o[15]*pil;
120.    o[17] = o[15]*o[15];
121.    o[18] = o[17]*o[17];
122.    o[19] = o[17]*o[18]*pil;
123.    o[20] = o[15]*o[17];
124.    o[21] = o[3]*o[3];
125.    o[22] = o[21]*o[21];
126.    o[23] = o[22]*o[3]*taul;

```

```

127.    o[24] = 1/o[23];
128.    o[25] = o[22]*o[3];
129.    o[26] = 1/o[25];
130.    o[27] = o[1]*o[2]*o[22]*taul;
131.    o[28] = 1/o[27];
132.    o[29] = o[1]*o[2]*o[22];
133.    o[30] = 1/o[29];
134.    o[31] = o[1]*o[2]*o[21]*o[3]*taul;
135.    o[32] = 1/o[31];
136.    o[33] = o[2]*o[21]*o[3]*taul;
137.    o[34] = 1/o[33];
138.    o[35] = o[1]*o[3]*taul;
139.    o[36] = 1/o[35];
140.    o[37] = o[1]*o[3];
141.    o[38] = 1/o[37];
142.    o[39] = 1/o[6];
143.    o[40] = o[1]*o[22]*o[3];
144.    o[41] = 1/o[40];
145.    o[42] = 1/o[22];
146.    o[43] = o[1]*o[2]*o[21]*o[3];
147.    o[44] = 1/o[43];
148.    o[45] = 1/o[13];

149.    gg = pil*(pil*(pil*(o[10]*(-0.000031679644845054 + o[2]*(-
150.    2.82707979853120e-6 -
151.    8.5205128120103e-10*o[6])) + pil*(o[12]*(-2.24252819080000e-6 +
      (-6.5171222895601e-7 - 1.43417299379240e-13*o[13])*o[7])) +
      pil*(-4.0516996860117e-7*o[14] +
151.    o[16]*((-1.27343017416410e-9 -1.74248712306340e-10*o[11])*o[36]
      + o[19]*(-6.8762131295531e-19*o[34] +
      o[15]*(1.44783078285210e-20*o[32] +
      o[20]*(2.63357816627950e-23*o[30] + pil*(-
      1.19476226400710e-23*o[28] + pil*(1.82280945814040e-
      24*o[26] -9.3537087292458e-26*o[24]*pil)))))) + o[8]*(-
      0.00047184321073267 + o[7]*(-0.000300017807930260 +
      (0.000047661393906987 + o[1]*(-4.4141845330846e-6 -
      7.2694996297594e-16*o[9]))*taul))) +
      o[5]*(0.000283190801238040 + o[1]*(-0.00060706301565874 +
      o[6]*(-0.0189900682184190 + taul*(-0.032529748770505 + (-
      0.0218417171754140 - 0.000052838357969930*o[1])*taul)))) +
      (0.146329712131670 + taul*(-0.84548187169114 + taul*(-
      3.7563603672040 + taul*(3.3855169168385 + taul*(-
      0.95791963387872 + taul*(0.157720385132280 + (-
      0.0166164171995010 + 0.00081214629983568*taul)
      *taul)))))))/o[1];

152.    ggpi = pil*(pil*(o[10]*(0.000095038934535162 +
      o[2]*(8.4812393955936e-6 +2.55615384360309e-9*o[6])) +
      pil*(o[12]*(8.9701127632000e-6 + (2.60684891582404e-6 +
      5.7366919751696e-13*o[13])*o[7])) + pil*(2.02584984300585e-
      6*o[14] + o[16]*((1.01874413933128e-8 +1.39398969845072e-
      9*o[11])*o[36] + o[19]*(1.44400475720615e-17*o[34] +
      o[15]*(-3.3300108005598e-19*o[32] + o[20]*(-
      7.6373766822106e-22*o[30] + pil*(3.5842867920213e-22*o[28]
      + pil*(-5.6507093202352e-23*o[26] + 2.99318679335866e-
      24*o[24]*pil)))))) + o[8]*(0.00094368642146534 +
      o[7]*(0.00060003561586052 + (-0.000095322787813974 +
      o[1]*(8.8283690661692e-6 + 1.45389992595188e-
      15*o[9])*taul))) + o[5]*(-0.000283190801238040 +
      o[1]*(0.00060706301565874 + o[6]*(0.0189900682184190 +

```

```
tau1*(0.032529748770505 +(0.0218417171754140 +
0.000052838357969930*o[1])*tau1)))));
```

153. $ggpipi = \pi \left(o[10] \left(-0.000190077869070324 + o[2] \left(-0.0000169624787911872 + 5.1123076872062e-9 * o[6] \right) \right) + \pi \left(o[12] \left(-0.0000269103382896000 + (-7.8205467474721e-6 - 1.72100759255088e-12 * o[13]) * o[7] \right) + \pi \left(-8.1033993720234e-6 * o[14] + o[16] \left((-7.1312089753190e-8 - 9.7579278891550e-9 * o[11]) * o[36] + o[19] \left(-2.88800951441230e-16 * o[34] + o[15] \left(7.3260237612316e-18 * o[32] + o[20] \left(2.13846547101895e-20 * o[30] + \pi \left(-1.03944316968618e-20 * o[28] + \pi \left(1.69521279607057e-21 * o[26] - 9.2788790594118e-23 * o[24] * \pi \right) \right) \right) \right) \right) \right) + o[8] \left(-0.00094368642146534 + o[7] \left(-0.00060003561586052 + (0.000095322787813974 + o[1] \left(-8.8283690661692e-6 - 1.45389992595188e-15 * o[9] \right) \right) * \tau \right) \right);$
154. $ggtau = \pi \left(o[38] \left(-0.00254871721114236 + o[1] \left(0.0042494411096112 + (0.0189900682184190 + (-0.0218417171754140 - 0.000158515073909790 * o[1]) * o[1] \right) * o[6] \right) \right) + \pi \left(o[10] \left(0.00141552963219801 + o[2] \left(0.000047661393906987 + [1] \left(-0.0000132425535992538 - 1.23581493705910e-14 * o[9] \right) \right) \right) + \pi \left(o[12] \left(0.000126718579380216 - 5.1123076872062e-9 * o[37] \right) + \pi \left(o[39] \left(0.0000112126409540000 + (1.30342445791202e-6 - 1.43417299379240e-12 * o[13]) * o[7] \right) + \pi \left(3.2413597488094e-6 * o[5] + o[16] \left((1.40077319158051e-8 + 1.04549227383804e-9 * o[11]) * o[45] + o[19] \left(1.99410180757040e-17 * o[44] + o[15] \left(-4.4882754268415e-19 * o[42] + o[20] \left(-1.00075970318621e-21 * o[28] + \pi \left(4.6595728296277e-22 * o[26] + \pi \left(-7.2912378325616e-23 * o[24] + 3.8350205789908e-24 * o[41] * \pi \right) \right) \right) \right) \right) \right) + o[8] \left(-0.292659424263340 + \tau \left(0.84548187169114 + o[1] \left(3.3855169168385 + \tau \left(-1.91583926775744 + \tau \left(0.47316115539684 + (-0.066465668798004 + 0.0040607314991784 * \tau) * \tau \right) \right) \right) \right);$
155. $ggtau = \pi \left(o[38] \left(-0.00254871721114236 + o[1] \left(0.0042494411096112 + (0.0189900682184190 + (-0.0218417171754140 - 0.000158515073909790 * o[1]) * o[1] \right) * o[6] \right) \right) + \pi \left(o[10] \left(0.00141552963219801 + o[2] \left(0.000047661393906987 + o[1] \left(-0.0000132425535992538 - 1.23581493705910e-14 * o[9] \right) \right) \right) + \pi \left(o[12] \left(0.000126718579380216 - 5.1123076872062e-9 * o[37] \right) + \pi \left(o[39] \left(0.0000112126409540000 + (1.30342445791202e-6 - 1.43417299379240e-12 * o[13]) * o[7] \right) + \pi \left(3.2413597488094e-6 * o[5] + o[16] \left((1.40077319158051e-8 + 1.04549227383804e-9 * o[11]) * o[45] + o[19] \left(1.99410180757040e-17 * o[44] + o[15] \left(-4.4882754268415e-19 * o[42] + o[20] \left(-1.00075970318621e-21 * o[28] + \pi \left(4.6595728296277e-22 * o[26] + \pi \left(-7.2912378325616e-23 * o[24] + 3.8350205789908e-24 * o[41] * \pi \right) \right) \right) \right) \right) + o[8] \left(-0.292659424263340 + \tau \left(0.84548187169114 + o[1] \left(3.3855169168385 + \tau \left(-1.91583926775744 + \tau \left(0.47316115539684 + (-0.066465668798004 + 0.0040607314991784 * \tau) * \tau \right) \right) \right) \right);$
156. $ggtautau = \pi \left(o[36] \left(0.0254871721114236 + o[1] \left(-0.033995528876889 + (-0.037980136436838 - 0.00031703014781958 * o[2]) * o[6] \right) \right) + \pi \left(o[12] \left(-0.0056621185287920 + o[6] \left(-0.0000264851071985076 - 1.97730389929456e-13 * o[9] \right) \right) + \pi \left((-0.00063359289690108 - 2.55615384360309e-8 * o[37]) * o[39] + \pi \left(\pi \left(- \right) \right) \right);$

```

0.0000291722377392842*o[38] + o[16]*(o[19]*(-
5.9823054227112e-16*o[32] + o[15]*(o[20]*(3.9029628424262e-
20*o[26] + pi1*(-1.86382913185108e-20*o[24] +
pi1*(2.98940751135026e-21*o[41] - (1.61070864317613e-
22*pi1)/(o[1]*o[22]*o[3]*tau1)))) + 1.43624813658928e-
17/(o[22]*tau1)) + (-1.68092782989661e-7 -
7.3184459168663e-9*o[11])/(o[2]*o[3]*tau1)) + (-
0.000067275845724000 + (-3.9102733737361e-6 -
1.29075569441316e-11*o[13])*[7])/(o[1]*o[2]*tau1)))) +
o[10]*(0.87797827279002 + tau1*(-1.69096374338228 + o[7]*(-
1.91583926775744 + tau1*(0.94632231079368 + (-
0.199397006394012 + 0.0162429259967136*tau1)*tau1)))));

157. ggtaupi = o[38]*(0.00254871721114236 + o[1]*(-
0.0042494411096112 + (-0.0189900682184190 +
(0.0218417171754140 + 0.000158515073909790*o[1])*o[1])
*o[6])) + pi1*(o[10]*(-0.00283105926439602 + o[2]*(-
0.000095322787813974 + o[1]*(0.0000264851071985076 +
2.47162987411820e-14*o[9]))) + pi1*(o[12]*(-
0.00038015573814065 + 1.53369230616185e-8*o[37]) +
pi1*(o[39]*(-0.000044850563816000 + (-5.2136978316481e-6 +
5.7366919751696e-12*o[13])*o[7]) + pi1*(-
0.0000162067987440468*o[5] + o[16]*((-1.12061855326441e-7 -
8.3639381907043e-9*o[11])*o[45] + o[19]*(-4.1876137958978e-
16*o[44] + o[15]*(1.03230334817355e-17*o[42] +
o[20]*(2.90220313924001e-20*o[28] + pi1*(-
1.39787184888831e-20*o[26] + pi1*(2.26028372809410e-
21*o[24] -1.22720658527705e-22*o[41]*pi1)))))))));

158. v = gpi * ggpi * RH20 * T / p;
159. u = (gtau * ggtau - gpi * ggpi) * RH20 * T * 0.001;
160. s = (gtau * ggtau - gg) * RH20 * 0.001;
161. h = (gtau * ggtau) * RH20 * T * 0.001;
162. cp = - gtau * gtau * ggtautau * RH20 * 0.001;
163. cv = (- gtau * gtau * ggtautau + (ggpi - gtau * ggtaupi) *
164. (ggpi - gtau * ggtaupi) / ggpipi) * RH20 * 0.001;
165. w = sqrt((ggpi * ggpi / ((ggpi - gtau * ggtaupi) *
166. (ggpi - gtau * ggtaupi) / (gtau * gtau *
167. ggtautau) - ggpipi)) * RH20 * T);

168. if (!option) return v;
169. else if (option == 1) return u;
170. else if (option == 2) return s;
171. else if (option == 3) return h;
172. else if (option == 4) return cp;
173. else {
174. printf("error w funkcji g1!\n");
175. return 0.0;
176. }
177. }

178. double g2 (double p, double T, int option)
179. {
180. double gg, ggpi, ggpipi, ggtau, ggtautau, ggtaupi;
181. double gpi, gtau;
182. double tau2;
183. double o[56];
184. double v, u, s, h, cp;

185. if (p < ptr) {
186. printf("za niskie ciśnienie\n");

```

```

187.         return 0;
188.     }
189.     if (p >= 100.0e6) {
190.         printf("za wysokie ciśnienie\n");
191.         return 0;
192.     }
193.     if (T <= 273.15) {
194.         printf("za niska temperatura\n");
195.         return 0;
196.     }
197.     if (T > 1073.15) {
198.         printf("za wysoka temperatura\n");
199.         return 0;
200.     }

201.     gpi = p/psk2;
202.     gtau = tsk2/T;
203.     tau2 = -0.5 + gtau;
204.     o[1] = tau2*tau2;
205.     o[2] = o[1]*tau2;
206.     o[3] = -0.050325278727930*o[2];
207.     o[4] = -0.057581259083432 + o[3];
208.     o[5] = o[4]*tau2;
209.     o[6] = -0.045996013696365 + o[5];
210.     o[7] = o[6]*tau2;
211.     o[8] = -0.0178348622923580 + o[7];
212.     o[9] = o[8]*tau2;
213.     o[10] = o[1]*o[1];
214.     o[11] = o[10]*o[10];
215.     o[12] = o[11]*o[11];
216.     o[13] = o[10]*o[11]*o[12]*tau2;
217.     o[14] = o[1]*o[10]*tau2;
218.     o[15] = o[10]*o[11]*tau2;
219.     o[16] = o[1]*o[12]*tau2;
220.     o[17] = o[1]*o[11]*tau2;
221.     o[18] = o[1]*o[10]*o[11];
222.     o[19] = o[10]*o[11]*o[12];
223.     o[20] = o[1]*o[10];
224.     o[21] = gpi*gpi;
225.     o[22] = o[21]*o[21];
226.     o[23] = o[21]*o[22];
227.     o[24] = o[10]*o[12]*tau2;
228.     o[25] = o[12]*o[12];
229.     o[26] = o[11]*o[12]*o[25]*tau2;
230.     o[27] = o[10]*o[12];
231.     o[28] = o[1]*o[10]*o[11]*tau2;
232.     o[29] = o[10]*o[12]*o[25]*tau2;
233.     o[30] = o[1]*o[10]*o[25]*tau2;
234.     o[31] = o[1]*o[11]*o[12];
235.     o[32] = o[1]*o[12];
236.     o[33] = gtau*gtau;
237.     o[34] = o[33]*o[33];
238.     o[35] = -0.000053349095828174*o[13];
239.     o[36] = -0.087594591301146 + o[35];
240.     o[37] = o[2]*o[36];
241.     o[38] = -0.0078785554486710 + o[37];
242.     o[39] = o[1]*o[38];
243.     o[40] = -0.00037897975032630 + o[39];
244.     o[41] = o[40]*tau2;
245.     o[42] = -0.000066065283340406 + o[41];
246.     o[43] = o[42]*tau2;

```

```

247.   o[44] = 5.7870447262208e-6*tau2;
248.   o[45] = -0.301951672367580*o[2];
249.   o[46] = -0.172743777250296 + o[45];
250.   o[47] = o[46]*tau2;
251.   o[48] = -0.091992027392730 + o[47];
252.   o[49] = o[48]*tau2;
253.   o[50] = o[1]*o[11];
254.   o[51] = o[10]*o[11];
255.   o[52] = o[11]*o[12]*o[25];
256.   o[53] = o[10]*o[12]*o[25];
257.   o[54] = o[1]*o[10]*o[25];
258.   o[55] = o[11]*o[12]*tau2;

259.   gg = gpi*(-0.00177317424732130 + o[9] + gpi*(tau2*(-
      0.000033032641670203 + (-0.000189489875163150 + o[1]*(-
      0.0039392777243355 + (-0.043797295650573 -
      0.0000266745479140870*o[13])*o[2]))*tau2) + gpi*
      (2.04817376923090e-8 + (4.3870667284435e-7 + o[1]*(-
      0.000032277677238570 + (-0.00150339245421480 -
      0.040668253562649*o[13])*o[2]))*tau2 + gpi*(gpi*
      (2.29220763376610e-6*o [14] + gpi*((-1.67147664510610e-11 +
      o[15]*(-0.00211714723213550 - 23.8957419341040*o[16]))*o[2]
      + gpi*(-5.9059564324270e-18 + o[17]*(-1.26218088991010e-6 -
      0.038946842435739*o[18]) + gpi*(o[11]*(1.12562113604590e-11
      - 8.2311340897998*o[19]) + gpi*(1.98097128020880e-8*o [15]
      + gpi*(o[10]* (1.04069652101740e-19 + (-1.02347470959290e-
      13 -1.00181793795110e-9*o[10])*o[20]) + o[23]*(o[13]*(-
      8.0882908646985e-11 +0.106930318794090*o[24]) + o[21]*(-
      0.33662250574171*o[26] + o[21]*(o[27]*(8.9185845355421e-25
      + (3.06293168762320e-13 - 4.2002467698208e-6*o[15])*o[28])
      + gpi*(-5.9056029685639e-26*o[24] + gpi*(3.7826947613457e-
      6*o[29] +gpi*(-1.27686089346810e-15*o[30] + o[31]*
      (7.3087610595061e-29 + o[18]*(5.5414715350778e-17 -
      9.4369707241210e-7*o[32]))*gpi))))))))) + tau2*(-
      7.8847309559367e-10 + (1.27907178522850e-8 +
      4.8225372718507e-7*tau2)*tau2))))) + (-0.005608791128302 +
      gtau*(0.071452738081455 + gtau*(-0.40710498223928 +
      gtau*(1.4240819171444 + gtau*(-4.383951131945 + gtau*(-
      9.6927686500217 + gtau*(10.086655968018 + (-
      0.28408632460772 + 0.021268463753307*gtau)*gtau) +
      log(gpi)))))))/(o[34]*gtau);

260.   ggpi = (1.00000000000000 + gpi*(-0.00177317424732130 + o[9] +
      gpi*(o[43] + gpi*(6.1445213076927e-8 + (1.31612001853305e-6
      + o[1]*(- 0.000096833031715710 + (-0.0045101773626444 -
      0.122004760687947*o[13])*o[2] ))*tau2 +
      gpi*(gpi*(0.0000114610381688305*o[14] + gpi*((-
      1.00288598706366e-10 + o[15]*(-0.0127028833928130 -
      143.374451604624*o[16]))*o[2] + gpi*(-4.1341695026989e-17 +
      o[17]*(-8.8352662293707e-6 - 0.272627897050173*o[18]) +
      gpi*(o[11]*(9.0049690883672e-11 - 65.849072718398*o[19]) +
      gpi*(1.78287415218792e-7*o[15] + gpi*(o[10]*
      (1.04069652101740e-18 + (-1.02347470959290e-12 -
      1.00181793795110e-8*o[10])*o[20]) + o[23]*(o[13]*(-
      1.29412653835176e-9 + 1.71088510070544*o[24]) + o[21]*(-
      6.0592051033508*o[26] + o[21]*(o[27]*(1.78371690710842e-23
      + (6.1258633752464e-12 - 0.000084004935396416*o[15])*o[28])
      + gpi*(-1.24017662339842e-24*o[24] + gpi*
      (0.000083219284749605*o[29] + gpi*(-2.93678005497663e-
      14*o[30] + o[31]*(1.75410265428146e-27 + o[18]*
      (1.32995316841867e-15 - 0.0000226487297378904*o[32]))*)

```

```

gpi)))))))))) +tau2*(-3.15389238237468e-9 +
(5.1162871409140e-8 + 1.92901490874028e-
6*tau2)*tau2)))/gpi;

```

```

261.  ggpi = (-1.000000000000000 + o[21]*(o[43] + gpi*
(1.22890426153854e-7 + (2.63224003706610e-6 + o[1]*(-
0.000193666063431420 + (-0.0090203547252888 -
0.244009521375894*o[13])*o[2]))*tau2 + gpi*(gpi*
(0.000045844152675322*o[14] + gpi*((-5.0144299353183e-10 +
o[15]*(-0.063514416964065 - 716.87225802312*o[16]))*o[2] +
gpi*(-2.48050170161934e-16 + o[17]*(-0.000053011597376224 -
1.63576738230104*o[18]) + gpi*(o[11]*(6.3034783618570e-10 -
460.94350902879*o[19]) + gpi*(1.42629932175034e-6*o[15] +
gpi*(o[10]*(9.3662686891566e-18 + (-9.2112723863361e-12 -
9.0163614415599e-8*o[10])*o[20]) + o[23]*(o[13]*(-
1.94118980752764e-8 + 25.6632765105816*o[24]) + o[21]*(-
103.006486756963*o[26] + o[21]*(o[27]*(3.3890621235060e-22
+ (1.16391404129682e-10 - 0.00159609377253190*o[15])*o[28])
+ gpi*(-2.48035324679684e-23*o[24] + gpi*
(0.00174760497974171*o[29] + gpi*(-6.4609161209486e-13*o[30]
+ o[31]*(4.0344361048474e-26 + o[18]*(3.05889228736295e-14
- 0.00052092078397148*o[32]))*gpi)))))))))) + tau2* (-
9.4616771471240e-9 + (1.53488614227420e-7 +
o[44])*tau2)))/o[21];

```

```

262.  ggtau = (0.0280439559151000 + gtau*(-0.285810955258200 +
gtau*(1.22131494717840 + gtau*(-2.84816394288800 +
gtau*(4.383951131945 + o[33]*(10.086655968018 + (-
0.56817265215440 + 0.063805390599210*gtau)*gtau))
)))/o[33]*o[34] + gpi*(-0.0178348622923580 + o[49] +
gpi*(-0.000033032641670203 + (-0.00037897975032630 +
o[1]*(-0.0157571108973420 + (-0.306581069554011 -
0.00096028372490713*o[13])*o[2]))*tau2 + gpi*
(4.3870667284435e-7 + o[1]*(-0.000096833031715710 + (-
0.0090203547252888 - 1.42338887469272*o[13])*o[2]) + gpi*(-
7.8847309559367e-10 + gpi*(0.0000160454534363627*o[20] +
gpi*(o[1]*(-5.0144299353183e-11 + o[15]*(-0.033874355714168
- 836.35096769364*o[16])) + gpi*((-0.0000138839897890111 -
0.97367106089347*o[18])*o[50] + gpi*(o[14]*
(9.0049690883672e-11 - 296.320827232793*o[19]) + gpi*
(2.57526266427144e-7*o[51] + gpi*(o[2]*(4.1627860840696e-19
+ (-1.02347470959290e-12 - 1.40254511313154e-8*o[10])*o
[20] + o[23]*(o[19]*(-2.34560435076256e-9 +
5.3465159397045*o[24]) + o[21]*(-19.1874828272775*o[52] +
o[21]*(o[16]*(1.78371690710842e-23 + (1.07202609066812e-11
- 0.000201611844951398*o[15])*o[28]) + gpi*(-
1.24017662339842e-24*o[27] + gpi*(0.000200482822351322*
o[53] + gpi*(-4.9797574845256e-14*o[54] +
(1.90027787547159e-27 + o[18]*(2.21658861403112e-15 -
0.000054734430199902*o[32]))*o[55]*gpi))))))))) +
(2.55814357045700e-8 + 1.44676118155521e-6*tau2)*tau2))));

```

```

263.  ggtautau = (-0.168263735490600 + gtau*(1.42905477629100 + gtau*
(-4.8852597887136 + gtau*(8.5444918286640 + gtau*(-
8.7679022389000 + o[33]* (-0.56817265215440 +
0.127610781198420*gtau)*gtau)))/o[33]*o[34]*gtau) +
gpi*(-0.091992027392730 + (-0.34548755450059 -
1.50975836183790*o[2])* tau2 + gpi*(-0.00037897975032630 +
o[1]*(-0.047271332692026 + (-1.83948641732407 -
0.033609930371750*o[13])*o[2]) + gpi*((-
0.000193666063431420 + (-0.045101773626444 -

```



```

48.395221739552*o[13])*o[2])*tau2 + gpi*(2.55814357045700e-
8 + 2.89352236311042e-6*tau2 + gpi*(0.000096272720618176*
o[10]*tau2 + gpi*((-1.00288598706366e-10 + o[15]*(-
0.50811533571252 - 28435.9329015838*o[16]))*tau2 +
gpi*(o[11]*(-0.000138839897890111 - 23.3681054614434*
o[18])*tau2 + gpi*((6.3034783618570e-10 - 10371.2289531477*
o[19])*o[20] + gpi*(3.09031519712573e-6*o[17] + gpi*(o[11]*
(1.24883582522088e-18 + (-9.2112723863361e-12 -
1.82330864707100e-7*o[10])*o[20]) + o[23]*(o[1]*o[11]*
o[12]*(-6.5676921821352e-8 + 261.979281045521*o[24])*tau2 +
o[21]*(-1074.49903832754*o[1]*o[10]*o[12]*o[25])*tau2 +
o[21]*((3.3890621235060e-22 + (3.6448887082716e-10 -
0.0094757567127157*o[15])*o[28])*o[32] + gpi*(-
2.48035324679684e-23*o[16] + gpi*
(0.0104251067622687*o[1]*o[12]*o[25])*tau2 +gpi*(o[11]*
o[12]*(4.7506946886790e-26 + o[18]*(8.6446955947214e-14 -
0.00311986252139440*o[32]))*gpi - 1.89230784411972e-
12*o[10]*o[25]*tau2)))))))))))));

264. ggtauipi = -0.0178348622923580 + o[49] + gpi*(-
0.000066065283340406 + (-0.00075795950065260 + o[1]*(-
0.0315142217946840 + (-0.61316213910802 -
0.00192056744981426*o[13])*o[2]))*tau2 + gpi*
(1.31612001853305e-6 + o[1]*(-0.000290499095147130 + (-
0.0270610641758664 - 4.2701666240781*o[13])*o[2]) + gpi*(-
3.15389238237468e-9 + gpi*(0.000080227267181813*o[20] +
gpi*(o[1]*(-3.00865796119098e-10 + o[15]*(-
0.203246134285008 - 5018.1058061618*o[16])) + gpi*((-
0.000097187928523078 - 6.8156974262543*o[18])*o[50] + gpi*
(o[14]*(7.2039752706938e-10 - 2370.56661786234*o[19]) +
gpi*(2.31773639784430e-6*o[51] + gpi*(o[2]*
(4.1627860840696e-18 + (-1.02347470959290e-11 -
1.40254511313154e-7*o[10])*o[20]) + o[23]*(o[19]*(-
3.7529669612201e-8 + 85.544255035272*o[24]) + o[21]*(-
345.37469089099*o[52]+ o[21]*(o[16]*(3.5674338142168e-22 +
(2.14405218133624e-10 -0.0040322368990280*o[15])*o[28]) +
gpi*(-2.60437090913668e-23*o[27] + gpi
*(0.0044106220917291*o[53] + gpi*(-1.14534422144089e-
12*o[54] + (4.5606669011318e-26 + o[18]*(5.3198126736747e-
14 - 0.00131362632479764*o[32]))*o[55]*gpi)))))))))) +
(1.02325742818280e-7 + o[44])*tau2));

265. v = gpi * ggpi * RH20 * T / p;
266. u = (gtau * ggtau - gpi * ggpi) * RH20 * T * 0.001;
267. s = (gtau * ggtau - gg) * RH20 * 0.001;
268. h = gtau * ggtau * RH20 * 0.001 * T;
269. cp = - gtau * gtau * ggtautau * RH20 * 0.001;

270. if (!option) return v;
271. else if (option == 1) return u;
272. else if (option == 2) return s;
273. else if (option == 3) return h;
274. else if (option == 4) return cp;
275. else printf("error w funkcji g2!\n");
276. }

277. double f3 (double d, double T, int option)
278. {
279.     double psat;
280.     double ff, ftau, fdelta, ffdelta, ffdeltadelta, fftau,
        fftautau, ffdeltatau;

```

```

281.     double o[41];
282.     double p, u, s, h, cp;

283.     if (T < tcr)
284.     psat = satp(T);
285.     else
286.     psat = PCRIT + 1.0;

287.     ftau = tcr/T;
288.     fdelta = d/DCRIT;
289.     o[1] = ftau*ftau;
290.     o[2] = o[1]*o[1];
291.     o[3] = o[2]*ftau;
292.     o[4] = o[1]*ftau;
293.     o[5] = o[2]*o[2];
294.     o[6] = o[1]*o[5]*ftau;
295.     o[7] = o[5]*ftau;
296.     o[8] = -0.64207765181607*o[1];
297.     o[9] = 0.88521043984318 + o[8];
298.     o[10] = o[7]*o[9];
299.     o[11] = -1.15244078066810 + o[10];
300.     o[12] = o[11]*o[2];
301.     o[13] = -1.26543154777140 + o[12];
302.     o[14] = o[1]*o[13];
303.     o[15] = o[1]*o[2]*o[5]*ftau;
304.     o[16] = o[2]*o[5];
305.     o[17] = o[1]*o[5];
306.     o[18] = o[5]*o[5];
307.     o[19] = o[1]*o[18]*o[2];
308.     o[20] = o[1]*o[18]*o[2]*ftau;
309.     o[21] = o[18]*o[5];
310.     o[22] = o[1]*o[18]*o[5];
311.     o[23] = 0.251168168486160*o[2];
312.     o[24] = 0.078841073758308 + o[23];
313.     o[25] = o[15]*o[24];
314.     o[26] = -6.1005234513930 + o[25];
315.     o[27] = o[26]*ftau;
316.     o[28] = 9.7944563083754 + o[27];
317.     o[29] = o[2]*o[28];
318.     o[30] = -1.70429417648412 + o[29];
319.     o[31] = o[1]*o[30];
320.     o[32] = fdelta*fdelta;
321.     o[33] = -10.9153200808732*o[1];
322.     o[34] = 13.2781565976477 + o[33];
323.     o[35] = o[34]*o[7];
324.     o[36] = -6.9146446840086 + o[35];
325.     o[37] = o[2]*o[36];
326.     o[38] = -2.53086309554280 + o[37];
327.     o[39] = o[38]*ftau;
328.     o[40] = o[18]*o[5]*ftau;

329.     ff = -15.7328452902390 + ftau*(20.9443969743070 + (-
      7.6867707878716 + o[3]*(2.61859477879540 + o[4]*(-
      2.80807811486200 + o[1]*(1.20533696965170 -
      0.0084566812812502*o[6])))*)*ftau) + fdelta*(o[14] + fdelta*
      (0.38493460186671 + o[1]*(-0.85214708824206 + o[2]*
      (4.8972281541877 + (-3.05026172569650 + o[15])*
      (0.039420536879154 + 0.125584084243080*o[2])))* ftau)) +
      fdelta*(-0.279993296987100 + o[1]*(1.38997995694600 +
      o[1]*(-2.01899150235700 + o[16]*(-0.0082147637173963 -
      0.47596035734923*o[17]))) + fdelta*(0.043984074473500 +

```

```

o[1]*(-0.44476435428739 + o[1]*( 0.90572070719733 +
0.70522450087967*o[19])) + fdelta*(fdelta*(-
0.0221754008730960 + o[1]*(0.094260751665092 +
0.164362784479610*o[21]) + fdelta*(-0.0135033722413480*o[1]
+ fdelta*(-0.0148343453524720*o[22] + fdelta*(o[1]*
(0.00057922953628084 + 0.0032308904703711*o[21]) +
fdelta*(0.000080964802996215 - 0.000044923899061815*
fdelta*o[22] - 0.000165576797950370*ftau)))) +
(0.107705126263320 + o[1]*(-0.32913623258954 -
0.50871062041158*o[20]))*ftau)))) + 1.06580700285130*
log(fdelta);

```

```

330. ffdelta = (1.06580700285130 + fdelta*(o[14] + fdelta*
(0.76986920373342 + o[31] + fdelta*(-0.83997989096130 +
o[1]*(4.1699398708380 + o[1]*(- 6.0569745070710 + o[16]*(-
0.0246442911521889 - 1.42788107204769*o[17]))) +
fdelta*(0.175936297894000 + o[1]*(-1.77905741714956 +
o[1]*( 3.6228828287893 + 2.82089800351868*o[19])) + fdelta*
(fdelta*(-0.133052405238576 + o[1]*(0.56556450999055 +
0.98617670687766*o[21]) + fdelta*(-0.094523605689436*o[1] +
fdelta*(-0.118674762819776*o[22] + fdelta*(o[1]*
(0.0052130658265276 + 0.0290780142333399*o[21]) + fdelta*
(0.00080964802996215 - 0.00049416288967996*fdelta*o[22] -
0.00165576797950370*ftau)))) + (0.53852563131660 + o[1]*(-
1.64568116294770 - 2.54355310205790*o[20]))*ftau)))))/
fdelta;

```

```

331. ffdeltadelta = (-1.06580700285130 + o[32]*(0.76986920373342 +
o[31] + fdelta*(-1.67995978192260 + o[1]*(8.3398797416760 +
o[1]*(-12.1139490141420 + o[16]*(-0.049288582304378 -
2.85576214409538*o[17]))) + fdelta*(0.52780889368200 +
o[1]*(-5.3371722514487 + o[1]*(10.8686484863680 +
8.4626940105560*o[19])) + fdelta*(fdelta*(-0.66526202619288
+ o[1]*( 2.82782254995276 + 4.9308835343883*o[21]) +
fdelta*(-0.56714163413662*o[1] + fdelta*(-0.83072333973843*
o[22] + fdelta*(o[1]*(0.041704526612220 +
0.232624113866719*o[21]) + fdelta*(0.0072868322696594 -
0.0049416288967996*fdelta*o[22] - 0.0149019118155333*
ftau)))) + (2.15410252526640 + o[1]*(-6.5827246517908 -
10.1742124082316*o[20]))*ftau))))/o[32];

```

```

332. fftau = 20.9443969743070 + (-15.3735415757432 + o[3]*
(18.3301634515678 + o[4]*(-28.0807811486200 + o[1]*
(14.4640436358204 - 0.194503669468755*o[6]))) *ftau +
fdelta*(o[39] + fdelta*(ftau*(-1.70429417648412 + o[2]*(
29.3833689251262 + (-21.3518320798755 + o[15]*
(0.86725181134139 +3.2651861903201*o[2]))*ftau)) + fdelta*
((2.77995991389200 + o[1]*(- 8.0759660094280 + o[16]*(-
0.131436219478341 - 12.3749692910800*o[17]))) * ftau +
fdelta*((-0.88952870857478 + o[1]*(3.6228828287893
+18.3358370228714*o[19]))*ftau + fdelta*(0.107705126263320
+ o[1]*(-0.98740869776862 - 13.2264761307011*o[20]) +
fdelta*((0.188521503330184 + 4.2734323964699*o[21]))*ftau +
fdelta*(-0.0270067444826960*ftau + fdelta *(-
0.38569297916427*o[40] + fdelta*(fdelta*(-
0.000165576797950370 - 0.00116802137560719*fdelta*o[40]) +
(0.00115845907256168 + 0.084003152229649*o[21])*
ftau))))))));

```

```

333. fftautau = -15.3735415757432 + o[3]*(109.980980709407 + o[4]*(-
252.727030337580 + o[1]*(159.104479994024 -

```

```

4.2790807283126*o[6])) + fdelta*(-2.53086309554280 + o[2]*
(-34.573223420043 + (185.894192367068 - 174.645121293971*
o[1])*o[7]) + fdelta*(-1.70429417648412 + o[2]*(
146.916844625631 + (-128.110992479253 + o[15]*
(18.2122880381691 + 81.629654758002*o[2]))*ftau) + fdelta*
(2.77995991389200 + o[1]*(-24.2278980282840 + o[16]*(-
1.97154329217511 - 309.374232277000*o[17])) + fdelta*(-
0.88952870857478 + o[1]*(10.8686484863680 +
458.39592557179*o[19]) + fdelta*(fdelta*(0.188521503330184
+ 106.835809911747*o[21] + fdelta*(-0.0270067444826960 +
fdelta*(-9.6423244791068*o[21] + fdelta*
(0.00115845907256168 + 2.10007880574121*o[21] -
0.0292005343901797*o[21]*o[32]))) + (-1.97481739553724 -
330.66190326753*o[20])*ftau)))));

334.   ffdeltatau = o[39] + fdelta*(ftau*(-3.4085883529682 + o[2]*(
58.766737850252 + (-42.703664159751 + o[15]*
(1.73450362268278 + 6.5303723806402*o[2]))*ftau)) + fdelta*(
(8.3398797416760 + o[1]*(- 24.2278980282840 + o[16]*(-
0.39430865843502 - 37.124907873240*o[17]))) * ftau +
fdelta*((-3.5581148342991 + o[1]*(14.4915313151573 +
73.343348091486*o[19]))*ftau + fdelta*(0.53852563131660 +
o[1]*(-4.9370434888431 - 66.132380653505*o[20]) + fdelta*
((1.13112901998110 + 25.6405943788192*o[21])*ftau + fdelta*
(-0.189047211378872*ftau + fdelta*(-3.08554383331418*o[40]
+ fdelta*(fdelta*(-0.00165576797950370 -
0.0128482351316791*fdelta* o[40]) + (0.0104261316530551 +
0.75602837006684*o[21])*ftau))))));

335.   p = fdelta * ffdelta * d * RH2O * T;
336.   u = ftau * fftau * RH2O * T * 0.001;
337.   s = (ftau * fftau - ff) * RH2O * 0.001;
338.   h = (ftau * fftau + fdelta * ffdelta) * RH2O * 0.001 * T;

339.   cp = (-ftau * ftau * fftautau + (fdelta * ffdelta - fdelta *
ftau *
340.   ffdeltatau) * (fdelta * ffdelta - fdelta * ftau * ffdeltatau)
341.   / (2.0 * fdelta * ffdelta + fdelta * fdelta * ffdeltadelta)) *
RH2O * 0.001;

342.   if (!option) return p;
343.   else if (option == 1) return u;
344.   else if (option == 2) return s;
345.   else if (option == 3) return h;
346.   else if (option == 4) return cp;
347.   else printf("error function g1!\n");
348. }

349. double g5 (double p, double T, int option)
350. {
351.   double gpi, gtau;
352.   double gg, ggpi, ggtau, ggpipi, ggtautau, ggtaupi;
353.   double o[12];
354.   double v, u, s, h, cp;

355.   if (p < ptr) {
356.     printf("za niskie ciśnienie\n");
357.     return 0;
358.   }
359.   if (p > PLIMIT5) {
360.     printf("za wysokie ciśnienie\n");

```

```

361.         return 0;
362.     }
363.     if (T > 2273.15) {
364.         printf("za wysoka temperatura\n");
365.         return 0;
366.     }

367.     gpi = p/psk5;
368.     gtau = TSTAR5/T;
369.     o[1] = gtau*gtau;
370.     o[2] = -0.0045942820899910*o[1];
371.     o[3] = 0.00217746787145710 + o[2];
372.     o[4] = o[3]*gtau;
373.     o[5] = o[1]*gtau;
374.     o[6] = o[1]*o[1];
375.     o[7] = o[6]*o[6];
376.     o[8] = o[7]*gtau;
377.     o[9] = -7.9449656719138e-6*o[8];
378.     o[10] = gpi*gpi;
379.     o[11] = -0.0137828462699730*o[1];

380.     gg = gpi*(-0.000125631835895920 + o[4] + gpi*(-
        3.9724828359569e-6*o[8] + 1.29192282897840e-7*o[5]*gpi)) +
        (-0.0248051489334660 + gtau*(0.36901534980333 + gtau*(-
        3.11613182139250 + gtau*(-13.1799836742010 +
        (6.8540841634434 - 0.32961626538917*gtau)*gtau +
        log(gpi)))))/o[5];

381.     ggpi = (1.0 + gpi*(-0.000125631835895920 + o[4] + gpi*(o[9] +
        3.8757684869352e-7*o[5]*gpi)))/gpi;

382.     ggpiipi = (-1.000000000000000 + o[10]*(o[9] + 7.7515369738704e-
        7*o[5]*gpi))/o[10];

383.     ggtau = gpi*(0.00217746787145710 + o[11] + gpi*(-
        0.000035752345523612*o[7] + 3.8757684869352e-7*o[1]*gpi)) +
        (0.074415446800398 + gtau*(-0.73803069960666 +
        (3.11613182139250 + o[1]*(6.8540841634434 -
        0.65923253077834*gtau))*gtau))/o[6];

384.     ggtautau = (-0.297661787201592 + gtau*(2.21409209881998 + (-
        6.2322636427850 - 0.65923253077834*o[5])*gtau))/(o[6]*gtau)
        + gpi*(-0.0275656925399460*gtau + gpi*(-
        0.000286018764188897*o[1]*o[6]*gtau + 7.7515369738704e-
        7*gpi*gtau));

385.     ggtaupi = 0.00217746787145710 + o[11] + gpi*(-
        0.000071504691047224*o[7] + 1.16273054608056e-6*o[1]*gpi);

386.     v = gpi * ggpi * RH20 * T / p;
387.     u = (gtau * ggtau - gpi * ggpi) * RH20 * T * 0.001;
388.     s = (gtau * ggtau - gg) * RH20 * 0.001;
389.     h = gtau * ggtau * RH20 * T * 0.001;
390.     cp = -gtau * gtau * ggtautau * RH20 * 0.001;
391.     if (!option) return v;
392.     else if (option == 1) return u;
393.     else if (option == 2) return s;
394.     else if (option == 3) return h;
395.     else if (option == 4) return cp;
396.     else printf("error function g5!\n");
397. }

```

B. Przykład kodu źródłowego modelu układu Chenga

W załączniku B zamieszczony jest fragment kodu źródłowego stanowiącego model układu Chenga napisany w języku C. Zawiera on dwie podstawowe funkcje: *turbineexp* i *calcCheng*. Funkcja *turbineexp* wykorzystywana jest do obliczeń temperatury i entalpii gazu na wylocie z turbiny. Przekazywane są do niej w dwóch jednowymiarowych tablicach parametry termodynamiczne i skład gazu na wlocie do turbiny. Wyliczona entalpia i temperatura zwracane są do funkcji głównej również w tablicy.

W liniach 1÷3 dołączane są pliki nagłówkowe wykorzystywanych funkcji. Biblioteka *stdio* jest biblioteką standardową języka C i zawiera funkcje obsługujące operacje wejścia i wyjścia (komunikacja z użytkownikiem, zapis wyników do pliku). Biblioteka *math* jest również biblioteką standardową i zawiera funkcje matematyczne wykorzystywane w obliczeniach. Plik nagłówkowy *extfun.h* zawiera deklaracje funkcji wywoływanych w trakcie działania programu. W liniach 4 i 5 wprowadzone zostały dwie stałe, a w linii 6 zdefiniowane zostało makro *MYDEBUG*, w wyniku czego następuje zapis w dodatkowym pliku dodatkowych parametrów, których analiza pomaga w wynajdywaniu ewentualnych błędów. Jeśli makro to jest wykomentowane (jak na poniższym wydruku), dodatkowe informacje nie są zapisywane na dysku, dzięki czemu obliczenia przebiegają szybciej i nie jest zajmowana dodatkowa pamięć. W liniach 7÷12 następuje deklaracja funkcji (niezadeklarowanych wcześniej) wykorzystywanych w obliczeniach. Funkcja *turbineexp* służy do wyznaczenia parametrów gazu na wylocie z turbiny dla zadanych na jej wlocie składu gazu i parametrów termodynamicznych. Funkcja *calcCheng* jest główną funkcją programu, wewnątrz której odbywają się obliczenia układu Chenga. Dokładniejszy opis obu funkcji znajduje się w rozdziale 3.

```

1.  #include <stdio.h>
2.  #include <math.h>
3.  #include "extfun.h"

4.  #define t_zero 273.16
5.  #define MAX_LEN 32
6.  // #define MYDEBUG

7.  double h_gas_gtp(double g[], double t, double p);
8.  double t_gas_ghp(double g[], double h, double p);
9.  double kappa_gt(double g[], double t);
10. double fun_G_steam(double t, double fi);
11. double NCF (double Gpal, double pi);
12. double BlCool (double data[]);

13. int turbineexp(double gasdata [], double dati[], double dato[])
14. {
15.     double kappain, kappaout, kappam;
```

```

16.     double pin, pout, tin, tout, hin, hout, touts, houts;
17.     double p3, p4;
18.     double t3, t4;
19.     double etaitp, pshift;
20.     int stage = 4;
21.     int ii;

22.     t4 = dati[0];
23.     p4 = dati[1];
24.     p5 = dati[2];
25.     etaitp = dati[3];

26.     tin = t3;
27.     pin = p3;
28.     pshift = (p3 - p4) / stage;
29.     for (ii = 0; ii < stage; ii++) {
30.         pout = pin - pshift;
31.         kappain = kappa_gt(gasdata, tin);
32.         hin = h_gas_gtp(gasdata, tin, pin);
33.         touts = ((tin + t_zero) * pow(pout / pin, (kappain - 1.0) /
           kappain)) - t_zero;
34.         kappaout = kappa_gt(gasdata, touts);
35.         kappam = (kappain + kappaout) * 0.5;
36.         touts = ((tin + t_zero) * pow(pout / pin, (kappam - 1.0) /
           kappam)) - t_zero;
37.         houts = h_gas_gtp(gasdata, touts, pout);
38.         hout = hin - etaitp * (hin - houts);
39.         tout = t_gas_ghp(gasdata, hout, pout);
40.         tin = tout;
41.         pin = pout;
42.     }
43.     dato[0] = tout;
44.     dato[1] = hout;
45.     return 0;
46. }

47. double calcCheng(double dataout[], double datain[], int interc, int
   HRSGnom)
48. {
49.     double comprPowerSimp, comprPowerLP, comprPowerHP, comprPowerInt;
50.     double coolData[6];
51.     double cp_w;
52.     double data[8];
53.     double delta_h_turbHP, delta_h_turbLP;
54.     double delta_t_HRSG1, delta_t_HRSG2 = 15.0;
55.     double eta_ch, eta_el, eta_g, eta_ic, eta_it, eta_kc, eta_m,
       eta_tot;
56.     double fi_inl, G_air_inl;
57.     double G_air_1cc, G_N2_1cc, G_CO2_1cc, G_H2O_1cc, G_gas_1cc;
58.     double G_air_2cc, G_N2_2cc, G_CO2_2cc, G_H2O_2cc, G_gas_2cc;
59.     double G_fuel_1cc, G_fuel_max_1cc, G_fuel_min_1cc;
60.     double G_fuel_2cc, G_fuel_max_2cc, G_fuel_min_2cc;
61.     double G_steam, G_steam_nom, G_steam_prim, G_steam_inl;
62.     double g_air, g_CO2, g_H2O, g_N2, g_steam;
63.     double gas_data[4];
64.     double h_1, h_2, h_2s, h_3, h_3_nom, h_31, h_31s, h_32, h_32_nom,
       h_4, h_4s;
65.     double h_11, h_11s, h_12, h_2, h_2s;
66.     double h_41, h_42, h_42_k, h_5, h_7, h_8, H_8;
67.     double h_prim, h_bis, htemp;
68.     double kappa_gas_a, kappa_gas_b, kappa_gas;

```

```

69.     double k_hc, k_ht, km;
70.     double M_CO2 = 44.01, M_H2O = 18.015;
71.     double M_N2 = 28.013, M_air = 28.96;
72.     double N_el, N_eltemp, N_heat, turbPower;
73.     double DNcool;
74.     double p_00, p_1, p_2, p_31, p_32, p_33, p_4, p_41, p_42, p_5,
       p_6, p_7, p_8;
75.     double picompr, pitfactor, picfactor;
76.     double pi1, pi2;
77.     double Q_heat_w, Q_sat_w, Q_sup;
78.     double Q_fuel_1, Q_fuel_2;
79.     double Q_w = 51000.0;
80.     double t_1, t_2, t_2s, t_3, t_31, t_31s;
81.     double t_11, t_11s, t_12, t_2, t_2s;
82.     double t_32, t_4, t_41, t_42, t_42_k, t_4s;
83.     double t_4_prim = 500.0;
84.     double t_5, t_7, t_8;
85.     double turb_i[4], turb_o[2];
86.     double tw_sat;
87.     double x_8;
88.     double zeta[5] = {0.007, 0.03, 0.035, 0.03, 0.035};
89.     int calcN_OK, calct_OK, inputOK;
90.     int ii;

91. #ifdef MYDEBUG
92.     FILE *fout;
93.     char filename[] = "outFuncData.dat";
94.     if ((fout = fopen(filename, "a")) == NULL) {
95.         printf("Nie mozna otworzyc pliku %s\n", filename);
96.     }
97. #endif

98.     picompr = datain[0];
99.     t_3 = datain[1];
100.    eta_ic = datain[2];
101.    eta_it = datain[3];
102.    t_1 = datain[4];
103.    t_5 = datain[5];
104.    G_steam = datain[6];
105.    picfactor = datain[7];
106.    pitfactor = datain[8];
107.    G_steam_nom = datain[9];
108.    eta_ch = datain[10];
109.    eta_g = datain[11];
110.    eta_kc = datain[12];
111.    eta_m = datain[13];
112.    fi_inl = datain[14];
113.    G_air_inl = datain[15];

114. #ifdef MYDEBUG
115.     for (ii = 0; ii < 16; ii++) {
116.         fprintf(fout, "%f ", datain[ii]);
117.     }
118.     fprintf(fout, "\n");
119. #endif

120.     calcN_OK = 1;
121.     calct_OK = 1;
122.     inputOK = 1;

123.     if ((picompr < 1.0) || (picompr > 100.0)) inputOK = 0;

```



```

124.     if ((t_3 < 600.0) || (t_3 > 1600.0))     inputOK = 0;
125.     if ((eta_ic < 0.5) || (eta_ic > 1.0))     inputOK = 0;
126.     if ((eta_it < 0.5) || (eta_it > 1.0))     inputOK = 0;
127.     if ((t_1 < -50.0) || (t_1 > 100.0))     inputOK = 0;
128.     if ((t_5 < 0.0) || (t_5 > 500.0))     inputOK = 0;
129.     if ((G_steam < 0.0) || (G_steam > G_air_inl*5.0)) inputOK = 0;
130.     if ((picfactor < 0.0) || (picfactor > 1.0)) inputOK = 0;
131.     if ((pitfactor < 0.0) || (pitfactor > 1.0)) inputOK = 0;
132.     if ((G_steam_nom < 0.0) || (G_steam_nom > G_air_inl*5.0))
        inputOK = 0;
133.     if ((eta_ch < 0.0) || (eta_ch > 1.0))     inputOK = 0;
134.     if ((eta_g < 0.0) || (eta_g > 1.0))     inputOK = 0;
135.     if ((eta_kc < 0.0) || (eta_kc > 1.0))     inputOK = 0;
136.     if ((eta_m < 0.0) || (eta_m > 1.0))     inputOK = 0;
137.     if ((fi_inl < 0.0) || (fi_inl > 1.0))     inputOK = 0;
138.     if ((G_air_inl < 0.0) || (G_air_inl > 12.0)) inputOK = 0;
139.     if (!inputOK) {
140. #ifdef MYDEBUG
141.         fprintf(fout, "Input error!\n");
142.         fprintf(fout, "%f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f\n",
            %f\n",
143.         picompr, t_3, eta_ic, eta_it, t_1, t_5, G_steam, picfactor,
            pitfactor, G_steam_nom, eta_ch, eta_g, eta_kc, eta_m,
            fi_inl, G_air_inl);
144.         fclose(fout);
145. #endif
146.         return 0;
147.     }

148.     km = G_steam / G_air_inl;
149.     eta_it = eta_it - 0.1 * km;

150.     p_00 = 0.1;
151.     p_1 = (1.0 - zeta[0]) * p_00;

152.     G_steam_inl = fun_G_steam(t_1, fi_inl);
153.     G_steam = G_steam + G_steam_inl;

154.     gas_data[0] = 0.0;
155.     gas_data[1] = G_steam_inl / G_air_inl;
156.     gas_data[2] = 0.0;
157.     gas_data[3] = G_air_inl - gas_data[1];

158.     h_1 = h_gas_gtp(gas_data, t_1, p_1);
159.     kappa_gas_a = kappa_gt(gas_data, t_1);
160.     p_2 = picompr * p_1;
161.     t_2s = ((t_1 + t_zero) / pow(p_1 / p_2, (kappa_gas_a - 1.0) /
        kappa_gas_a)) - t_zero;
162.     kappa_gas_b = kappa_gt(gas_data, t_2s);
163.     kappa_gas = (kappa_gas_a + kappa_gas_b) * 0.5;
164.     t_2s = ((t_1 + t_zero) / pow(p_1 / p_3, (kappa_gas - 1.0) /
        kappa_gas)) - t_zero;
165.     h_2s = h_gas_gtp(gas_data, t_2s, p_2);
166.     h_2 = (1.0 / eta_ic) * (h_2s - h_1) + h_1;
167.     t_2 = t_gas_ghp(gas_data, h_2, p_3);
168.     comprPowerSimp = G_air_inl * (h_2 - h_1);

169.     p_7 = p_3 * 1.3;

170.     pil = (picompr - 1.0) * picfactor + 1.0;
171.     pi2 = picompr / pil;

```

```

172.   p_11 = p_1 * pi1;
173.   p_12 = (1.0 - zeta[1]) * p_11;

174.   t_11s = (t_1 + t_zero) * pow(pi1, (kappa_gas - 1.0) / kappa_gas) -
        t_zero;
175.   kappa_gas_b = kappa_gt(gas_data, t_11s);
176.   kappa_gas = (kappa_gas_a + kappa_gas_b) * 0.5;
177.   t_11s = (t_1 + t_zero) * pow(pi1, (kappa_gas - 1.0) / kappa_gas) -
        t_zero;
178.   h_11s = h_gas_gtp(gas_data, t_11s, p_11);
179.   h_11 = h_1 + (h_11s - h_1) / eta_ic;
180.   t_11 = t_gas_ghp(gas_data, h_11, p_11);
181.   comprPowerLP = G_air_inl * (h_11 - h_1);

182.   t_12 = (t_11 - t_1) * (1.0 - eta_ch) + t_1;
183.   h_12 = h_gas_gtp(gas_data, t_12, p_12);

184.   pi2 = picompr / pi1;
185.   p_2 = p_12 * pi2;
186.   t_2s = (t_12 + t_zero) * pow(pi2, (kappa_gas - 1.0) / kappa_gas) -
        t_zero;
187.   h_2s = h_gas_gtp(gas_data, t_2s, p_3);
188.   h_2 = h_12 + (h_2s - h_12) / eta_ic;
189.   t_2 = t_gas_ghp(gas_data, h_2, p_3);
190.   comprPowerHP = G_air_inl * (h_2 - h_12);
191.   comprPowerInt = comprPowerLP + comprPowerHP;

192.   k_hc = (h_11 - h_1) / ((h_11 - h_1) + (h_2 - h_12));

193.   if (t_3 > 1000.0) {
194.       coolData[0] = picompr;
195.       coolData[1] = t_3;
196.       coolData[2] = t_2;
197.       coolData[3] = h_2;
198.       coolData[4] = G_air_inl;
199.       if (!interc) coolData[5] = comprPowerSimp;
200.       else coolData[5] = comprPowerInt;
201.       DNcool = BlCool(coolData);
202.   } else DNcool = 0.0;

203.   if (t_2 > t_3) calct_OK = 0;

204.   if (!interc) p_4 = (1.0 - zeta[2]) * p_3;
205.   else p_4 = (1.0 - zeta[2]) * p_33;
206.   p_41 = (1.0 - pitfactor) * (p_4 - p_0) + p_0;

207.   p_5 = p_1 / (1.0 - zeta[4]);

208.   p_6 = p_0;
209.   t_7 = 10.0;
210.   h_7 = cp_w * t_7;
211.   delta_t_HRSG1 = t_3 * 0.1;
212.   t_8 = t_4_prim - delta_t_HRSG1;

213.   h_8 = hTP_H2O(t_8, p_4);
214.   H_8 = 0.0;

215.   G_fuel_min_lcc = 0.0;
216.   G_fuel_max_lcc = G_air_inl;

217.   do {

```

```

218.      G_fuel_1cc = (G_fuel_max_1cc + G_fuel_min_1cc) * 0.5;

219.      G_CO2_1cc = G_fuel_1cc * (11.0 / 4.0);
220.      G_H2O_1cc = G_fuel_1cc * (9.0 / 4.0);
221.      G_N2_1cc  = G_fuel_1cc * 4.0 * (0.79 / 0.21);
222.      G_air_1cc = G_air_inl - G_fuel_1cc * 4.0 / 0.21;

223.      G_gas_1cc = G_CO2_1cc + G_H2O_1cc + G_N2_1cc + G_air_1cc +
                G_steam;
224.      g_CO2    = G_CO2_1cc    / G_gas_1cc;
225.      g_H2O    = G_H2O_1cc    / G_gas_1cc;
226.      g_N2     = G_N2_1cc     / G_gas_1cc;
227.      g_air    = G_air_1cc    / G_gas_1cc;
228.      g_steam  = G_steam      / G_gas_1cc;

229.      gas_data[0] = g_CO2;
230.      gas_data[1] = g_H2O + g_steam;
231.      gas_data[2] = g_N2;
232.      gas_data[3] = g_air;

233.      if (!interc) h_3 = (G_air_inl * h_2 + G_fuel_1cc * Q_w *
                eta_kc + H_8) / G_gas_1cc;
234.      else h_3 = (G_air_inl * h_2 + G_fuel_1cc * Q_w * eta_kc +
                H_8) / G_gas_1cc;

235.      h_3_nom = h_gas_gtp(gas_data, t_3, p_4);

236.      if (h_3_nom < h_3) G_fuel_max_1cc = (G_fuel_1cc +
                G_fuel_max_1cc) * 0.5;
237.      else G_fuel_min_1cc = (G_fuel_1cc + G_fuel_min_1cc) * 0.5;

238.      turb_i[0] = t_3;
239.      turb_i[1] = p_4;
240.      turb_i[2] = p_41;
241.      turb_i[3] = eta_it;
242.      turbineexp(gas_data, turb_i, turb_o);
243.      t_31 = turb_o[0];
244.      h_31 = turb_o[1];

245.      t_32 = t_3;
246.      if (pitfactor > 1e-6) p_42 = (1.0 - zeta[3]) * p_41;
247.      else p_42 = p_41;

248.      G_fuel_min_2cc = 0.0;
249.      G_fuel_max_2cc = G_air_inl;
250.      do {
251.          G_fuel_2cc = (G_fuel_max_2cc + G_fuel_min_2cc) * 0.5;
252.          G_gas_2cc = G_gas_1cc + G_fuel_2cc;

253.          G_CO2_2cc = G_fuel_2cc * (44.0 / 16.0);
254.          G_H2O_2cc = G_fuel_2cc * (36.0 / 16.0);
255.          G_N2_2cc  = G_fuel_2cc * 4.0 * (0.79 / 0.21);
256.          G_air_2cc = G_air_1cc - G_fuel_2cc * 4.0 / 0.21;

257.          G_gas_2cc = G_CO2_1cc + G_H2O_1cc + G_N2_1cc + G_CO2_2cc
                    + G_H2O_2cc + G_N2_2cc + G_air_2cc + G_steam;
258.          g_CO2    = (G_CO2_1cc + G_CO2_2cc) / G_gas_2cc;
259.          g_H2O    = (G_H2O_1cc + G_H2O_2cc) / G_gas_2cc;
260.          g_N2     = (G_N2_1cc  + G_N2_2cc) / G_gas_2cc;
261.          g_air    = G_air_2cc           / G_gas_2cc;

```

```

262.          g_steam = G_steam                / G_gas_2cc;

263.          gas_data[0] = g_CO2;
264.          gas_data[1] = g_H2O + g_steam;
265.          gas_data[2] = g_N2;
266.          gas_data[3] = g_air;

267.          h_32 = (G_air_1cc * h_31 + G_fuel_2cc * Q_w * eta_kc) /
                G_gas_2cc;
268.          h_32_nom = h_gas_gtp(gas_data, t_32, p_42);

269.          if (h_32_nom < h_32) G_fuel_max_2cc = (G_fuel_2cc +
                G_fuel_max_2cc) * 0.5;
270.          else G_fuel_min_2cc = (G_fuel_2cc + G_fuel_min_2cc) * 0.5;

271.          } while ((G_fuel_max_2cc - G_fuel_min_2cc) > 1e-15);

272.          Q_fuel_2 = G_fuel_2cc * Q_w;

273.          turb_i[0] = t_32;
274.          turb_i[1] = p_42;
275.          turb_i[2] = p_5;
276.          turb_i[3] = eta_it;
277.          turbineexp(gas_data, turb_i, turb_o);
278.          t_4 = turb_o[0];
279.          h_4 = turb_o[1];

280.          tw_sat = tsat(p_7 * 1e6) - t_zero;

281.          zero(data);
282.          data[1] = p_7;
283.          data[2] = 0.0;
284.          propert(data);
285.          h_prim = data[4];

286.          zero(data);
287.          data[1] = p_7;
288.          data[2] = 1.0;
289.          propert(data);
290.          h_bis = data[4];

291.          delta_t_HRSG1 = t_4 * 0.1;
292.
293.          if (!HRSGnom) {

294.              t_8 = t_4 - delta_t_HRSG1;
295.              if (t_8 > 750.0) t_8 = 750.0;
296.              if ((tsat(p_8 * 1e6) - 273.15) < t_8) h_8 = hreg(t_8, p_8);
297.              else h_8 = hreg(t_8, satpl(t_8 + 1.0));

298.              Q_heat_w = G_steam * (h_prim - h_7);
299.              Q_sat_w = G_steam * (h_bis - h_prim);
300.              Q_sup = G_steam * (h_8 - h_bis);

301.              h_41 = h_4 - Q_sup / G_gas_2cc;
302.              t_41 = t_gas_ghp(gas_data, h_41, p_5);
303.              t_42 = tw_sat + delta_t_HRSG2;
304.              h_42 = h_gas_gtp(gas_data, t_42, p_5);

305.              h_5 = h_42 - Q_heat_w / G_gas_2cc;
306.              t_5 = t_gas_ghp(gas_data, h_5, p_6);

```

```

307.         } else {
308.             if (G_steam_nom >= G_steam) {
309.                 t_8 = t_4 - delta_t_HRSG1;
310.                 if ((tsat(p_8 * 1e6) - 273.15) < t_8) h_8 = hreg(t_8,
311.                     p_8);
312.                 else h_8 = hreg(t_8, satp1(t_8 + 1.0));
313.                 Q_heat_w = G_steam * (h_prim - h_7);
314.                 Q_sat_w = G_steam * (h_bis - h_prim);
315.                 Q_sup = G_steam * (h_8 - h_bis);
316.                 h_41 = h_4 - Q_sup / G_gas_2cc;
317.                 t_41 = t_gas_ghp(gas_data, h_41, p_5);
318.
319.                 h_42 = h_4 - (Q_sup + Q_sat_w) / G_gas_2cc;
320.                 t_42 = t_gas_ghp(gas_data, h_42, p_5);
321.
322.                 h_5 = h_42 - Q_heat_w / G_gas_2cc;
323.                 t_5 = t_gas_ghp(gas_data, h_5, h_5);
324.             } else {
325.                 t_42 = tw_sat + delta_t_HRSG2;
326.                 h_42 = h_gas_gtp(gas_data, t_42, p_5);
327.                 h_8 = h_prim + G_gas_2cc / G_steam * (h_4 - h_42);
328.
329.                 zero(data);
330.                 data[1] = p_8;
331.                 data[4] = h_8;
332.                 propert(data);
333.                 t_8 = data[0];
334.                 x_8 = data[2];
335.
336.                 Q_heat_w = G_steam * (h_prim - h_7);
337.                 Q_sat_w = G_steam * (h_bis - h_prim);
338.                 Q_sup = G_steam * (h_8 - h_bis);
339.
340.                 h_41 = h_42 + Q_sat_w / G_gas_2cc;
341.                 t_41 = t_gas_ghp(gas_data, h_41, p_5);
342.
343.                 h_5 = h_42 - Q_heat_w / G_gas_2cc;
344.                 t_5 = t_gas_ghp(gas_data, h_5, p_6);
345.             }
346.         }
347.
348.         t_4_prim = t_4;
349.         H_8 = G_steam * h_8;
350. #ifdef MYDEBUG
351.         fprintf(fout, "%f      %f      %f      %f      %f      %f      %f\n",
352.             G_steam, Q_heat_w, Q_sat_w, Q_sup, t_4, t_8, x_8);
353. #endif
354.     } while ((G_fuel_max_1cc - G_fuel_min_1cc) > 1e-15);
355.
356.     delta_h_turbHP = h_3 - h_31;
357.     delta_h_turbLP = h_32 - h_4;
358.
359.     k_ht = delta_h_turbHP / (delta_h_turbHP + delta_h_turbLP);
360.     if (k_ht > 1.0) k_ht = 1.0;

```

```

353.     turbPower = G_gas_2cc * (delta_h_turbHP + delta_h_turbLP);
354.     if (turbPower < comprPowerInt) calcN_OK = 0;
355.     t_42_k = tw_sat + delta_t_HRSG2;
356.     h_42_k = h_gas_gtp(gas_data, t_42, p_5);
357.     G_steam_prim = G_gas_2cc * (h_4 - h_42_k) / (h_8 - h_prim);
358. #ifdef MYDEBUG
359.     fprintf(fout, "%f    %f    %f    %f    %f    %f    %f    %f    %f
           %f\n", G_steam, t_3, t_4, t_41, t_42, t_5, t_8, tw_sat,
           h_prim, h_bis);
360.     fprintf(fout, " \n");
361. #endif
362.     Q_fuel_1 = Q_w * G_fuel_1cc;
363.     if (!interc) N_el = (turbPower - comprPowerSimp - DNcool) * eta_m
           * eta_g - NPW(G_steam, p_7) - NCF((G_fuel_1cc + G_fuel_2cc),
           picompr);
364.     else N_el = (turbPower - comprPowerInt - DNcool) * eta_m * eta_g -
           NPW(G_steam, p_7) - NCF((G_fuel_1cc + G_fuel_2cc), picompr);
365.     N_eltemp = N_el;
366.     if (((tsat(p_4 * 1e6) - 273.15) < t_8) || (G_steam == 0.0)) {
367.         eta_el = N_el / (Q_fuel_1 + Q_fuel_2);
368.     } else {
369.         eta_el = 0.0;
370.         N_el = 0.0;
371.     }
372.     N_heat = (G_steam_prim - G_steam) * (h_8 - hTP_H2O(4, p_0));
373.     eta_tot = (N_el + N_heat) / (Q_fuel_1 + Q_fuel_2);
374.     if ((!calcN_OK) || (!calct_OK)) {
375.         dataout[0] = 0.0;
376.         dataout[1] = 0.0;
377.         dataout[2] = 0.0;
378.         dataout[3] = 0.0;
379.     } else {
380.         dataout[0] = N_el;
381.         dataout[1] = N_heat;
382.         dataout[2] = eta_el;
383.         dataout[3] = eta_tot;
384.     }
385.     dataout[3] = Q_heat_w;
386.     dataout[4] = Q_sat_w;
387.     dataout[5] = Q_sup;
388.     dataout[6] = G_fuel_1cc + G_fuel_2cc;
389.     dataout[7] = G_fuel_1cc;
390.     dataout[8] = G_fuel_2cc;
391.     dataout[9] = comprPowerSimp;
392.     dataout[10] = NCF((G_fuel_1cc + G_fuel_2cc), picompr * 1.5);
393.     dataout[11] = G_steam;
394. #ifdef MYDEBUG
395.     fprintf(fout, "%d %d %d    %f    %f    %f    %f    %f    %f\n",
396.     inputOK, calct_OK, calcN_OK, eta_it, km, G_steam, DNcool,
397.     NCF((G_fuel_1cc + G_fuel_2cc), picompr), N_el);

```

```
398. // fprintf(fout, "%d %d %d %f %f %f %f %f %f\n",
399. //      %f, %f %f, %f %f, %f %f\n", inputOK,
      calct_OK, calcN_OK, t_3, picompr, N_heat, N_el, eta_el,
      eta_tot, Q_fuel_1 + Q_fuel_2, G_steam, G_steam_prim, Q_fuel_1,
      Q_fuel_2, h_4, h_42);
400. // fprintf(fout, "%f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f %f\n",
      %f\n",
401. //      picompr, t_3, eta_ic, eta_it, t_1, t_5, G_steam, picfactor,
      pitfactor, G_steam_nom, eta_ch, eta_g, eta_kc, eta_m, fi_inl,
      G_air_inl);
402. //      fprintf(fout, "%f %f %f %f %f\n", t_1, h_2, h_3, h_4,
      kappa_gas);

403.     fclose(fout);
404. #endif
405.     if (!calct_OK) return 0;
406.     if (!calcN_OK) return 0;

407.     return N_heat;
408. }
```

Załącznik 3.

Pełne wyniki obliczeń wirnika turbiny przeprowadzonych z użyciem programu CFX–Blade–Gen–Plus.

W tabeli Case Selection zestawione zostały podstawowe informacje o modelu geometrycznym utworzonym z wykorzystaniem programu CFX–Blade–Gen. Kolejne dwie tabele zawierają informacje dotyczące wygenerowanej na modelu geometrycznym siatki, która zostanie wykorzystana do obliczeń przepływu metodą objętości skończonych. W tabeli Fluid Properties zestawione są własności czynnika przepływającego przez palisadę, a w tabeli Operating Conditions – warunki brzegowe.

W dalszej części przedstawione zostały tabelarycznie i graficznie wyniki obliczeń parametrów czynnika i prędkości przepływu.

Cały dokument został wygenerowany przez program po zakończeniu obliczeń.

Axial Turbine Rotor Summary

Case Selection

Input Directory	D:\BladeGen	
Input File	Axial Turbine Rotor_001.bg+	
Blade Sets	43	
Blades per Set	1	
Radial Range	254.000	275.625
Axial Range	-10.0000	60.0000
Model Scaling	1	
Geometry Units	millimeters (mm)	
Machine Type	Axial Turbine	
Component Type	Rotor	
Housing Type	Unshrouded	
Tip Clearance	0	

Grid Generation

Refinement Factor	1.00
Inflation Layers	3
Node Count	9832

Grid Quality

Aspect Ratio	No. Cells
1 to 5	31237
5 to 10	0
10 to 20	0
20 to 50	0
50 to 100	0
above 100	0

Fluid Properties

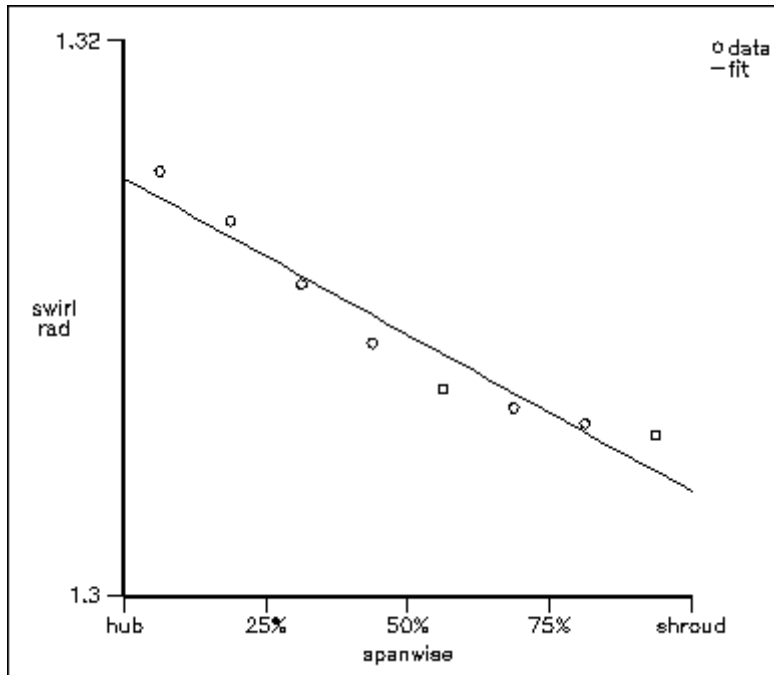
Fluid Type	Compressible	
Fluid Description	General Fluid	
Specific Heat Ratio	1.30939	
Specific Heat (Cp)	1251.26	J/kg-K
Thermal Conductivity	0.07618	N/s-K
Dynamic Viscosity	4.933e-005	N-s/m ²
Fluid Model	Turbulent	

Operating Conditions

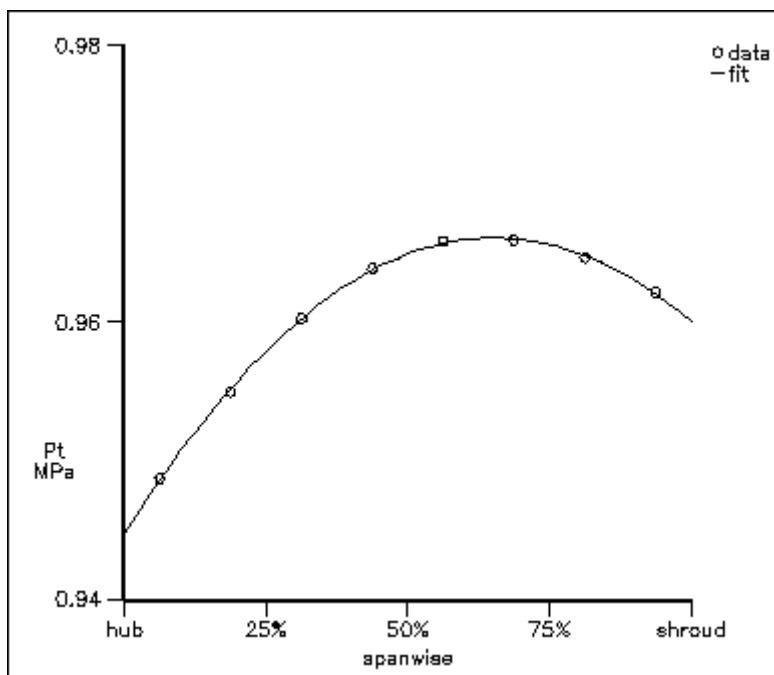
Run Specification	Massflow Exit	
Rotational Speed	11000.0	RPM
Inflow Swirl Angle	1.3094 rad	
Inlet Total Pressure	0.960741	MPa
Inlet Total Temperature	998.952	C

Total Mass Flow Rate	5.446131	kg/s
Wall Roughness	Smooth	

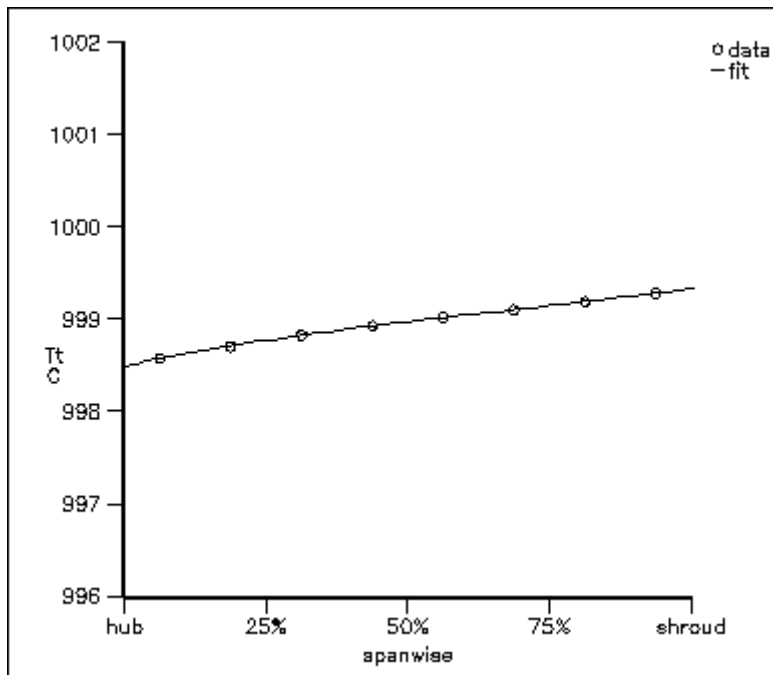
Swirl Angle Profile



Total Pressure Profile



Total Temperature Profile



Solution

Solution Control	1.0 (Most Accurate)
Solution Timestep	Auto Compute
Target Residual	0.0001

Convergence Results

all RMS residual AND global imbalance
are below their target criteria.

Number Iterations	24
Mass Residual	4.7e-005
Momentum Residual	5.5e-005
Energy Residual	1.8e-005
Inlet Mass Flow	1.2665e-001 kg/s
Outlet Mass Flow	-1.2665e-001 kg/s
Mass Imbalance	-0.0035 %
Momentum Imbalance	0.0011 %
Energy Imbalance	-0.2023 %

Report Output

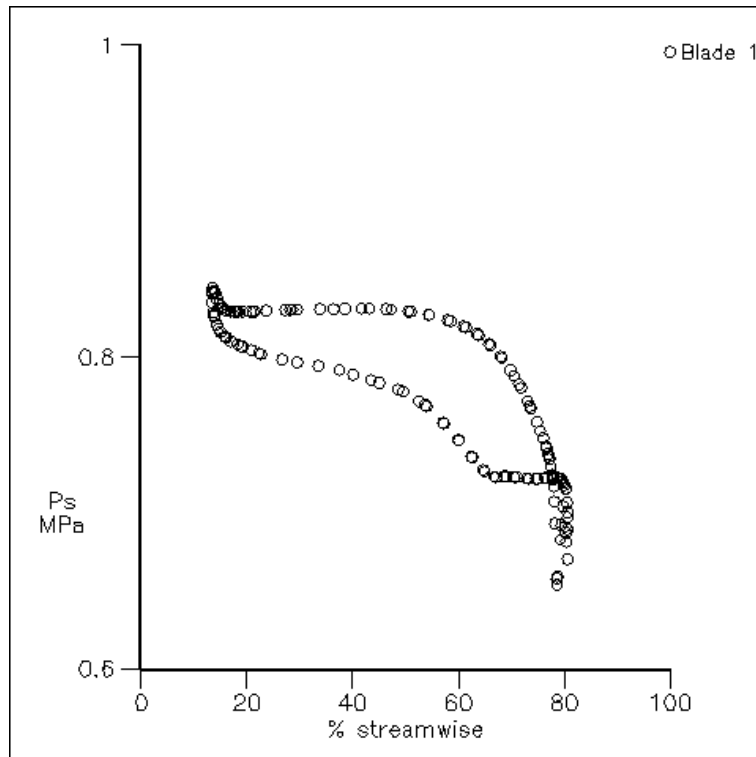
Title	Axial Turbine Rotor Summary
Report Subdirectory	Axial Turbine Rotor_001.rpt
Report Format	HTML
Report Filename	report.html
Unit System	SI
Quantity Averaging	mass
LE Cut Location	10 %
TE Cut Location	10 %
Show Expressions	no
Corrected Data	no
Image Format	PNG
Background	white
Pixels/Inch	96
Image Width	5 inch
Image Height	5 inch
Show Border	yes
Show Title	no

Computed Results

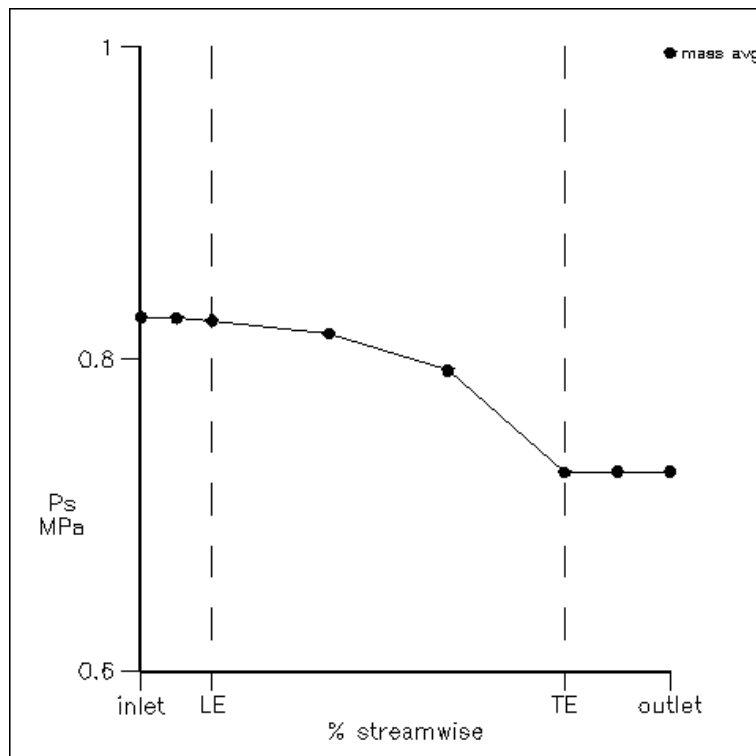
Mass Flow Rate	5.38268	kg/s
Volume Flow Rate (inflow)	2.36367	m ³ /s
Volume Flow Rate (outflow)	2.62853	m ³ /s
Total Blade Torque	431.038	m-N
Inlet Flow Coefficient	0.28296	
Exit Flow Coefficient	0.243971	
Total Press Ratio (LE-TE)	0.765235	
Head Coefficient (LE-TE)	0.926152	
Total Temp Ratio (LE-TE)	0.945897	
Total Adiabatic Eff (LE-TE)	0.883079	
Static Adiabatic Eff (LE-TE)	0.849369	
Total Press Loss Coeff.	-2.05737	

Quantity	Inlet	LE Cut	TE Cut	Outlet	TE/LE	TE-LE	Units	Averaging
Density	2.27734	2.27308	2.04631	2.04779	0.9002	-0.22677	kg/m ³	mass
Pstatic	0.826653	0.825135	0.726223	0.727649	0.8801	-0.098912	MPa	mass
Ptotal (abs)	0.961182	0.959493	0.734238	0.734153	0.7652	-0.225255	MPa	mass
Ptotal (rel)	0.735607	0.735436	0.717509	0.717074	0.9756	-0.017927	MPa	mass
Tstatic	1227.75	1227.78	1200.36	1201.85	0.9777	-27.42	K	mass
Ttotal (abs)	1272.28	1272.31	1203.48	1204.38	0.9459	-68.83	K	mass
Ttotal (rel)	1194.37	1194.85	1196.91	1197.7	1.0017	2.06	K	mass
Mach (abs)	0.484179	0.483349	0.128118	0.116473	0.2651	-0.355231		mass
Mach (rel)	0.128971	0.136623	0.424859	0.422	3.1097	0.288236		mass
Hstatic	1536.24	1536.28	1501.97	1503.83	0.9777	-34.31	kJ/kg	mass
Htotal (abs)	1591.95	1592	1505.86	1507	0.9459	-86.14	kJ/kg	mass
Urms	302.263	302.261	304.902	305.211	1.0087	2.641	m/s	area
Cm (merid)	86.5894	90.0003	77.2242	74.1649	0.8580	-12.7761	m/s	area
Ct (abs tang)	322.431	320.624	30.4017	27.5389	0.0948	-290.222	m/s	area
C (abs total)	333.856	333.016	82.993	79.1127	0.2492	-250.023	m/s	area
Flow Angle (abs)	74.9675	74.3207	21.4886	20.371	0.2891	-52.8321	deg	area
Wt (rel tang)	20.1681	18.3626	-274.5	-277.672	-14.9489	-292.863	m/s	area
W(rel total)	88.9071	91.8544	285.156	287.406	3.1044	193.302	m/s	area
Flow Angle (rel)	13.1113	11.5316	-74.2874	-75.0455	-6.4421	-85.819	deg	area

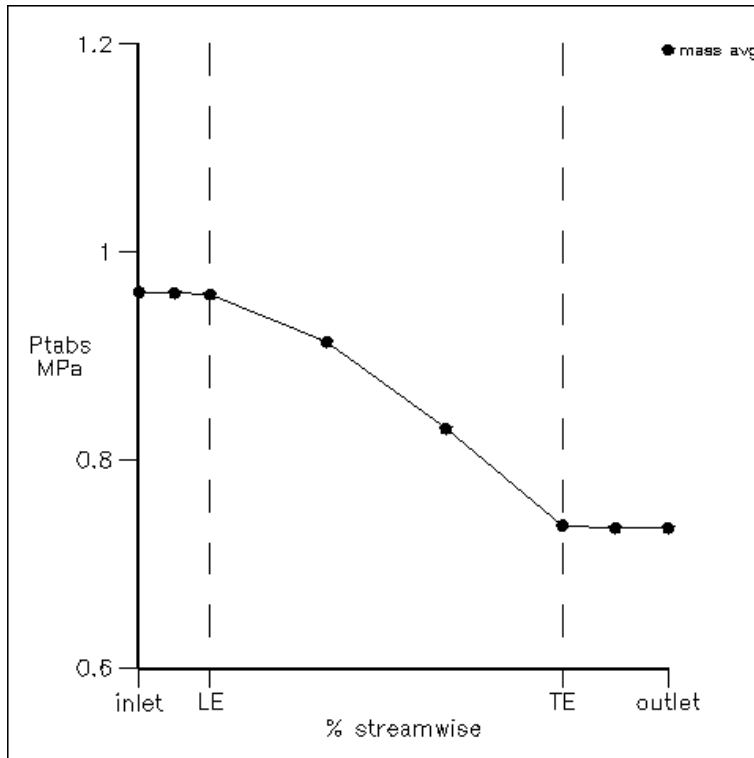
Blade Loading at 50% Span



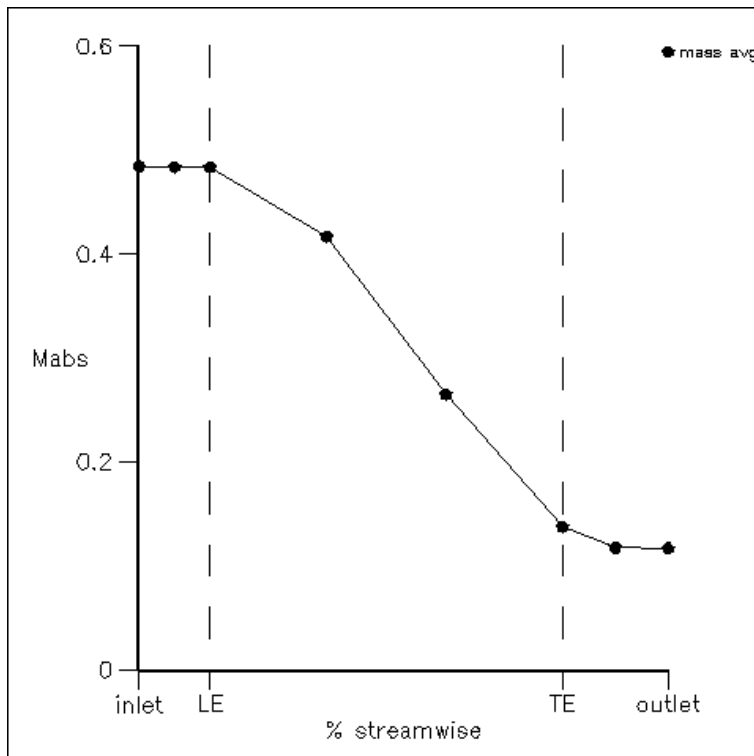
Streamwise Plot of Ps

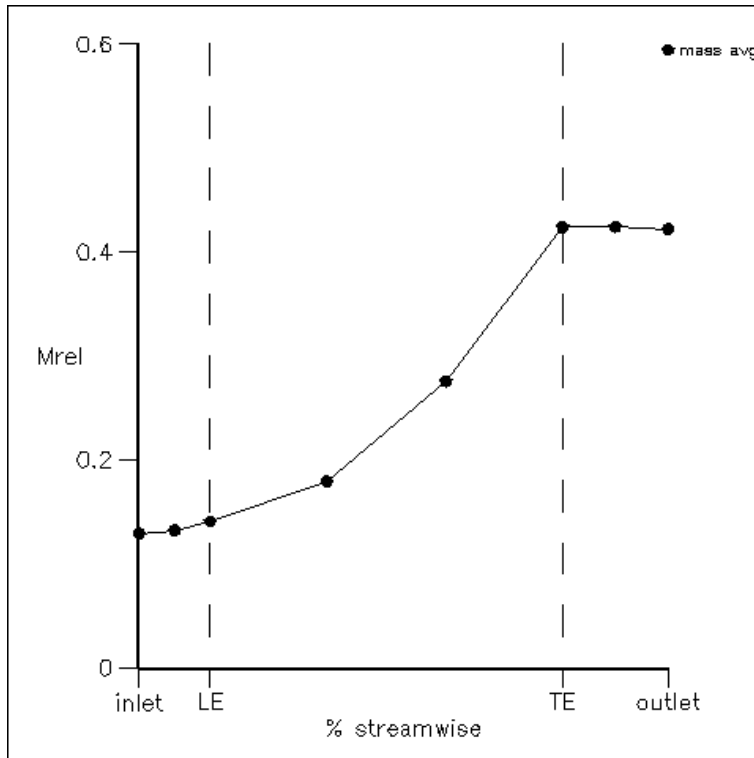
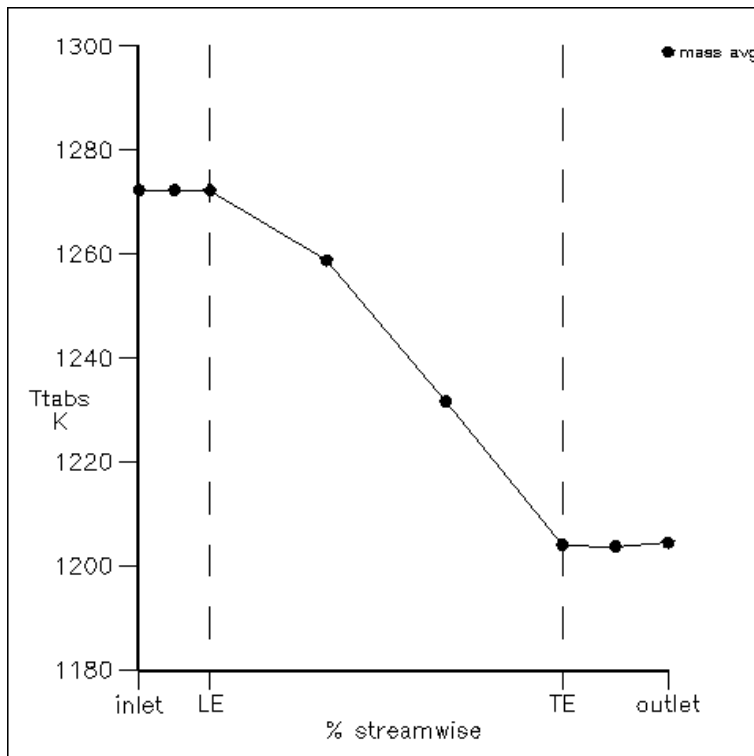


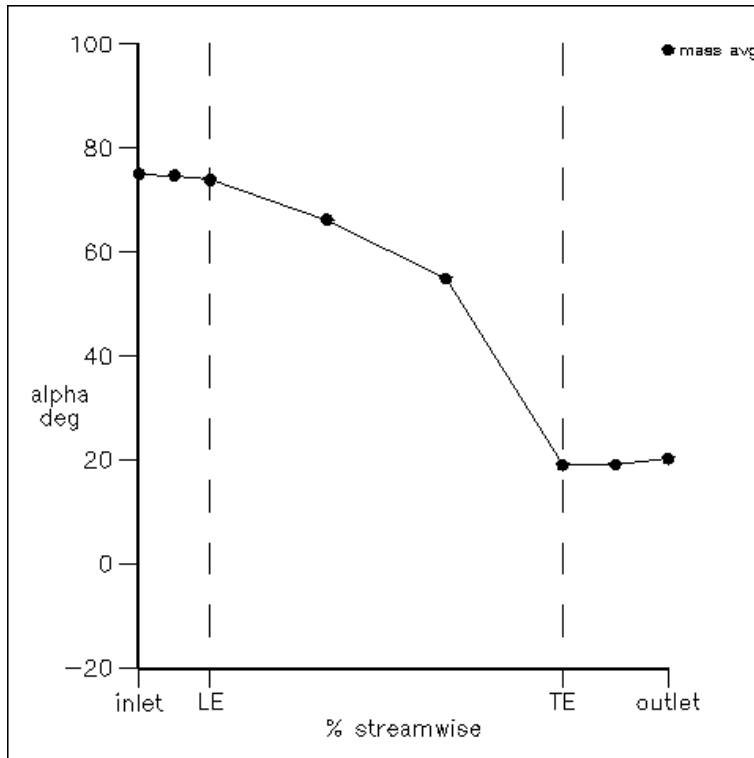
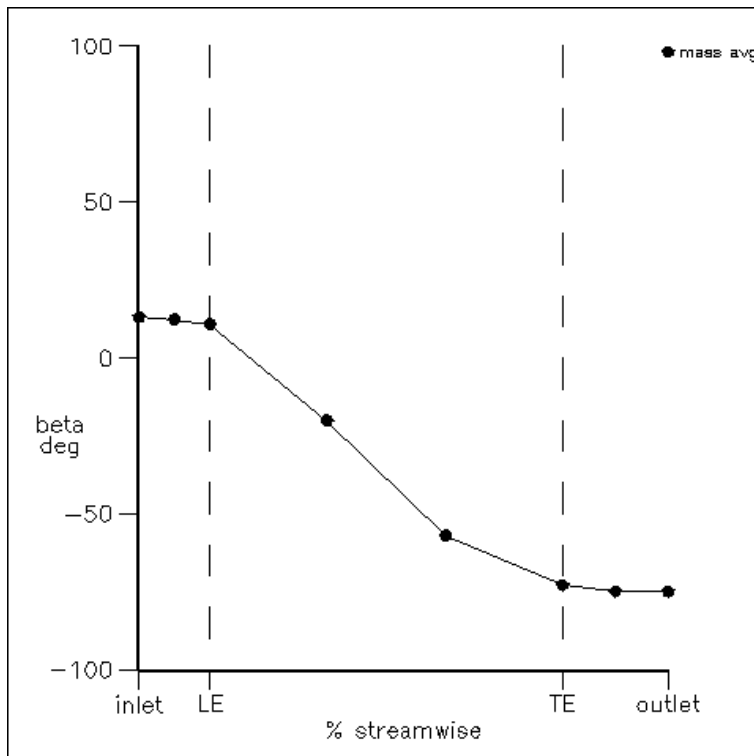
Streamwise Plot of Ptabs

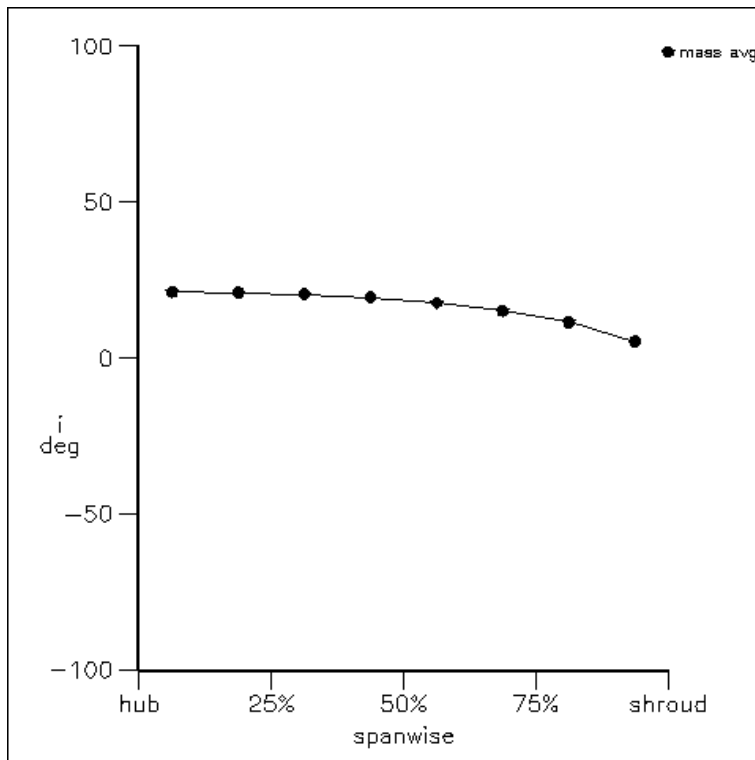
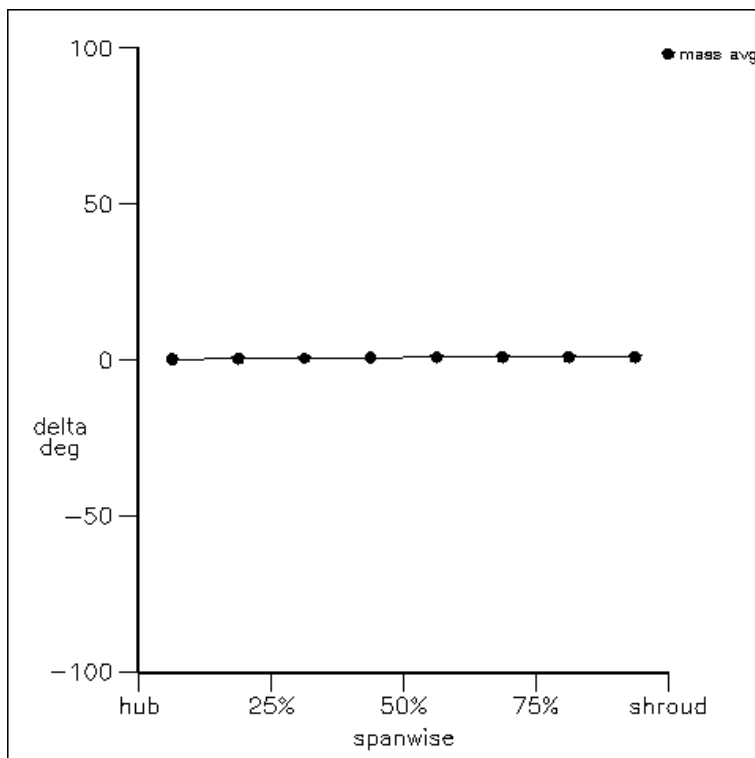


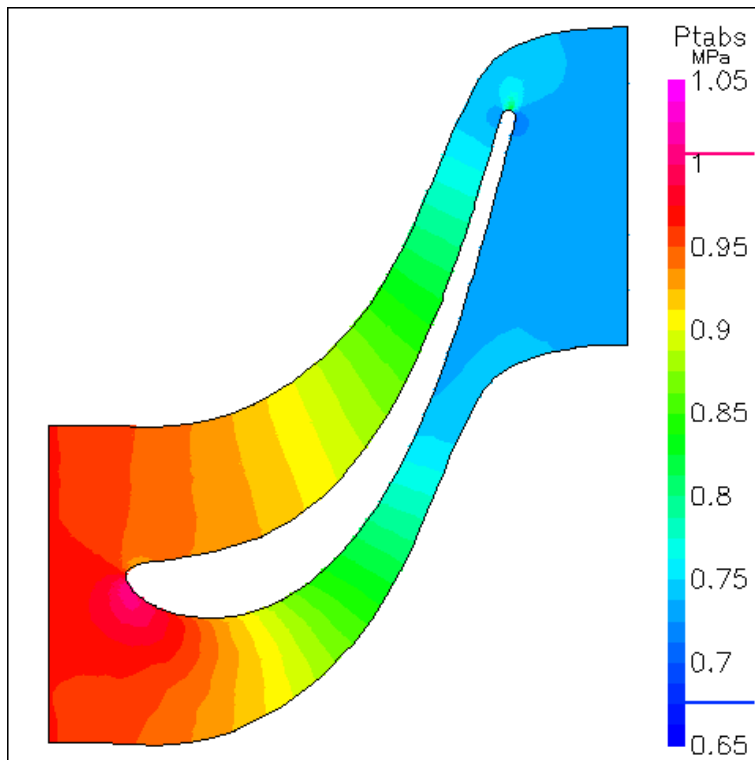
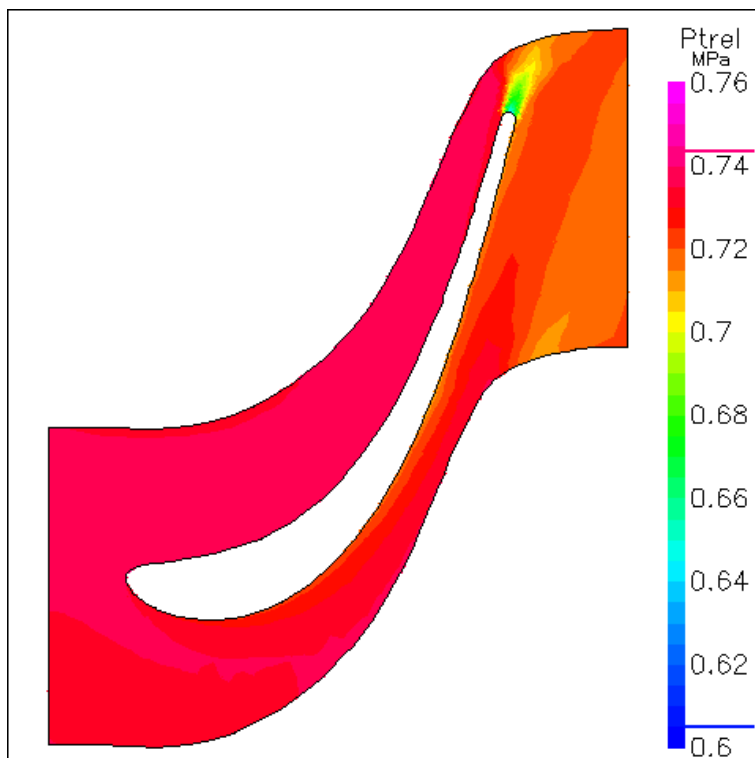
Streamwise Plot of Mabs

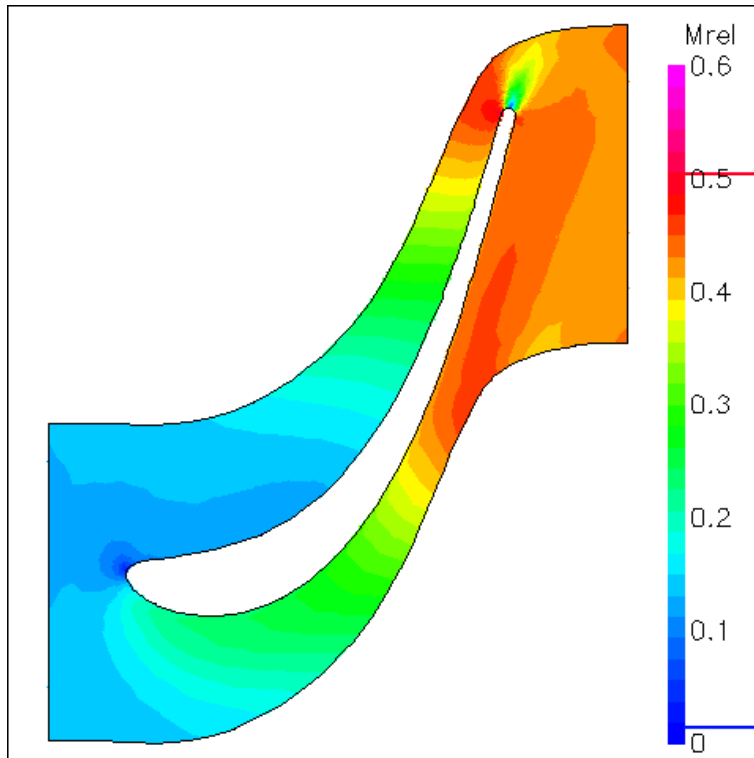
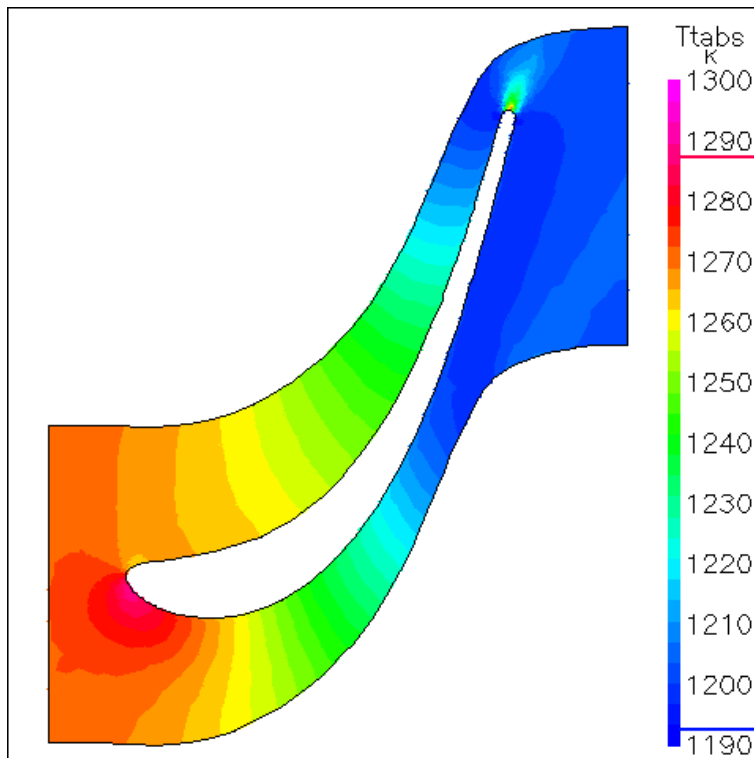


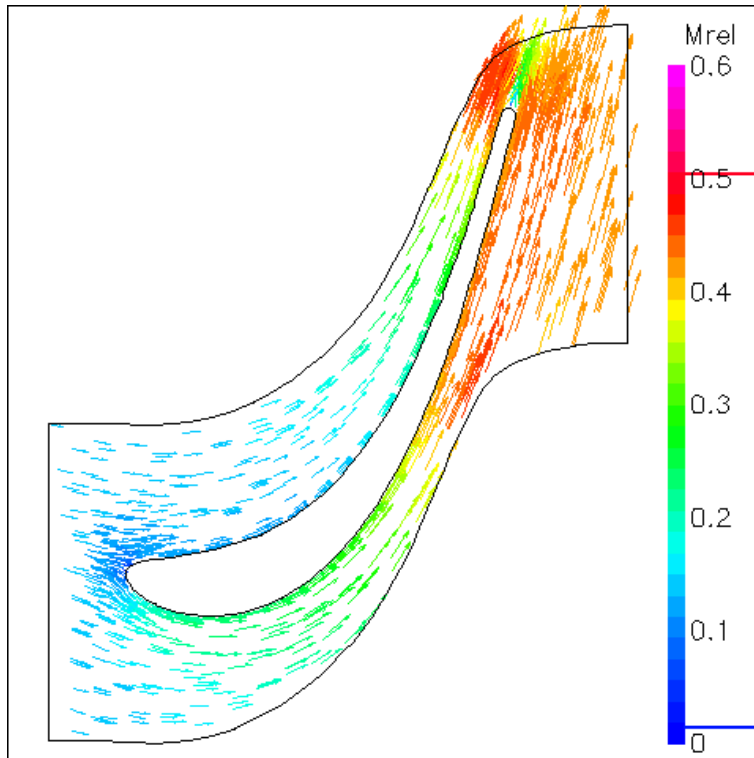
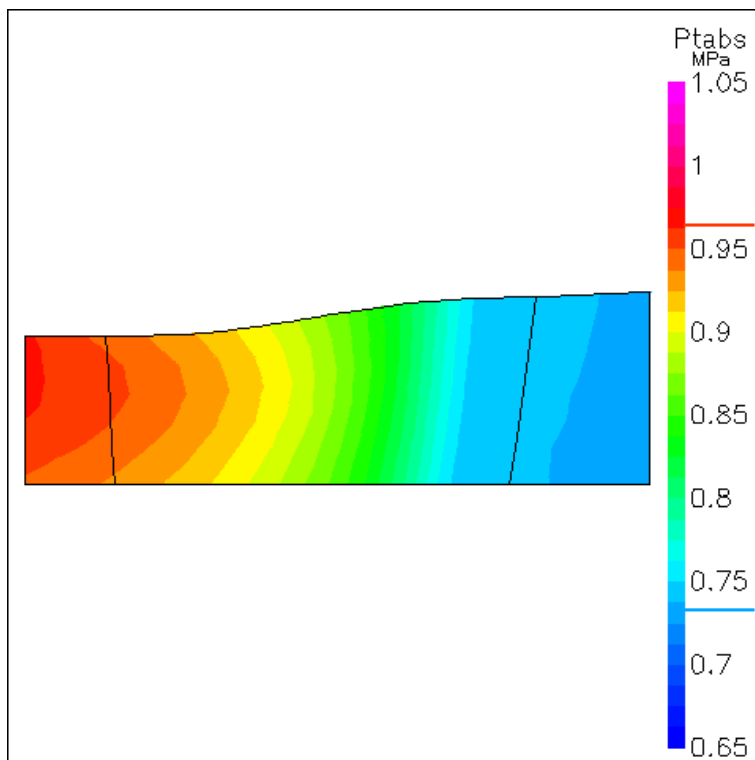
Streamwise Plot of Mrel**Streamwise Plot of Ttabs**

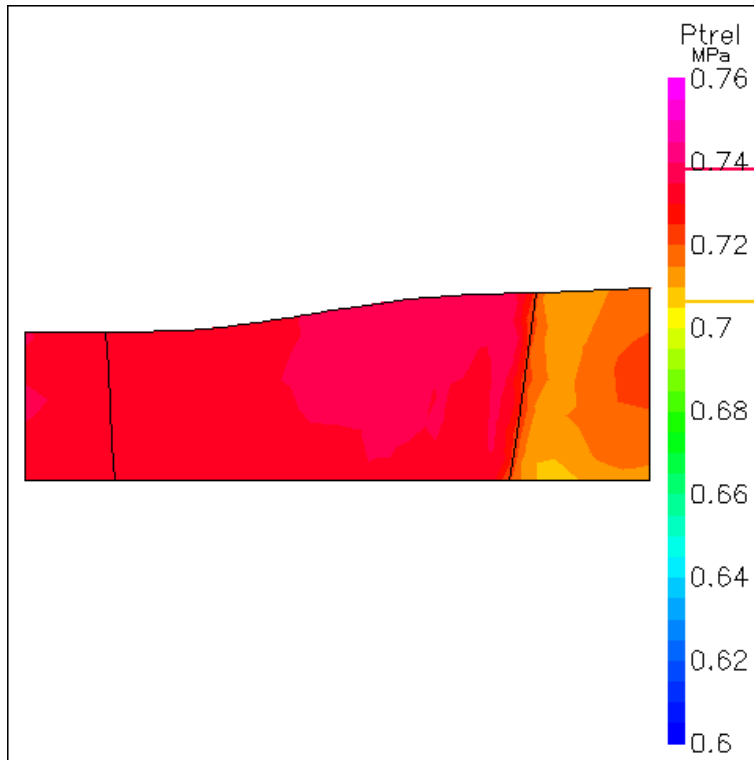
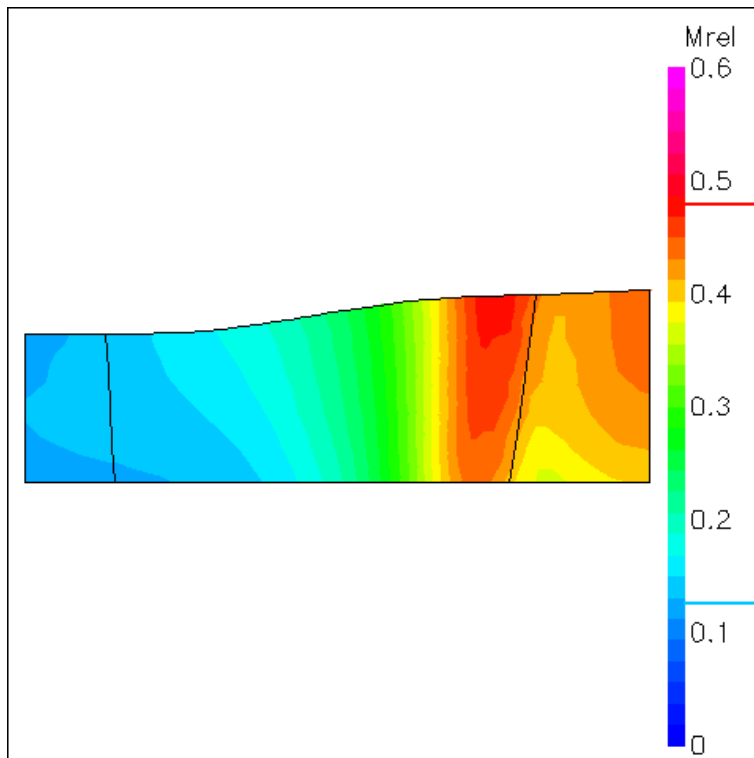
Streamwise Plot of alpha**Streamwise Plot of beta**

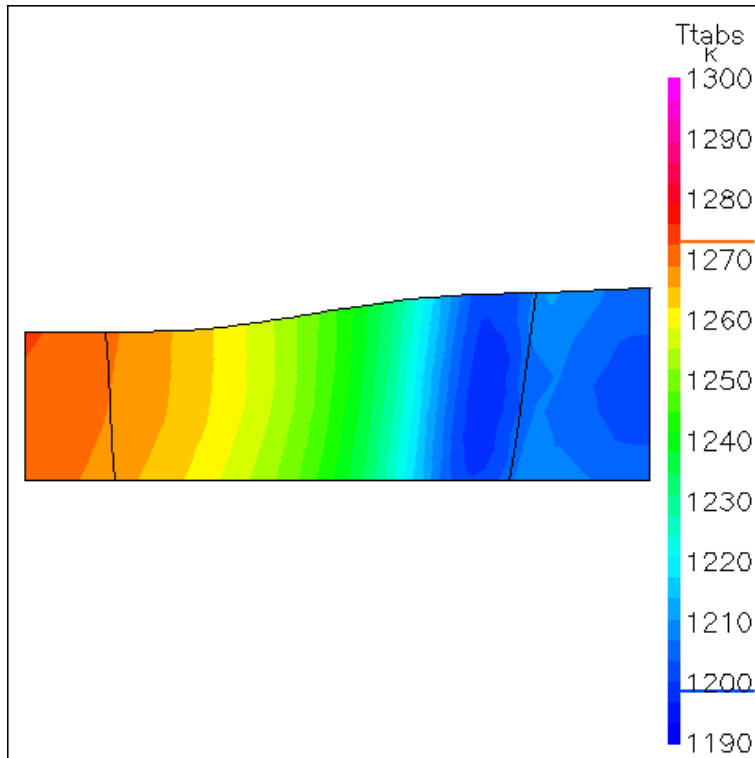
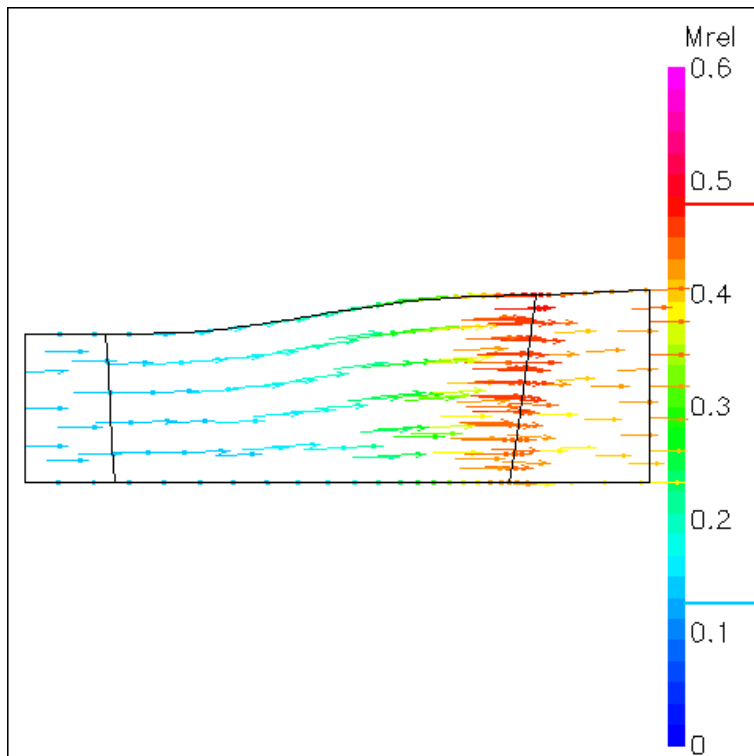
Spanwise Plot of i at Blade LE**Spanwise Plot of delta at Blade TE**

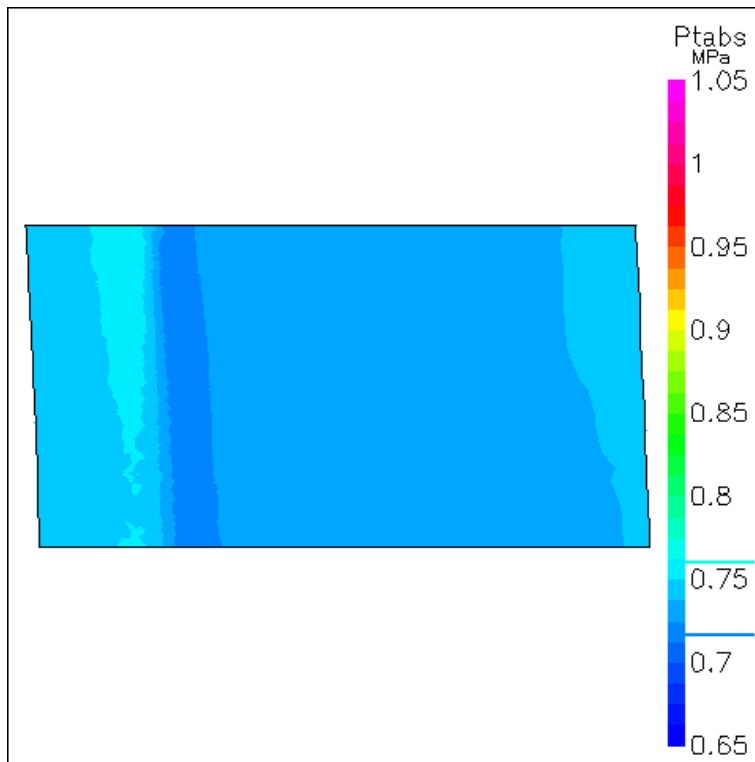
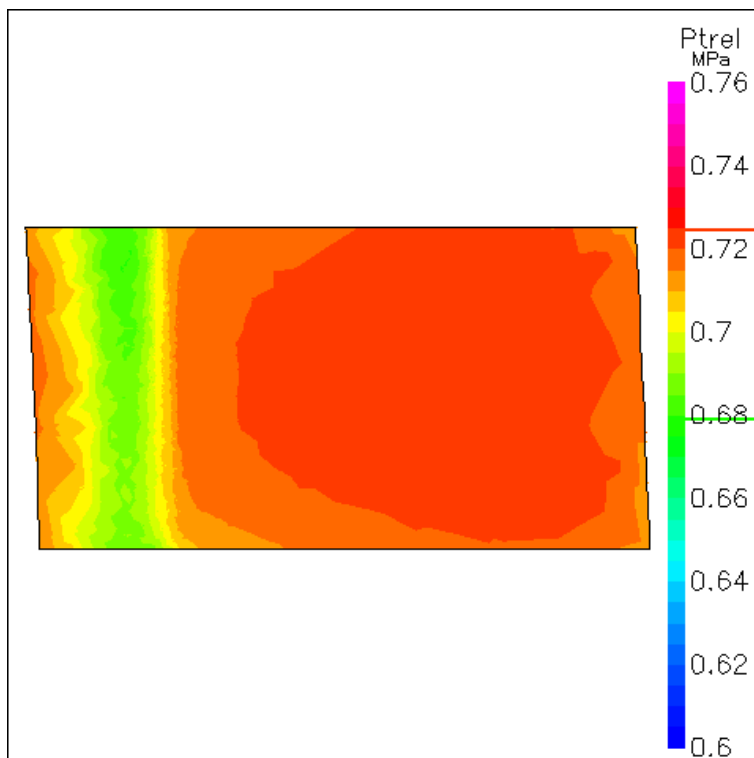
Contour of Ptabs at 50% Span**Contour of Ptrell at 50% Span**

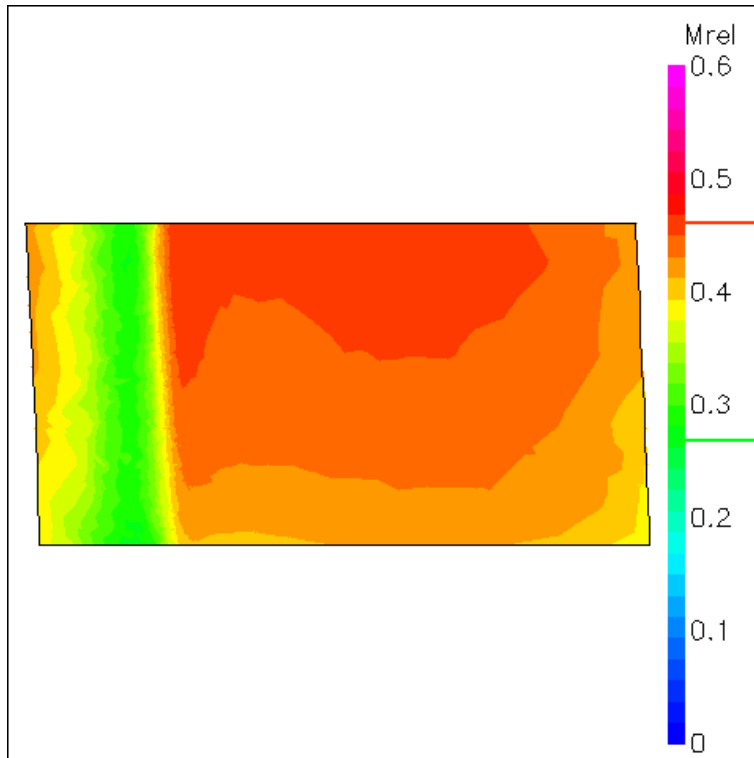
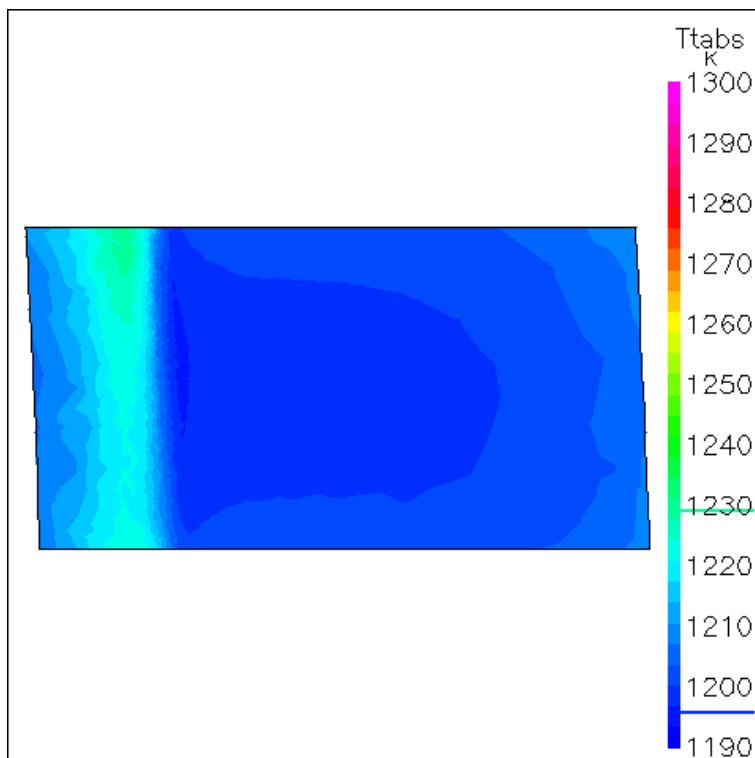
Contour of Mrel at 50% Span**Contour of Ttabs_k at 50% Span**

Vector Plot at 50% Span**Contour of Ptabs at 0% Merid**

Contour of P_{rel} at 0% Merid**Contour of M_{rel} at 0% Merid**

Contour of Ttabs at 0% Merid**Vector Plot at 0% Merid**

Contour of P_{tabs} at 70% Stream**Contour of P_{rel} at 70% Stream**

Contour of Mrel at 70% Stream**Contour of Ttabs at 70% Stream**

ZESPÓŁ BADAWCZY

1. mgr inż. Andrzej CHRZCZONOWSKI

Odbiorcy:	egz.
1. Rada Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów	2
2. Biblioteka	2
3. Autor	2
	<hr/>
	Razem
	6