



**POLITECHNIKA WARSZAWSKA**



**WYDZIAŁ  
MECHANICZNY ENERGETYKI I LOTNICTWA**

**ZAKŁAD MASZYN I URZĄDZEŃ  
ENERGETYCZNYCH**

---

# **PRACA DYPLOMOWA MAGISTERSKA**

Piotr Latuszkiewicz

Analityczny i aproksymacyjny model matematyczny turbiny 13K215

*The analytic and approximate model of 13K215 turbine*

235018

Energetyka

Systemy i Urządzenia  
Energetyczne

**Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Lewandowski**

**Warszawa, październik 2015**



## Oświadczenie autora (autorów) pracy

Świadom odpowiedzialności prawnej oświadczam, że przedstawiona praca dyplomowa:

- została napisana przeze mnie samodzielnie i nie zawiera treści uzyskanych w sposób niezgodny z obowiązującymi przepisami,
- nie była wcześniej przedmiotem procedur związanych z uzyskaniem tytułu zawodowego lub stopnia naukowego w wyższej uczelni.

Oświadczam ponadto, że niniejsza wersja pracy jest identyczna z załączoną wersją elektroniczną.

.....  
data

.....  
podpis autora (autorów) pracy

## Oświadczenie

Wyrażam zgodę / nie wyrażam zgody \*) na udostępnianie osobom zainteresowanym mojej pracy dyplomowej. Praca może być udostępniana w pomieszczeniach biblioteki wydziałowej. Zgoda na udostępnienie pracy dyplomowej nie oznacza wyrażenia zgody na jej kopiowanie w całości lub w części.

Brak zgody nie oznacza ograniczenia dostępu do pracy dyplomowej osób:

- reprezentujących władze Politechniki Warszawskiej,
- członków Komisji Akredytacyjnych,
- funkcjonariuszy służb państwowych i innych osób uprawnionych, na mocy odpowiednich przepisów prawnych obowiązujących na terenie Rzeczypospolitej Polskiej, do swobodnego dostępu do materiałów chronionych międzynarodowymi przepisami o prawach autorskich.

Brak zgody nie wyklucza także kontroli tekstu pracy dyplomowej w systemie antyplagiatowym.

.....  
data

.....  
podpis autora (autorów) pracy

\*) niepotrzebne skreślić

**SŁOWA KLUCZOWE:** turbiny parowe, modelowanie matematyczne, Distributed Control System



## SPIS TREŚCI

1	Wstęp	1
1.1	Cel i zakres pracy	1
1.2	Opis modelowanego obiektu	1
1.3	Ogólne zasady modelowania matematycznego	4
1.4	Analiza danych	6
2	Model analityczny	11
2.1	Warunki obliczeniowe	12
2.2	Podstawowe elementy turbiny	15
2.2.1	Rozrząd grupowy	15
2.2.2	Obliczenia stopnia regulacyjnego	21
2.2.3	Obliczenia grupy stopni nieregulowanych	26
2.3	Główny algorytm obliczeń	29
2.4	Wejścia programu	38
2.5	Sposób implementacji	39
2.5.1	Generator wejść	40
2.5.2	Główny program	41
2.5.3	Biblioteki	43
2.6	Charakterystyka	46
3	Model aproksymacyjny	47
4	Wnioski	47
5	Bibliografia	47





# 1 Wstęp

## 1.1 Cel i zakres pracy

Celem pracy jest stworzenie modelu analitycznego oraz aproksymacyjnego turbiny parowej. Analiza zawiera opis metodyki budowy tych modeli, podstawy fizyczne i statystyczne, samo ich stworzenie za pomocą kodu oraz arkusza kalkulacyjnego oraz porównanie modeli między sobą. Zakłada się także sprawdzenie ich zgodności z rzeczywistymi danymi pomiarowymi w celu oceny wiarygodności modeli.

Jako model rozumie się szereg zależności (algorytm), z których po wprowadzeniu odpowiedniej ilości danych (wejść) możliwe jest uzyskanie wybranych parametrów urządzenia (wyjść). Zależności wejścia-wyjścia można obrazować na wykresach, tworząc charakterystyki obiektu.

Taki model może służyć do wielu celów; począwszy od etapu projektowania turbiny wskazuje on na konieczne parametry czynnika, przepływy, geometrię, materiały i wiele innych w celu uzyskania pożądanej mocy oraz sprawności bloku, a także charakterystyk uwzględniających zmienione warunki pracy. Po pierwszym uruchomieniu turbiny jej model (wraz z modelami innych obiektów) może posłużyć do optymalizacji pracy bloku (m.in. minimalizowanie jednostkowego zużycia ciepła) np. poprzez odpowiednie parametry regeneracji wody zasilającej. Model turbiny jest pomocny w odpowiednim rozkładzie obciążeń pomiędzy bloki w zakresie jednej elektrowni, w procesach regulacji, a także w monitorowaniu pracy turbozespołu (kontrolowanie stanu technicznego, lokalizowanie usterek).

## 1.2 Opis modelowanego obiektu

Model analityczny i aproksymacyjny turbiny przedstawiony w niniejszej pracy opracowany jest na podstawie danych pobranych z turbozespołu za pomocą rozproszonego systemu sterowania DCS (ang. *distributed control system*). Obiekt znajduje się w Elektrowni Ostrołęka B, wchodzącej w skład Zespołu Elektrowni Ostrołęka. Elektrownia Ostrołęka B jest elektrownią systemową kondensacyjną, oddaną do eksploatacji w 1972 roku. Posiada ona otwarty układ chłodzenia, gdzie skraplacze chłodzone są wodą z rzeki Narwi. Elektrownia składa się z trzech bloków zasilanych

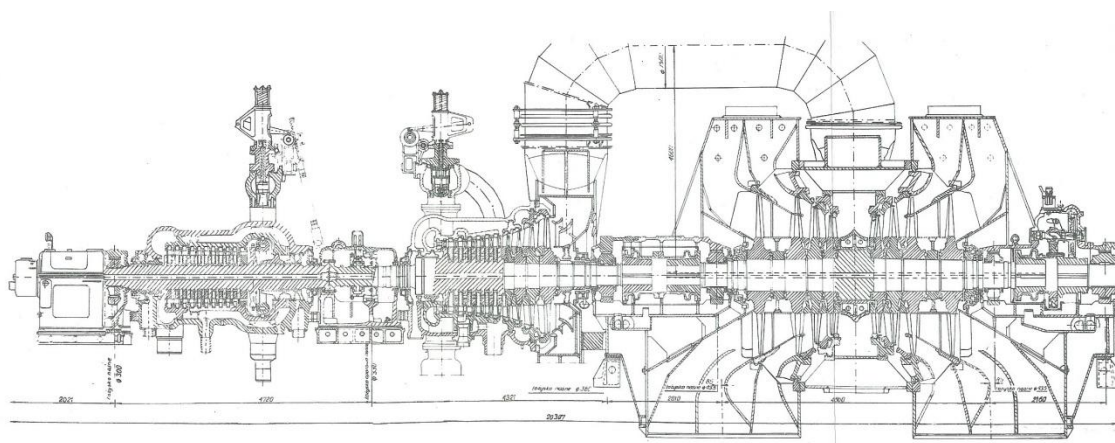


węglem kamiennym z dodatkiem biomasy pochodzenia roślinnego. W skład elektrowni wchodzi:

- blok nr 1 o mocy osiągalnej 221 MW;
- blok nr 2 o mocy osiągalnej 200 MW;
- blok nr 3 o mocy osiągalnej 226 MW.<sup>1</sup>

W blokach zainstalowano turbiny 13K215 produkcji Zamech; urządzenia te przez długi były i nadal są podstawą sektora wytwarzania w polskiej energetyce. 13K215 jest trójkadłubową turbiną akcyjną, kondensacyjną. Kadłuby WP oraz SP są dwupowłokowe co zwiększa wytrzymałość i elastyczność ruchową. Para świeża wpływa do kadłuba wysokoprężnego, w którym znajdują się dwa upusty regeneracyjne. Z wylotu części WP para kierowana jest do przegrzewu wtórnego, a stamtąd do części SP, która posiada cztery upusty regeneracyjne, z których upust III (numeracja zgodnie z kierunkiem przepływu pary) zasila także odgazowywacz. Z części SP para kierowana jest to dwustrumieniowej części NP, posiadającej jeden upust regeneracyjny. Z części NP para kierowana jest dwoma wylotami do skraplacza. Sposób przepływu pary zaznaczono na uproszczonym schemacie cieplnym (Rys. 2). Turbina posiada dwuwieńcowy stopień Curtisa jako stopień regulacyjny. Oryginalna konstrukcja zawierała tzw. stopień Baumanna, co pozwalało rozwiązać problem dużych objętościowych strumieni pary oraz umożliwiło pracę z niskimi znamionowymi temperaturami wody chłodzącej (ok. 14 °C)<sup>2</sup>.

**Rys. 1 Przekrój turbiny 13K215**



Źródło: Miller A., Lewandowski J., *Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy*, WPW 1992  
[xx]

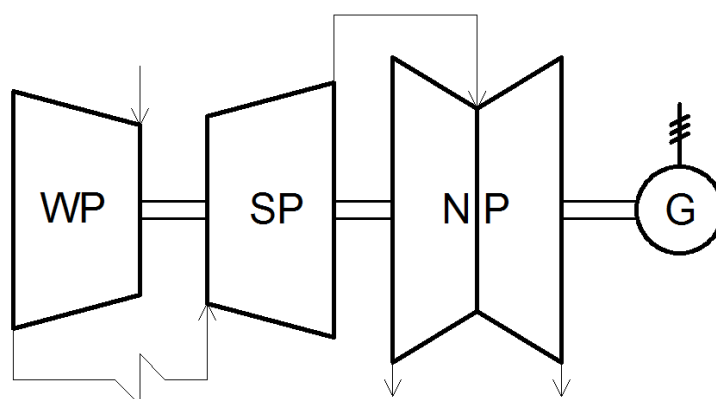
<sup>1</sup> <http://www.energaostroleka.pl/>

<sup>2</sup> Nikiel T., *Turbiny parowe*, WNT 1989

Producent podaje następujące parametry turbiny 13K215:

- moc nominalna: 215 MW;
- ciśnienie pary pierwotnej: 12,75 MPa;
- temperatura pary pierwotnej: 535 °C;
- ciśnienie pary wtórnej 2,55 MPa;
- temperatura pary wtórnej 535 °C;
- ciśnienie pary wylotowej: 4,2 kPa;
- przepływ pary pierwotnej: 180,6 kg/s (650,2 t/h).

Rys. 2 Uproszczony schemat cieplny turbiny 13K215



Źródło: Opracowanie własne na podstawie [Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F., *Elektrownie*, WNT 1999[xx]]

Dane pomiarowe były zebrane z obiektu za pomocą rozproszonego systemu sterowania DCS. Funkcja ta polega na odczytywaniu danych procesowych za pomocą urządzeń pomiarowych takich jak termopary, manometry, przepływomierze itd. i przekazywaniu ich do stacji operatorskich, inżynierskich i archiwizacji. W DCS zachodzi także komunikacja w drugą stronę: stacja operatorska może dać sygnał kolejno poprzez magistralę, sterowniki i moduły I/O do urządzeń wykonawczych, tak aby wpłynąć w zamierzony sposób na proces. Przykładem takiego zadania jest zamknij/otwórz klapę lub zmniejsz/zwiększ stopień otwarcia zaworu. System DCS służy zatem do odczytu i zapisu danych procesowych, sterowania procesem, przepływem informacji do wszystkich części systemu, archiwizacji danych, a także do wizualizacji, alarmowania, sterowania i diagnostyki<sup>3</sup>. Dla celów modelowania wykorzystane zostały dane dotyczące jednego z bloków, pobrane ze stacji archiwizującej. Poniżej przedstawiono charakterystykę danych:

---

<sup>3</sup> Wojdan K., Materiały do wykładu *Systemy Cyfrowego Sterowania*, 2013

- początek: 27-05-2005 godz. 00:00;
- koniec: 01-09-2005 godz. 12.30;
- liczba punktów pomiarowych: 3855;
- interwał czasowy: 20 lub 30 minut;
- liczba zapisywanych wielkości: 520 (w tym 129 bezpośrednich pomiarów, pozostałe 391 to wielkości wyliczone);

Z podanego okresu brakuje łącznie ok. 30 dni pomiarów – dane wtedy nie były zapisywane w stacji archiwizującej lub nie wyeksportowano ich do pliku. Przerw w zapisie było 9, o średnim czasie trwania ok. 3 dni. Mimo że ubytki są dosyć znaczne, to nie mają one wpływu na modelowanie, jako że rozpatruje się przypadek statyczny, tj. nie uwzględnia się w nim czasu. Wszystkie pomiary zapisane są w załączonym arkuszu kalkulacyjnym. W kolejnych wierszach jest zapisywany czas, a w kolumnach 6-literowe skróty wielkości. W ostatnim arkuszu znajduje się spis wszystkich wielkości z wyjaśnieniami skrótów. Należy zwrócić uwagę, że liczba wielkości w spisie (663) przewyższa liczbę faktycznie zarchiwizowanych wielkości (520) występujących na trzech pierwszych arkuszach. Najważniejsze dane konieczne do modelowania turbozespołu, tj. moc elektryczna oraz przepływy, ciśnienia i temperatury w jego obrębie były jednak w większości kompletne.

### 1.3 Ogólne zasady modelowania matematycznego

Projektując turbozespół wchodzący w układ bloku energetycznego rozpatruje się jego pracę w kilku punktach pracy. Punkty te są w największym stopniu wynikiem obciążenia turbiny, ale także przyjętego sposobu prowadzenia bloku oraz czynników zewnętrznych (głównie możliwości chłodzenia skraplacza). Jeden szczególny punkt określa się jako obliczeniowy, zwykle w okolicach mocy znamionowej turbozespołu, i dla niego przeprowadza się szczegółowe obliczenia cieplno-przepływowe. Turbina jednak w znacznej większości czasu pracuje poza tym punktem, co wynika z zapotrzebowania na moc w Krajowym Systemie Elektroenergetycznym. Dodatkowo należy wziąć pod uwagę rozruchy i odstawienia, ograniczenia ruchowe oraz rozkład obciążeń pomiędzy bloki w ramach jednej elektrowni. W związku z powyższym pożądane jest posiadanie modelu, który będzie opisywał pracę turbozespołu (a także całego bloku) w zmienionych warunkach.

Podczas prowadzenia eksploatacji warunki inne od obliczeniowych można podzielić na dwie grupy:

- zmienione warunki pracy;
- procesy przejściowe (nieustalone)<sup>4</sup>.

W pierwszej grupie czas nie jest uwzględniany w modelu. Przyjmuje się, że parametry ciepłno-przepływowe nie zmieniają swoich wartości w czasie, co nazywa się stanem ustalonym. Zmiany tych parametrów można opisać za pomocą teoretycznie dowolnych wejść; w praktyce jednak są to przepływy, temperatury oraz ciśnienia pary świeżej i wtórnie przegrzanej, przepływy pary pobieranej z upustów oraz ciśnienie w skraplaczu. W wyniku otrzymuje się tzw. charakterystyki statyczne, określające zmiany osiągow, sprawności oraz parametrów w funkcji wejść. Obrazują one, iż odchyłki od stanu obliczeniowego powodują zmiany w osiąganym mocy, sprawności i szeregu innych wskaźników, co należy uwzględniać na etapach projektowania, eksploatacji oraz modernizacji. To właśnie analiza zmienionych warunków pracy jest przedmiotem niniejszej pracy.

W drugiej grupie, tj. dotyczącej procesów nieustalonych, czas jest najważniejszym elementem modelu. Obrazuje on zmiany osiągow i parametrów w zależności od stanu początkowego oraz zakłóceń. W wyniku można otrzymać tzw. charakterystyki dynamiczne, gdzie na osi odciętych znajduje się czas. Stany nieustalone nie będą rozważone w niniejszej pracy. Rozpatruje się je jednak przy analizie rozruchów i odstawień oraz działania układów regulacji takich jak układy wody wtryskowej do pary świeżej.

Należy zaznaczyć, iż w tak złożonym obiekcie jak blok energetyczny nie jest możliwe uzyskanie stanu ustalonego, bowiem zawsze istnieją małe zmiany mocy na zaciskach generatora. Są one nieuniknione i wynikają z ciągłych, niewielkich zmian m.in. parametrów pary świeżej, ciśnienia w skraplaczu i działania układów regulacji. W związku z tym, w celu budowy modelu pierwszego typu należy odnaleźć stan pracy gdzie parametry zmieniają się w możliwie małym stopniu, i uznać go za stan ustalony.

Po ustaleniu pożądanych warunków pracy układu jakie ma opisywać model, należy ustalić jakie mechanizmy mają na niego istotny wpływ. Nie jest zalecanym rozpatrywanie wszelkich możliwych procesów jakie zachodzą w układzie, ponieważ rośnie wtedy niepotrzebnie złożoność modelu, co ma odbicie w jego czytelności,

---

<sup>4</sup> Miller A., Lewandowski J., *Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy*, WPW 1992

możliwościach łatwej modyfikacji i ma wpływ na możliwość popełnienia pomyłek. Zaleca się raczej wyselekcjonowanie mechanizmów (procesów) które mają największy wpływ na pracę obiektu i użycie ich w modelu, a pominięcie czynników drugoplanowych. W rozpatrywaniu zmienionych warunków pracy (procesów ustalonych) dominujący wpływ na działanie turbiny mają zjawiska cieplno-przepływowe. Opisują one zmiany parametrów czynnika wzdłuż turbiny i pozwalają określić jej osiągi. W przypadku **modelu analitycznego** rozpatruje się przepływ przez elementy takie jak dysza, stopień turbinowy, grupa stopni turbinowych, zawór oraz rozrząd pary. Po zalgorytmizowaniu równań tych równań, wraz z własnościami pary wodnej, współczynnikami, charakterystykami empirycznymi itd., możliwe jest określenie mocy turbiny dla danych wielkości wejściowych. W przypadku **modelu aproksymacyjnego** wybiera się równanie opisujące moc turbozespołu w funkcji wybranych wielkości wejściowych, które posiada nieznane współczynniki. Postać równania, liniowość względem zmiennych oraz dobór zmiennych (wejść) są dowolne, jednak znajomość teorii maszyn cieplnych oraz doświadczenie pozwalają wybrać najtrafniejsze postaci. Następnie dokonuje się ustalenia współczynników metodą regresji liniowej na podstawie danych pomiarowych uzyskanych z obiektu.

Po sformułowaniu modeli możliwe jest uzyskanie charakterystyk obiektu, które przedstawiają zmiany wielkości wyjściowych w zależności od zmian wielkości wejściowych. Charakterystyki, jak już wcześniej wspomniano, bywają użyteczne w każdym etapie życia turbiny. Z uwagi na zagadnienie modelowania, charakterystyki służą do weryfikacji poprawności zbudowanego modelu. W tym celu porównuje się wyniki uzyskane z modelu z rzeczywistymi danymi pomiarowymi uzyskanymi z systemu DCS. Należy zwrócić uwagę, iż weryfikację modelu aproksymacyjnego należy przeprowadzić na innym zbiorze danych, niż dokonano ustalenia jego współczynników.

## 1.4 Analiza danych

Dane pochodzące z systemu DCS są niezbędne do eksperymentalnego wyznaczenia charakterystyki mocy turbiny (model aproksymacyjny) oraz bardzo pomocne do stworzenia modelu analitycznego, gdyż wymaga on wprowadzenia szeregu parametrów cieplno-przepływowych w tzw. stanie obliczeniowym. Chcąc uzyskać poprawność i przejrzystość obliczeń, należy postarać się o dobre zrozumienie posiadanych danych pomiarowych, a także weryfikację ich poprawności. W pierwszym kroku umiejscowiono dostępne pomiary na schemacie cieplnym turbiny. Punkty

pomiarowe znajdują się na wlocie i wylocie z części WP, na wlocie i wylocie z części SP, na wylocie z części NP, wtrysku do pary wtórnej (sam wydatek masowy) oraz na każdym z upustów turbiny. Na Rys. 3 powiązано miejsca pomiarowe z nazwami pomiarów. W każdym miejscu (poza wtryskiem) znajdują się 3 pomiary; patrząc od góry są to wydatek masowy [t/h], temperatura [°C] oraz ciśnienie [kPaA, kPaG, MPaA lub MPaG]. Oznaczenie „A” oraz „G” w wypadku ciśnienia oznacza odpowiednio ciśnienie absolutne oraz nadciśnienie. Ten podstawowy zestaw parametrów wraz pomiarem uzyskiwanej mocy elektrycznej pomaga sformułować model analityczny i aproksymacyjny.

Oznaczenia przepływów zawsze zaczynają się od litery „W”, temperatur od „T” a ciśnień od „P”. Kolejne litery oznaczają w większości lokalizację, i tak: para świeża to „MNSTM”, para wtórna to „CRHT” oraz „HRHT”, kolejne części turbiny to „H”, „I”, oraz „L”, a przepływy z upustów do wymienników to „FH”. Nie ma prostej reguły tworzenia oznaczeń, mimo to powyższe dwie zasady znacznie ułatwiają poruszanie się po dużym zbiorze danych.

Należy zwrócić uwagę na błędy zawarte w arkuszu z danymi. Podczas jego analizy dostrzeżono następujące nieścisłości:

- nieprawidłowo opisano wydatki masowe w upustach. WETRX1, WETRX2, ... , WETRX 7 opisują upusty kolejno I, II, ... , VII (licząc zgodnie z kierunkiem spadku ciśnienia), a nie jak zapisano w pliku kolejność odwrotną, tj. VII, VI, ... , I;

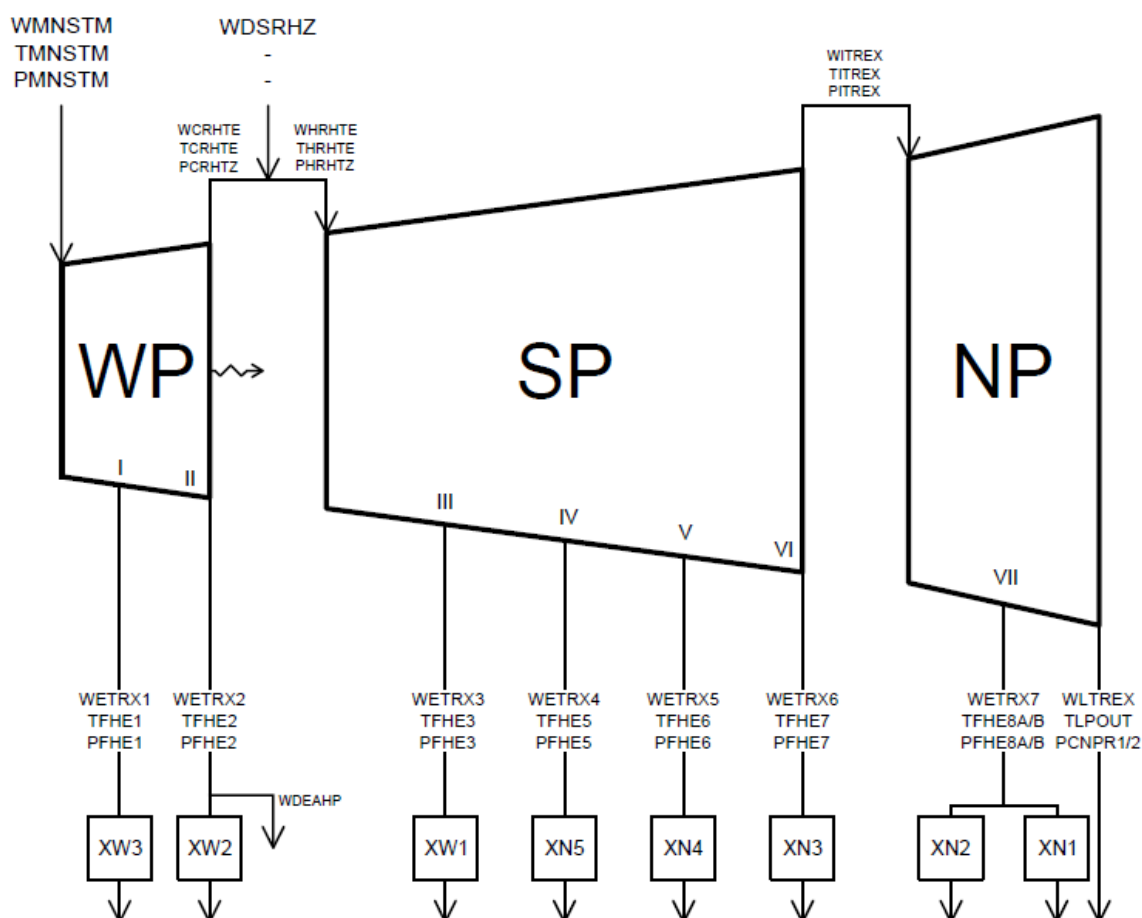
- pomiar „przepływu pary za częścią WP” oznaczony jako WHTREX daje zawyżone wartości. Można to sprawdzić sporządzając bilans masy części wysokoprężnej turbiny uwzględniając przepływ pary świeżej (WMNSTM), przepływ pary w upustach I i II (WETRX1 oraz WETRX2) oraz przecieki przez dławnice (WHPLKG, WHPGN2, WHPGV1, WHPGV2). Inną możliwością jest porównanie wielkości WHTREX z WHRHTE, która odpowiada przepływowi pary wtórnej z kotła. W analizowanych danych WHTREX jest zawsze istotnie większe od WHRHTE, a przecież powinno być inaczej zważywszy na niezerowy wtrysk do pary wtórnej. W związku powyższym uznano, iż przepływ pary za częścią WP, a przed wtryskiem będzie obrazować pomiar WCRHTE opisany „przepływ pary wtórej do kotła”, który dobrze spełnia bilanse masy;

- pomiar „wylot pary z części SP-ciśnienie” oznaczony jako PITREX posiada w spisie jednostkę kPaA (ciśnienie absolutne), a prawidłowo powinno być kPaG (nadciśnienie). Wynika to z faktu, iż PITREX powinno być zbliżone do ciśnienia z upustu VI tj. PZHE7;

Na Rys. 3 pominięto opis przecieków pary. Nie są one elementem o najwyższej istotności modelu, jednakże w celu dokładniejszego bilansowania masy uznano iż przecieki należy w modelowaniu uwzględnić (w praktyce: tylko w modelu analitycznym). Tylko przecieki z części WP osiągały znaczące wartości, zatem do analizy przyjęto WHPLKG (przeciek z części WP do upustu II) oraz WHPGN2, WHPGV1, WHPGV2 (przecieki wewnętrzne części WP). Na schemacie ich sumę zaznaczono strzałką w osi turbiny.

Para opuszcza turbinę także w celu zasilania odgazowywacza. Może być ona pobierana z upustu II i III (przepływy odpowiednio WDEAHP oraz WDEIP), jednakże drugi przepływ w całym czasie obserwacji był równy zeru, wobec czego pominięto tę opcję zasilania na schemacie zastępczym. Przepływ całkowitego zasilania odgazowywacza (WDEAHP) jest już uwzględniony w pomiarze przepływu pary z upustu II (WETRX2), zatem nie ma potrzeby go uwzględniać w modelu.

**Rys. 3 Schemat cieplny turbiny wraz z lokalizacjami pomiarów z systemu DCS**



Źródło: Opracowanie własne. XW1-3 są wymiennikami regeneracyjnymi wysokoprężnymi, a kolei XN1-5 są wymiennikami regeneracyjnymi niskoprężnymi. Zaznaczono symbolicznie przeciek z części WP oraz zasilanie odgazowywacza z upustu II.

Posiadane dane można zweryfikować wykonując bilans masy wybranej części (WP, SP lub NP) albo całej turbiny. Pozwala to ocenić czy dokonano prawidłowej identyfikacji mierzonych przepływów oraz ocenić poprawność pomiarów. Odchyłki od zachowanego bilansu masy, dla danego obszaru kontrolnego, można wyliczyć z prostej formuły:

$$\Delta = \frac{\Sigma \dot{m}_{wlot} - \Sigma \dot{m}_{wylot}}{\Sigma \dot{m}_{wlot}} * 100\%$$

gdzie  $\Sigma \dot{m}_{wlot}$  – suma przepływów doprowadzanych do obszaru kontrolnego,  $\Sigma \dot{m}_{wylot}$  – suma przepływów odprowadzanych z obszaru kontrolnego.

Analizę bilansu masy w pierwszej kolejności przeprowadzono dla okresu z dnia 12/08/2015 w godzinach 13.00-19.40. Zdecydowano się na ten wybór ponieważ wtedy turbozespół pracował z mocą znamionową ok. 221 MW i wszystkie jego analizowane parametry można było przyjąć w tym czasie za ustalone. Jak pokazuje Tabela 1 bilanse masy są spełnione z zadawalającą dokładnością. Uśredniona wartość  $\Delta$  dla każdego z bilansowanych obszarów kontrolnych wynosi poniżej 0,5%. Część NP wydaje się zbilansowana z najmniejszą dokładnością, co może dotyczyć jej pracy w obszarze pary wilgotnej i związanych z tym problemów z dokładnym pomiarem. Rozkład odchyłek  $\Delta$  w trakcie 7 godzin pomiarów był w przybliżeniu jednostajny (wszystkie wartości  $\Delta$  były zbliżone do  $\Delta_{\text{śr}}$ ).

**Tabela 1 Odchyłki dla bilansu masy sporządzone dla pomiarów z dnia 12/08/2005 godz. 13.00-19.40**

Rodzaj bilansu	Wloty	Wyloty	$\Delta_{\text{śr}}$
Część WP	WMNSTM	WETRX1, WETRX2, przecieki, WCRHTE	0,20%
Część SP	WHRHTE	WETRX3, WETRX4, WETRX5, WETRX6, WITREX	-0,03%
Część NP	WITREX	WETRX7, WLTREX	-0,35%
Cała turbina	WMNSTM, WDSRHZ	WETRX1, WETRX2, ..., WETRX7, WLTREX	-0,08%

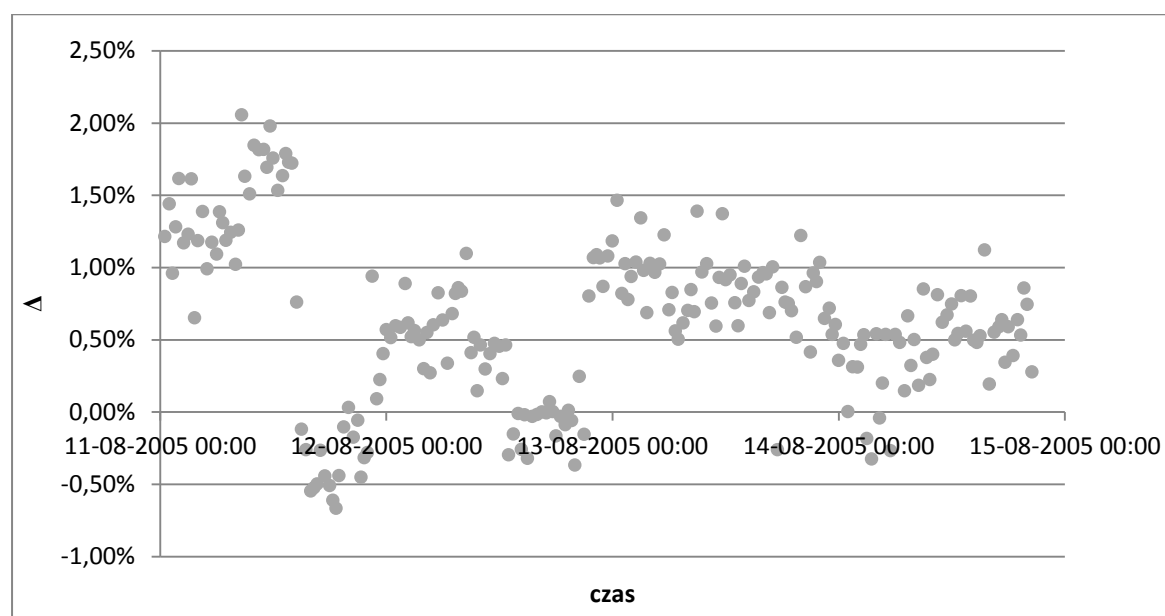
Źródło: Opracowanie własne. Przecieki przyjęto jako sumę WHPLKG, WHPGN2, WHPGV1, WHPGV2

Sprawdzono także bilans dla całej turbiny (ten obszar kontrolny jest najbardziej zmienny w czasie) dla dłuższego okresu, tj. niemal 4 pełnych dni pracy turbozespołu (od 11/08/2005 00:30 do 14/08/2005 20:30). Wyniki zobrazowano na Rys. 4. Zauważalne są tutaj większe odchyłki od bilansu masy, niż te dotyczące stanu ustalonego turbiny. Wynika to głównie ze zmiennego obciążenia turbiny w tym rozpatrywanym czasie; jej



moc najpierw utrzymywano na poziomie 110 MW, potem kolejno zwiększono do 200 MW, obniżono do 150 MW i 125 MW, zwiększono do stanu znamionowego 220 MW, a w końcowym etapie osiągnęto moc w przedziale 120-140 MW. Zmiany te powodują utrzymanie stanu nieustalonego przepływów, co powoduje większe odchyłki od bilansu masy całej turbiny. Mimo to, odchyłka  $\Delta$  dla całego analizowanego czasu na przestrzeni trzech miesięcy w większości zawierała się w przedziale  $\pm 2,5\%$ , a po usunięciu 11 pomiarów o odchyłkach znacznych już wszystkie stany pomiarowe charakteryzowały się odchyłką  $\pm 3,0\%$ . Można zatem stwierdzić, iż poprawnie zidentyfikowano dane pochodzące z systemu DCS, oraz że nie zawierają one znacznych błędów w dużych ilościach. Tak przygotowane dane mogą posłużyć do tworzenia modeli.

**Rys. 4 Odchyłki dla bilansu masy dla 4 dni ciągłych pomiarów**



Źródło: Opracowanie własne.

Dane powinny zostać także przeanalizowane pod kątem jakości rozprężania w kolejnych grupach stopni, co oceniłoby jakość pomiarów temperatury i ciśnienia w kolejnych upustach. Jako że pomiary te będą wykorzystane tylko w modelu analitycznym, analiza ta będzie przeprowadzona w punkcie 2.1.

## 2 Model analityczny

Model matematyczny turbiny parowej rozumiany jest jako zestaw zależności pozwalający na obliczenie osiągnięć maszyny w zmienionych warunkach pracy. Zależności te przyporządkowane są z kolei do elementów turbiny, które powstały w wyniku jej podziału podyktowanego rodzajami zachodzących zjawisk fizycznych. Taki podział przedstawiany jest na schemacie cieplnym. Model budowany jest zgodnie ze skryptem J. Lewandowskiego i A. Millera "Praca turbin parowych w zmienionych warunkach", Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, 1992. Dokonano jedynie drobnych modyfikacji, które polegały na uwzględnieniu w przepływie pary zarówno wtrysku do pary wtórnej, jak i przecieków. Poprawiono także drobne błędy we wzorach.

Turbina parowa jest elementem większego obiektu jakim jest blok energetyczny. Oprócz turbozespołu elementami podlegającymi modelowaniu w najprostszym przypadku są kocioł oraz układ regeneracji. Te trzy elementy wchodzi w skład modelu matematycznego całej siłowni, którego wejściami są strumienie wielkości pochodzących z zewnątrz bloku, tj. parametry otoczenia, parametry i wydatek masowy paliwa oraz powietrza, parametry i wydatek masowy wody chłodzącej itd. Głównym wyjściem jest moc elektryczna uzyskiwana na zaciskach generatora. Tworząc model siłowni, biorąc pod uwagę jej złożoność wygodnie jest podzielić ją na trzy wyspy (tj. turbina, regeneracja i kocioł) i stworzyć model każdej z nich. Wyspy można połączyć za pomocą parametrów następujących strumieni:

- kocioł – turbina: parametry pary świeżej i wtórnej;
- turbina – regeneracja: parametry pary z upustów oraz wylotu;
- regeneracja – kocioł: parametry wody zasilającej.

W zależności od kierunku przepływu strumienia jest on wejściem lub wyjściem modelu. Przyjęcie wejść i wyjść do wysp zgodnie z powyższą listą ułatwia pracę, upraszcza algorytmy i co ważne, pozwala rozwiązywać i analizować układy niezależnie od siebie. Taki wybór podejścia narzuca następujące wejścia do modelu turbiny, tak aby jej stan był jednoznacznie określony:

- parametry pary dolotowej  $p_0$ ,  $T_0$ ;
- temperatura pary przegrzanej  $T_p$ ;
- ciśnienie w skraplaczu  $p_k$ ;
- strumień masy pary dolotowej  $\dot{m}_0$ ;

- strumienie mas pary upustowej  $\dot{m}_{uj}$ .

Zważywszy, iż rozpatruje się sam model turbiny, najważniejszą wielkością wyjściową jest moc elektryczna turbozespołu. Pozostałymi wyjściami są strumień masy wpływający do skraplacza oraz parametry termodynamiczne (ich zestaw charakteryzujący jednoznacznie stan pary) czynnika w każdym z upustów oraz na wylocie. Te pozostałe wyjścia są istotne gdy modelowany jest cały blok, stanowią bowiem wejścia do modelu układu regeneracji.

Po ustaleniu wejść i wyjść modelu rozpatruje się urządzenie. Na podstawie znajomości jego konstrukcji i układu przepływowego (Rys. 1) sporządzono schemat zastępczy (Rys. 5). Umieszcza się na nim tylko te elementy, których działanie jest istotne podczas analizy zmienionych warunków pracy (w stanie ustalonym). Można na nim wyróżnić:

- rozrząd pary;
- stopień regulacyjny
- grupy stopni nieregulowanych.

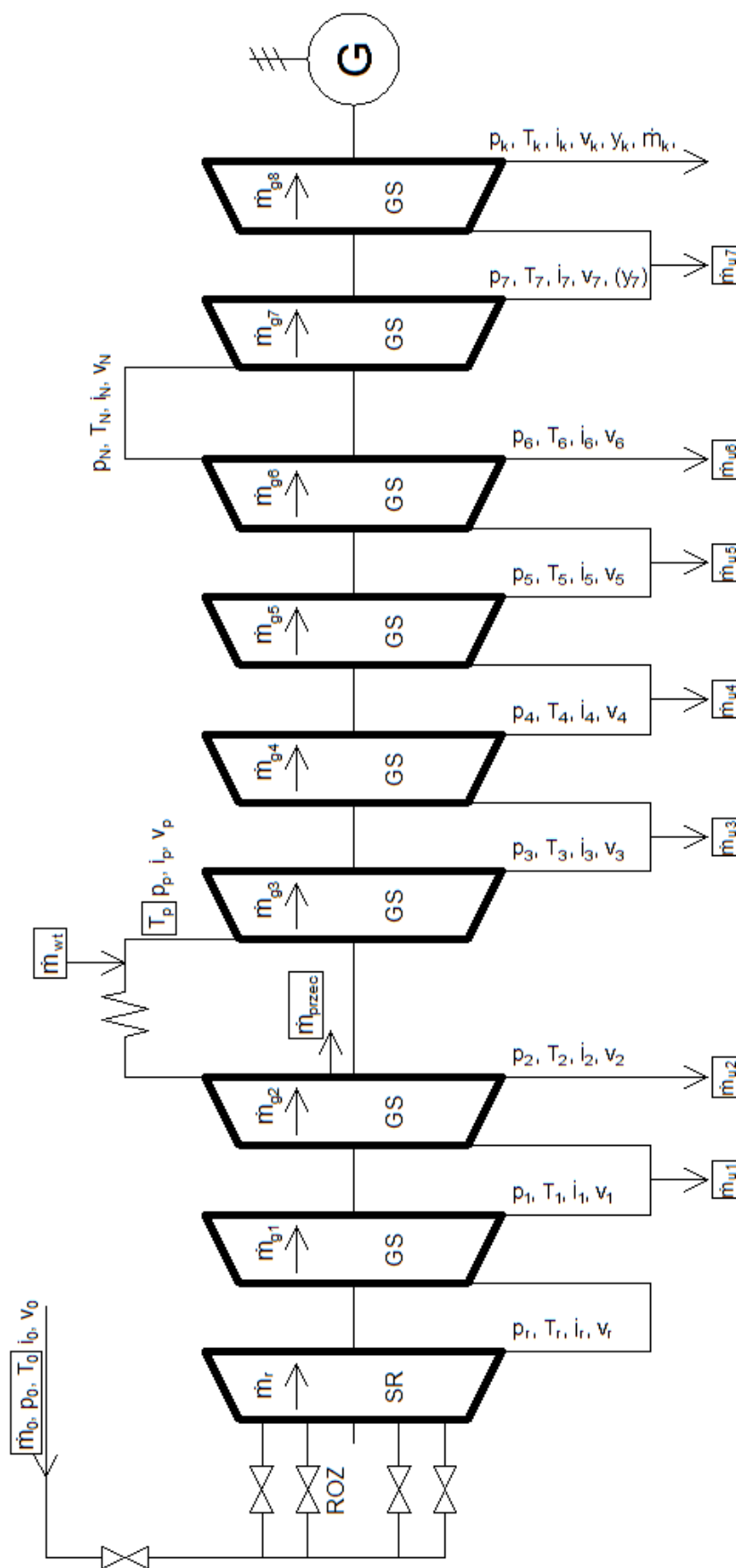
Szczegółowy opis elementów wraz z zależnościami które je opisują zawarto w rozdziałach 2.2.1-2.2.3.

## 2.1 Warunki obliczeniowe

Warunki obliczeniowe są zestawem parametrów takich jak przepływ, ciśnienie i temperatura w każdym z punktów charakterystycznych schematu zastępczego. Warunki te dotyczą stanu ustalonego przy znamionowym obciążeniu maszyny. Są one niezbędne do sformułowania modelu analitycznego, ponieważ występują m.in. w równaniach przelotności dla grup stopni. Umożliwiają one wyznaczenie rozkładu ciśnień w układzie przepływowym turbiny na podstawie przepływów masowych. Rozkład ten można uzyskać dla teoretycznie dowolnego stanu turbiny, konieczna jest jednak znajomość warunków obliczeniowych (oznaczanych indeksem „o”).

W pliku zawierającym dane pochodzące z systemu DCS odszukano okres, dla którego parametry turbiny były stałe w czasie i bliskie 220 MW. Brano pod uwagę głównie przepływ pary świeżej (WMNSTM) oraz moc elektryczną (GMWATT). Jako najbardziej odpowiedni wybrano okres w dniu 12/08/05 w godz. 13.00-19.40. W tych godzinach notowano odchyłki od średniej wynoszące maksymalnie 0,5%, co można uznać za bardzo dobre przybliżenie stanu ustalonego.

Rys. 5 Pełny schemat zastępczy turbiny 13K215 dla modelu analitycznego; ROZ - rozrząd pary, SR - stopień regulacyjny, GS - grupy stopni. W ramkach zaznaczono wielkości wejściowe modelu



Źródło: Miller A., Lewandowski J., *Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy*, WPW 1992

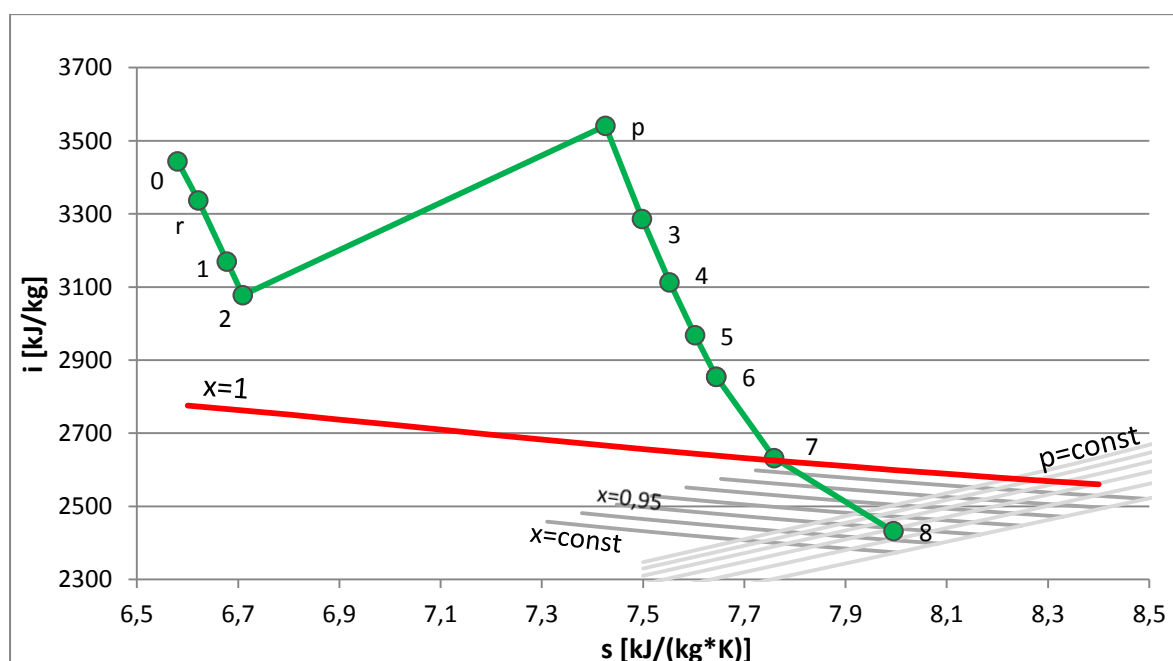
Pomiary dla wybranego okresu uśredniono i zebrano poniżej (Tabela 2.). Po wyliczeniu entalpii oraz entropii jako funkcji ciśnienia oraz temperatury możliwa jest analiza zbioru na wykresie i-s (Rys. 6). Można wtedy zbadać jakość procesu rozprężania i stwierdzić czy jest on poprawny. Następnie wyznacza się wewnętrzne sprawności grup stopni, gdyż są one także wykorzystywane w modelu.

**Tabela 2 Wartości najważniejszych parametrów oraz sprawności w stanie obliczeniowym**

PARAMETRY								
	0	CRH	WT	HRH	N	K	LKG	
m	656 t/h	556 t/h	28 t/h	584 t/h	484 t/h	478 t/h	10 t/h	
p	12,8 MPa	2,82 MPa	-	2,49 MPa	136,5 kPa	4,75 kPa	-	
T	538 °C	332 °C	-	535 °C	190 °C	30 °C	-	
UPUSTY								
	I	II	III	IV	V	VI	VII	
m	32 t/h	58 t/h	25 t/h	15 t/h	30 t/h	30 t/h	6 t/h	
p	4,24 MPa	2,82 MPa	1,00 MPa	0,49 MPa	249 kPa	137 kPa	32 kPa	
T	383 °C	332 °C	410 °C	323 °C	249 °C	190 °C	73 °C	
MOC ELEKTRYCZNA: 220 MW								
SPRAWNOŚCI WEWNĘTRZNE GRUP STOPNI								
GS	1	2	3	4	5	6	7	8
ηo	0,82	0,83	0,84	0,845	0,85	0,85	0,85	0,74

Źródło: Opracowanie własne. Oznaczenia: CRH – zimny koniec przegrzewu, WT – wtrysk do pary przegrzanej, HRH – gorący koniec przegrzewu, N – przelotnia między częścią SP i NP, K – wylot, LKG – suma przecieków.

**Rys. 6 Linia rozprężania w stanie obliczeniowym**



Źródło: Opracowanie własne.

Przedstawione wyniki musiały być po uśrednieniu danych uzyskanych bezpośrednio z DCS dodatkowo zmodyfikowane, aby zachować poprawność fizyczną zjawiska. Okazało się bowiem, iż po samym uśrednianiu w niektórych grupach stopni dochodziło do spadku entropii, lub do zbyt dużego jej wzrostu. Dochodziło nawet do nieznacznego wzrostu temperatury wraz z rozprężaniem czynnika. W wyniku sprawności wewnętrzne tych grup osiągały wartości zbyt duże (większe od 1) lub zbyt małe (rzędu 0,4-0,5). Porównując uzyskane parametry za grupami stopni z założeniami projektowymi turbiny 13-K-215 [Jan, Lau] wywnioskowano, że obliczone wartości ciśnień są prawidłowe, ale temperatury w części z punktów znacznie się różnią, toteż uznano że są one błędnie zmierzone. Podjęto także próby znalezienia innego okresu, z którego pomiary mogłyby być użyte do ustalenia warunków obliczeniowych. Jednakże analiza dwóch innych okresów, o warunkach ustalonych i pracy bliskiej punktowi znamionowemu (30/08/05 godz. 9.20-14.20 oraz 30/05/05 godz. 14.20-16.20), wskazała na takie same wnioski. Zdecydowano się na modyfikację temperatur obliczeniowych (jako pierwsza podana jest wartość obliczona jako średnia z systemu DCS, a druga jest wartością zmodyfikowaną):

- $T_1$  430°C na 383°C;
- $T_3$  342°C na 410°C;
- $T_4$  340°C na 323°C;
- $T_5$  256°C na 249°C;
- $T_7$  56°C na 73°C.

Najbardziej znaczne modyfikacje dotyczyły temperatury z upustów I i III. Po uwzględnieniu iż wilgotność obliczeniowa na wylocie z turbiny wynosi  $y=0,05$  ( $x=0,95$ ) otrzymuje się komplet warunków obliczeniowych, które są zgodne z fizyką zjawisk zachodzących w turbinie i mogą zostać użyte w modelu.

## 2.2 Podstawowe elementy turbiny

### 2.2.1 Rozrząd grupowy

W celu umożliwienia pracy turbiny z różnymi obciążeniami konieczna jest możliwość regulacji mocy turbiny tak, aby była ona równa pożądanej mocy elektrycznej. Moc turbiny jest wprost proporcjonalna do strumienia pary świeżej oraz spadku izentropowego entalpii, który jest zdeterminowany temperaturą i ciśnieniem pary świeżej oraz ciśnieniem w skraplaczu. Stąd też wyróżnia się następujące typy regulacji turbiny:

- regulacja jakościowa (zmiana spadku izentropowego entalpii);
- regulacja ilościowa (zmiana strumienia pary świeżej);
- regulacja mieszana (zmiana obu wartości).

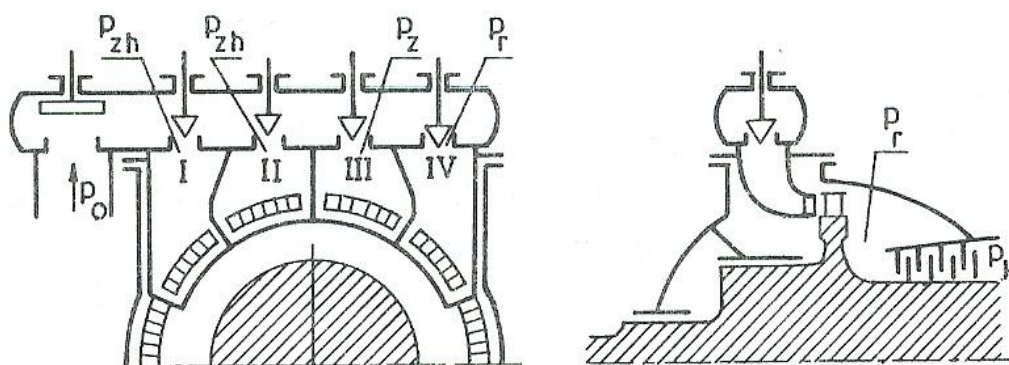
Rozrząd pary opisuje sposób doprowadzania pary do części przepływowej turbiny, zgodnie z przyjętym rodzajem regulacji i wynikającymi z niego zjawiskami.

Regulacja jakościowa powiązana jest z tzw. rozrządem dławieniowym. W tym przypadku cały strumień pary doprowadzany jest do turbiny i przeprowadzany jest przez główny zawór (szybkoszamykający). Następnie strumień przepływa przez jeden lub kilka równoległych zaworów regulacyjnych i trafia na dysze pierwszego stopnia, zazwyczaj całkowicie zasilanego. Podczas pracy z pełnym obciążeniem zawór regulacyjny jest całkowicie otwarty i turbina pracuje z największą sprawnością. Wraz ze zmniejszaniem obciążenia turbiny zawór ten jest przymykany i wzrasta na nim spadek ciśnienia, co powoduje że zmniejsza się ciśnienie w komorze przed pierwszym stopniem turbiny. Wobec tego zmniejszony zostaje także izentropowy spadek entalpii. Obniżanie ciśnienia na zaworze nazywane jest dławieniem, które w tym przypadku jest izentalpowe.

W związku z tym, iż regulacja dławieniowa cechuje się niską sprawnością w szerokim przedziale obciążeń, w dużych turbinach energetycznych stosuje się tzw. rozrząd grupowy. Należy go zaliczyć do regulacji mieszanej, jako że nie jest możliwe uzyskanie czystej regulacji ilościowej. W analizowanej turbinie 13K215 zastosowano właśnie ten typ rozrządu, przy użyciu 4 zaworów. Do turbiny para doprowadzana jest para o ciśnieniu  $p_0$ , przepływa przez zawór szybkoszamykający i dociera do komory. Za nią znajdują się 4 zawory regulacyjne, z których każdy zasila inną część stopnia pierwszego turbiny (stopnia regulacyjnego). Przy uruchamianiu turbiny stopniowo podnosi się zawór I, przy pozostałych zaworach zamkniętych. Początkowo następuje silne dławienie czynnika, które wraz z wzrostem wzniosu maleje. Przy pewnym wzniosie zaworu I możliwy jest bieg turbiny luzem. Dalszy wznios powoduje wzrost mocy oddawanej przez turbozespół. Przed całkowitym otwarciem zaworu I następuje otwarcie zaworu II, który to teraz silnie dławi część przepływu płynącą przez niego. W tym momencie otwarte są oba zawory, jednak zawór I otwarty jest w dużym stopniu, a zawór II w małym stopniu. Zabieg ten nazywany jest przykryciem zaworowym, dzięki któremu możliwa jest do uzyskania monotoniczna charakterystyka mocy turbiny w funkcji dopływającej do niej pary. Taki sam mechanizm następuje przy kolejnych zaworach. W modelu przykrycie zaworowe zostało jednak pominięte, tj. kolejny zawór otwiera się

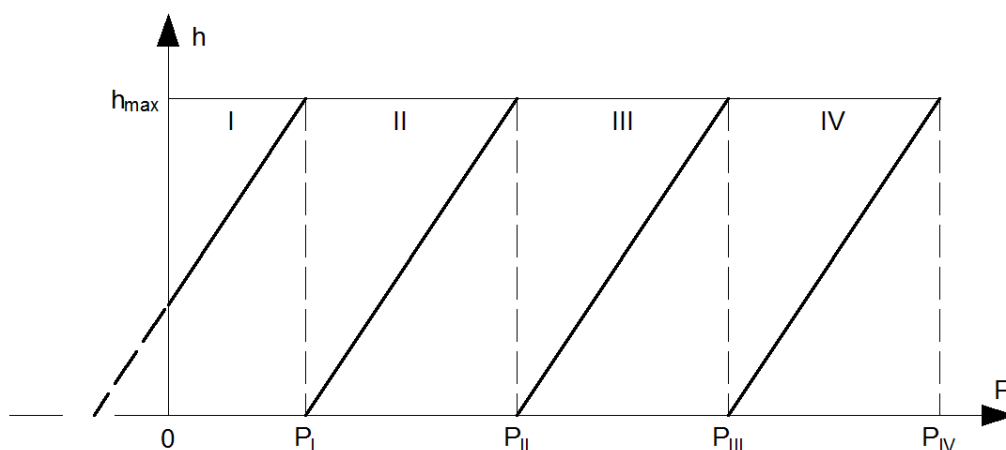
dopiero, gdy poprzedni zawór został całkowicie otwarty (por. Rys. 8). Pozwala to uprościć obliczenia przy niewielkiej utracie dokładności. Należy zauważyć, że jako iż dławiona jest tylko część przepływu (ta, która przepływa przez częściowo otarte zawory), to istotnie zmniejszają się straty dławienia i wzrasta sprawność turbiny dla częściowych obciążeń.

**Rys. 7 Schemat grupowego rozrządu pary. Oznaczenia ciśnień: 0-para świeża, zh-za całkowicie otwartym zaworem, z-za częściowo otwartym zaworem, r-za zamkniętym zaworem.**



Źródło: Miller A., Lewandowski J., Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy, WPW 1992

**Rys. 8 Charakterystyka grupowego rozrządu pary przyjęta w modelu. Wznios kolejnych zaworów w funkcji mocy turbiny**



Źródło: Opracowanie własne na podstawie Miller A., Lewandowski J., Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy, WPW 1992

Model rozrządu pary polega wyznaczeniu strumieni mas pary przepływających przez wszystkie z zaworów oraz ciśnień za nimi. Jest to możliwe dzięki znajomości parametrów pary świeżej ( $\dot{m}_0$ ,  $p_0$ ,  $T_0$ ), które są wejściami do modelu turbiny, oraz ciśnienia za



stopniem regulacyjnym  $p_r$ , które zostaje wyznaczone w wyniku obliczeń kolejnych stopni nieregulowanych.

Obliczenia rozpoczyna się od analizy **warunków obliczeniowych**. Wyznacza się w nich przepływy krytyczne w każdej z 4 grup dysz ( $j=1,...,4$ ):

$$\dot{m}_{krjo} = \dot{m}_{zjo} \frac{1}{E_{jo}}$$

gdzie:

$$E_{jo} = \begin{cases} \sqrt{1 - \left( \frac{\varepsilon_{jo} - \beta_d}{1 - \beta_d} \right)^2} & \text{dla } \varepsilon_{jo} > \beta_d \\ 1 & \text{dla } \varepsilon_{jo} \leq \beta_d \end{cases}$$

przy czym  $\beta_d$  – krytyczny stosunek ciśnień dla dysz równy 0,546, a  $\varepsilon_{jo} = \frac{p_{ro}}{p_{zjo}}$  czyli obliczeniowy stosunek ciśnień za i przed stopniem regulacyjnym. Przy powyższych rachunkach przyjęto następujące założenia:

$$\dot{m}_{z1o} = 0,45\dot{m}_{0o}$$

$$\dot{m}_{z2o} = 0,25\dot{m}_{0o}$$

$$\dot{m}_{z3o} = 0,20\dot{m}_{0o}$$

$$\dot{m}_{z4o} = 0,15\dot{m}_{0o}$$

$$p_{ro} = 8,41 \text{ MPa}$$

$$p_{zjo} = 12,3 \text{ MPa}$$

Założenia te poczyniono w oparciu o przykładowe charakterystyki rozrządu pary oraz wielkości podawane w literaturze. Wartość  $\dot{m}_{0o}$  jest strumieniem pary świeżej w stanie obliczeniowym i wynosi 656 t/h.

Następnie przechodzi się do **warunków zmienionych**. Można określić ciśnienie za całkowicie otwartym zaworem regulacyjnym:

$$p_{zh} = p_0 a$$

założywszy, iż ciśnienie w komorze jest ciśnieniem pary świeżej pomniejszonym o straty na zaworze głównym i regulacyjnym. Przyjęto  $a = 0,96$ . W dalszej kolejności wyznacza się dla każdego z zaworów ( $j=1,...,4$ ) największy możliwy strumień masy (tj. dotyczący całkowicie otwartego zaworu):

$$\dot{m}_{zhj} = \dot{m}_{krjo} \frac{p_{zh}}{p_{zho}} \sqrt{\frac{p_{zho}}{p_{zh}} \frac{v_{zh}}{v_{zho}}} E_h$$

gdzie

$$E_h = \begin{cases} \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_h - \beta_d}{1 - \beta_d}\right)^2} & \text{dla } \varepsilon_h > \beta_d \\ 1 & \text{dla } \varepsilon_h \leq \beta_d \end{cases}$$

przy czym  $\varepsilon_h = \frac{p_r}{p_{zh}}$  czyli jest to stosunek ciśnień za i przed stopniem regulacyjnym przy założeniu, iż liczony zawór jest całkowicie otwarty. Pozostałe wielkości:

$$p_{zho} = p_{0o}a = 12,8 \text{ MPa} * 0,96 = 12,3 \text{ MPa}$$

$$v_{zho} = f(p_{zho}, i_{zo}) = 0,02745 \frac{m^3}{kg}$$

$$v_{zh} = f(p_{zh}, i_z)$$

Powyższy związek wynika z założenia, iż dławienie na częściowo otwartym zaworze regulacyjnym zachodzi izentalpowo. Wobec tego, stan pary wodnej w komorze między zaworem regulacyjnym a stopniem regulacyjnym określony jest przez parę parametrów  $p_{zh}, i_{zh} = i_z = i_0$ .

Skoro znane są maksymalne strumienie pary przez poszczególne zawory (tj. przy ich maksymalnym otwarciu) oraz założono brak przykrycia zaworowego, możliwe jest wyznaczenie częściowo otwartego zaworu. Będzie on oznaczany indeksem „k”:

$$\sum_{j=1}^{k-1} \dot{m}_{zhj} < \dot{m}_0 \leq \sum_{j=1}^k \dot{m}_{zhj}$$

Na podstawie powyższej nierówności możliwe jest wyznaczenie k-tego zaworu, który jest otwarty częściowo. Z kolei zawory od 1 do k-1 są całkowicie otwarte, a zawory od k+1 do 4 są zamknięte. Dla **zaworów otwartych całkowicie** parametry są łatwe do wyznaczenia:

$$\dot{m}_{zj} = \dot{m}_{zhj} \text{ dla } j = 1, \dots, k-1$$

$$p_{zj} = p_{zh} \text{ dla } j = 1, \dots, k-1$$

Dla **zaworu k-tego otwartego częściowo** strumień masy pary określa się z bilansu masy:

$$\dot{m}_{zk} = \dot{m}_0 - \sum_{j=1}^{k-1} \dot{m}_{zj}$$

a ciśnienie za zaworem można określić przekształcając równanie przelotności:

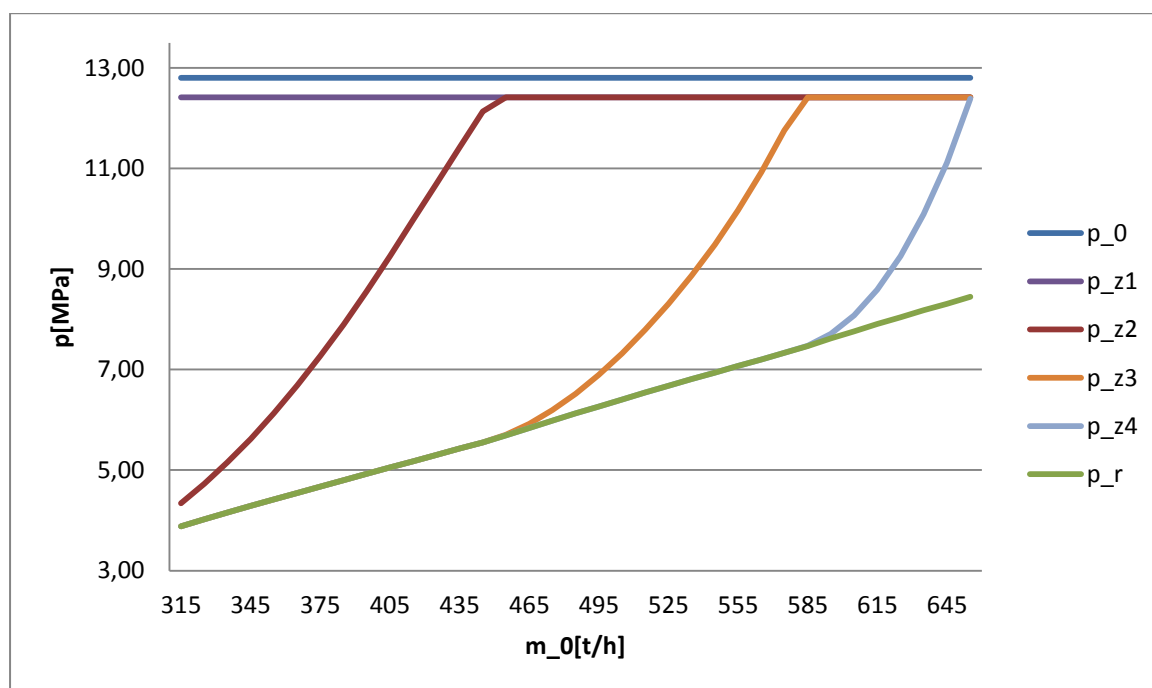
$$p_{zk} = \begin{cases} \frac{p_r(-\beta + (1 - \beta))\sqrt{1 + (1 - 2\beta)\left(g\frac{p_{zh}}{p_r}\right)^2}}{1 - 2\beta} \text{ dla } g = \frac{\dot{m}_{zk}}{\dot{m}_{zhk}} \geq \frac{\varepsilon_h}{\beta_d B} \\ gp_{zh}B \text{ dla } g < \frac{\varepsilon_h}{\beta_d B} \end{cases}$$

gdzie

$$B = \begin{cases} \frac{\sqrt{(1 - \beta_d)^2 - (\varepsilon_h - \beta_d)^2}}{1 - \beta_d} & \text{dla } \varepsilon_h > \beta_d \\ 1 & \text{dla } \varepsilon_h \leq \beta_d \end{cases}$$

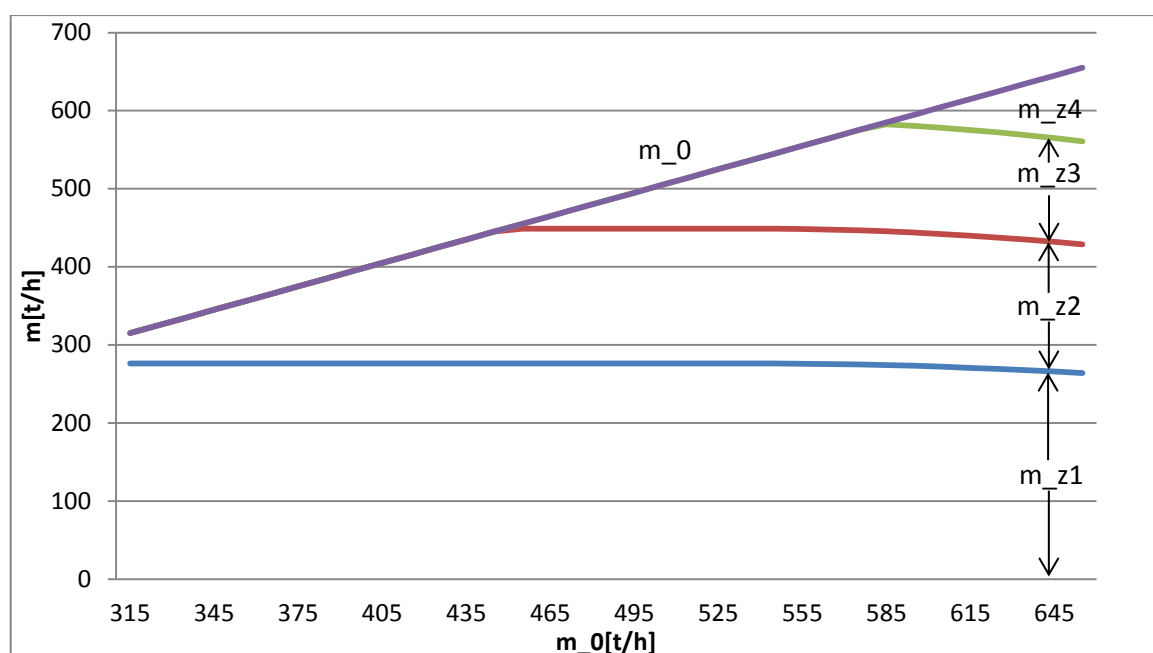
Po przeprowadzeniu obliczeń dla każdego z zaworów w szerokim zakresie obciążeń turbiny możliwe jest wykreślenie charakterystyk grupowego rozrządu pary. Zbadano rozrząd dla  $\dot{m}_0 = 0,45 \div 1,0 \dot{m}_{00}$ . W lewym przedziale zakresu zawór 1 był całkowicie otwarty i panowało za nim ciśnienie  $p_{z1}$  stanowiące 0,96 ciśnienia pary świeżej  $p_0$ . Zawór 2 był przy małym obciążeniu otwarty w niewielkim stopniu. Mały wznios oraz niskie obciążenie maszyny (co implikuje niskie  $p_r$ ) powodują przepływ krytyczny w początkowych fazach otwierania się zaworów zarówno 2, jak i 3. Widoczne jest to na Rys. 10 jako liniowe fragmenty poszczególnych przepływów. W stanie obliczeniowym wszystkie zawory zostają otwarte i panuje za nimi ciśnienie równe 12,3 MPa.

**Rys. 9** Charakterystyka ciśnień za zaworami regulacyjnymi w funkcji strumienia pary świeżej



Źródło: Opracowanie własne.

**Rys. 10 Charakterystyka przepływów przez zawory regulacyjne**



Źródło: Opracowanie własne

Całość obliczeń zwartych powyżej (dotyczących rozrządu pary) będzie dalej zapisywana w uproszczeniu:

$$\dot{m}_{zj}, p_{zj}, i_z = ROZ(\dot{m}_0, p_0, T_0, p_r)$$

### 2.2.2 Obliczenia stopnia regulacyjnego

Znajomość strumieni masy pary przepływającej przez kolejne zawory regulacyjne, ciśnień panującymi za nimi (będących efektem rozrządu grupowego i zadanych wzniosów) oraz ciśnienia za stopniem regulacyjnym  $p_r$ , umożliwia wyznaczenie osiągow pierwszego stopnia turbiny, zwanego stopniem regulacyjnym. Oprócz mocy wewnętrznej stopnia zostają także wyznaczone entalpia, temperatura i objętość właściwa pary wodnej za stopniem. Na Rys. 11 przedstawiono schemat użyty w modelu; w ramach zaznaczono wielkości stanowiące wejścia do modelu stopnia regulacyjnego.

Każdy z czterech zaworów regulacyjnych połączony jest z odpowiadającą mu grupą dysz. Możliwe jest wyznaczenie spadku izentropowego dla każdej z tych grup ( $j=1, \dots, 4$ ) zarówno w warunkach obliczeniowych (dla całkowicie otwartego zaworu), jak i zmienionych:

$$H_{ho} = f(p_{zho}, i_{zo}, p_{ro}) = i_{zo} - i(p_{ro}, s(p_{zho}, i_{zo}))$$

$$H_j = f(p_{zj}, i_z, p_r) = i_z - i(p_r, s(p_{zj}, i_z))$$

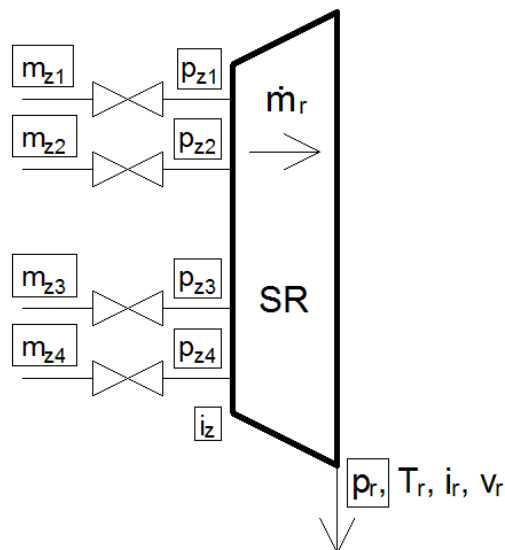
Wyznacza się także wskaźnik prędkości  $x_{ho}$  odpowiadający spadkowi  $H_{ho}$ , tj. przy całkowicie otwartym zaworze, a także wskaźnik prędkości  $x_j$  w zmienionych warunkach pracy:

$$x_{ho} = \frac{u}{c_\varphi} = \frac{\frac{\pi D n}{60}}{\sqrt{2H_{ho}}}$$

$$x_j = x_{ho} \sqrt{\frac{H_{ho}}{H_j}}$$

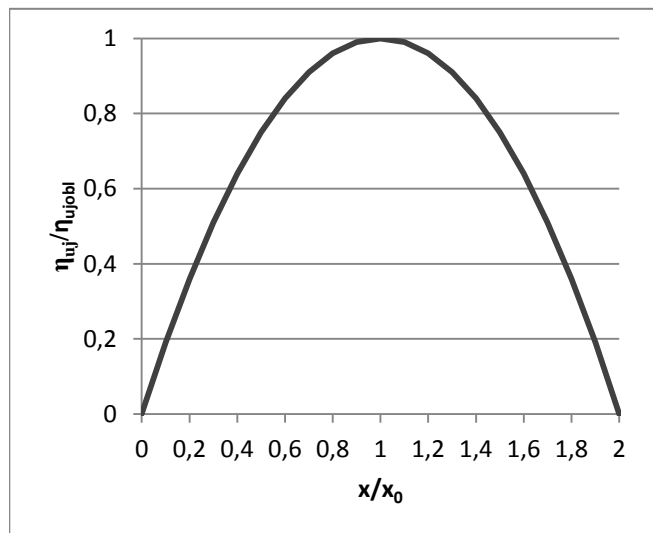
gdzie  $u$  – prędkość obwodowa na średnim promieniu,  $c_\varphi$  – umowna prędkość odpowiadająca izentropowemu spadkowi entalpii,  $D$  – średnia średnica stopnia [m],  $n$  – prędkość kątowa [obr/min]. Należy pamiętać, że wskaźniki liczone są dla każdego segmentu dyszowego oddzielnie ( $j=1, \dots, 4$ ).

Rys. 11 Schemat modelu stopnia regulacyjnego



Źródło: Opracowanie własne

Rys. 12 Sprawność stopnia regulacyjnego



Źródło: Opracowanie własne

Tak policzone wskaźniki prędkości służą do określenia sprawności obwodowej stopnia w każdym z segmentów dyszowych. Sprawność ta w ogólnym przypadku zależy od wskaźnika prędkości jak i stosunku ciśnień za i przed stopniem regulacyjnym, toteż można odnaleźć w literaturze charakterystyki stopni w postaci  $\eta_{uj} = f(x_j, \varepsilon_j)$ . Analiza tych zależności pokazuje, iż sprawność zależy w dużym stopniu od wskaźnika prędkości, a stosunek ciśnień ma zdecydowanie mniejszy wpływ. W modelu pominięto zatem wpływ  $\varepsilon_j$  na sprawność stopnia regulacyjnego. Przyjęto, że sprawność ta wyraża się poniższą formułą, co jest dobrym przybliżeniem równań występujących w literaturze:

$$\frac{\eta_{uj}}{\eta_{ujobl}} = -\left(\frac{x_j}{x_{ho}}\right)^2 + 2\left(\frac{x_j}{x_{ho}}\right)$$

Po ustaleniu sprawności dla każdego segmentu w stanie obliczeniowym na poziomie  $\eta_{ujobl} = 0,75$  możliwe jest obliczenie **mocy obwodowej** stopnia regulacyjnego:

$$P_{ru} = \sum_{j=1}^4 \dot{m}_{zj} H_j \eta_{uj}$$

W celu obliczenia mocy wewnętrznej stopnia regulacyjnego, tj. oddawanej przez niego na wale, konieczne jest wyznaczenie strat wybijania oraz tarcia i wentylacji. Straty wybijania uwzględniają fakt, iż musi zostać wykonana dodatkowa praca aby wypchnąć zalegający czynnik. Dodatkowo, koło wirnikowe wraz z łopatkami wirując w przestrzeni wypełnionej parą trze o czynnik i powstają straty tarcia. Straty wentylacji polegają na tym, że łopatki poruszające się na niezasilanym łuku pracują jak wentylator trafiając niezasilany obszar. Wszystkie ze strat obliczane są na podstawie wzorów doświadczalnych. **Straty wybijania** określone są następująco:

$$\Delta P_k = \frac{0,11 B l x_h P_{ru} z}{E F}$$

gdzie:  $B$  – szerokość wieńca łopatkowego,  $l$  – wysokość łopatek wirujących,  $x_h$  – wskaźnik prędkości dla strumienia przepływającego przez zawór całkowicie otwarty,  $z$  – liczba par końców segmentów dyszowych,  $F$  – minimalny przekrój czynnych dysz,  $E$  – współczynnik przyjmujący różne wartości w zależności od stosunku ciśnień za i przed stopniem regulacyjnym:

$$E = \begin{cases} 1 & \text{dla } \frac{p_r}{p_{zh}} \leq 0,546 \\ 1,3033 - 0,555 \frac{p_r}{p_{zh}} & \text{dla } \frac{p_r}{p_{zh}} > 0,546 \end{cases}$$

Przyjęto w oparciu o znajomość konstrukcji następujące stałe w formule na  $\Delta P_k$ :

$$B = 100 \text{ mm}$$

$$l = 125 \text{ mm}$$

$$z = 1/2/3/4 \text{ (w zależności od obciążenia)}$$

$$F = 150000 \text{ mm}^2$$

**Straty tarcia i wentylacji** zależą od objętości właściwej czynnika za stopniem regulacyjnym. Wielkość ta nie może jednak być dokładnie określona przed wyliczeniem mocy wewnętrznej stopnia, a więc także przed wyznaczeniem tychże strat. Korzysta się

tu zatem z metody iteracyjnej. Wstępnie zakłada się, że straty tarcia i wentylacji są równe zero, i na tej podstawie wyznacza się parametry czynnika za stopniem regulacyjnym. Wtedy możliwe jest wyznaczenie tych strat na podstawie równania doświadczalnego i ponowne określenie parametrów czynnika za stopniem. Zabieg ten powtarza się aż do osiągnięcia pożądanej dokładności według schematu:

$$i_r = i_z - \frac{P_{ru} - \Delta P_k}{\sum_{j=1}^4 \dot{m}_{zj}}$$

$$v_r' = f(p_r, i_r)$$

Wzór na straty tarcia i wentylacji:

$$\Delta P_{tw} = [\Phi(D-1)^2 + 0,344 * 10^{-3}(1-e)]Dl^{1,5} \frac{u^3}{10^6 v_r'}$$

gdzie:

$D$  – średnia średnica stopnia regulacyjnego,  $\Phi = 0,755$  – współczynnik związany z geometrią stopnia,  $e$  – łuk zasilania,  $l$  – wysokość łopatki wirującej,  $u = \frac{\pi D n}{60}$  – prędkość obwodowa stopnia.

Przyjęto:

$$D = 1,500 \text{ m}$$

$$e = 0,25/0,50/0,75/1$$

$$l = 125 \text{ mm}$$

$$n = 3600 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

Moc wewnętrzna stopnia regulacyjnego jest równa:

$$P_r = P_{ru} - \Delta P_k - \Delta P_{tw}$$

Wobec tego można policzyć entalpię za stopniem oraz objętość właściwą:

$$i_r = i_z - \frac{P_r}{\sum_{j=1}^4 \dot{m}_{zj}}$$

$$v_r = f(p_r, i_r)$$

Sprawdza się prawidłowość założenia  $v_r'$  w następujący sposób:

$$\frac{v_r' - v_r}{v_r} > eps_v$$

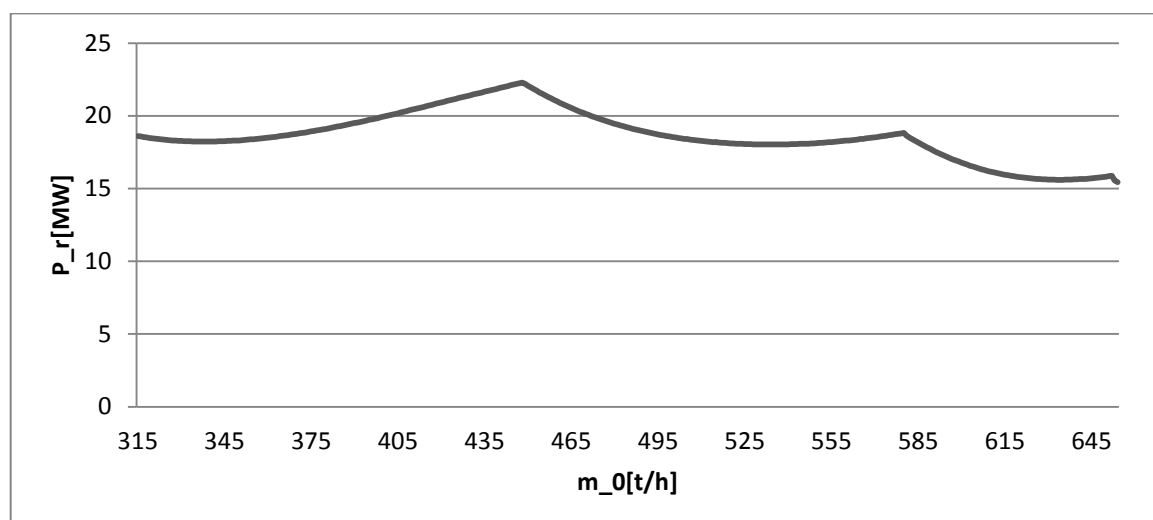
czyli bada się, czy różnica względna wartości objętości właściwej liczonej w kolejnych krokach jest większa niż założona dokładność (przyjęto  $eps_v = 0,001$ ). Jeżeli błąd jest większy, wraca się do obliczeń począwszy od ponownego wyznaczenia  $\Delta P_{tw}$  podstawiając  $v_r' = v_r$ . Wylicza się kolejno  $P_r$ ,  $i_r$ ,  $v_r$  i ponownie sprawdza warunek

dokładności obliczeń. Po osiągnięciu pożądanej dokładności, możliwe jest wyznaczenie temperatury za stopniem regulacyjnym:

$$T_r = f(p_r, i_r)$$

Po wszystkich obliczeniach tej części turbiny możliwe jest wyznaczenie jej charakterystyki mocy w funkcji strumienia pary świeżej. Analizowano taki sam zakres strumienia pary świeżej jak w przypadku obliczeń rozrządu pary. Na wykresie widać, iż odpowiada on zakresowi od połowy otwarcia zaworu 2 do pełnego otwarcia zaworu 4. Punkty zaworowe odpowiadają pikom na Rys. 13. Zawór 2 otwarty jest w pełni przy ok. 450 t/h, zawór 3 przy 580 t/h, a zawór 4 przy zasilaniu obliczeniowym tj. 655 t/h. Moc oddawana przy kolejnych punktach zaworowych jest coraz mniejsza, co wynika z zmniejszającego się dostępnego spadku izentropowego, co jest następstwem zwiększającego się wraz ze strumieniem pary świeżej ciśnienia za stopniem regulacyjnym  $p_r$ . Bezpośrednio za każdym punktem zaworowym, wraz ze wzrostem strumienia przepływającego czynnika za stopniem, moc maleje z wyżej podanej przyczyny, a także wskutek silnego dławienia na częściowo otwartym zaworze (dostępny jest mniejszy odpowiadający mu spadek izentropowy) i pomniejszonej sprawności stopnia. Wraz z otwieraniem zaworu wzrasta przepływający przez niego strumień pary, dostępny spadek izentropowy oraz sprawność stopnia, dzięki czemu moc rośnie lub przynajmniej pozostaje na stałym poziomie.

**Rys. 13 Charakterystyka mocy stopnia regulacyjnego**



Źródło: Opracowanie własne

Całość obliczeń zwartych powyżej (dotyczących stopnia regulacyjnego) będzie dalej zapisywana w uproszczeniu:

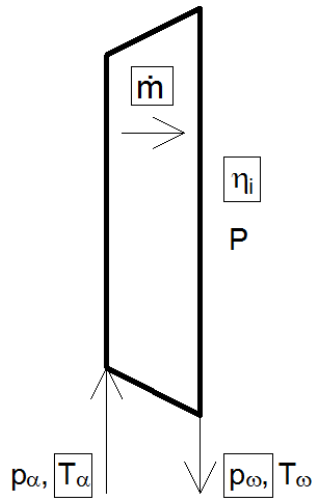


$$P_r, i_r, T_r, v_r = REG(\dot{m}_{zj}, p_{zj}, i_z, p_r)$$

### 2.2.3 Obliczenia grupy stopni nieregulowanych

W turbinie 13K215 znajduje się 8 grup stopni nieregulowanych. W celu obliczenia mocy, a także innych parametrów każdej z nich, konieczna jest znajomość strumienia masy przepływającego przez grupę  $\dot{m}$ , temperatury pary przed grupą (temperaturę wlotową)  $T_\alpha$  oraz ciśnienia za grupą (ciśnienia wylotowego)  $p_\omega$ . Podczas obliczania stopnia w pierwszej kolejności rozwiązuje się przekształcone równanie przelotności w celu uzyskania ciśnienia na wlocie do grupy  $p_\alpha$ , a następnie oblicza się moc stopnia.

Rys. 14 Schemat modelu grupy stopni nieregulowanych



Źródło: Opracowanie własne.

W zależności od zastosowania, równanie przelotności może być odpowiednio przekształcone, co upraszcza rachunki. W przypadku grupy o większej liczbie stopni można przyjąć, iż krytyczny stosunek ciśnień  $\beta_{go}$  grupy stopni przy obliczeniowej częstości obrotów jest równy 0 i pomija się go w równaniu. Dodając założenia o przepływie podkrytycznym oraz stałej częstości obrotów i przybliżając entalpię normalną za pomocą temperatury można dla analizy grupy stopni turbinowych przyjąć równanie przelotności (równanie Flügela-Stodoli) następująco:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_o} = \sqrt{\frac{T_{\alpha o}}{T_\alpha}} \sqrt{\frac{p_\alpha^2 - p_\omega^2}{p_{\alpha o}^2 - p_{\omega o}^2}}$$

Zależność ta służy najczęściej do określenia ciśnienia przed lub za grupą stopni w zmienionych warunkach pracy. Oznaczenia z literą „o” odnoszą się do warunków obliczeniowych i są stałe, aczkolwiek ich znajomość jest konieczna do obliczeń. Często

stosunek temperatur wlotowej w warunkach zmienionych do temperatury wlotowej w warunkach obliczeniowych oznaczany jest jako  $\tau_\alpha$ . W przypadku analizowanego modelu konieczne jest poznanie ciśnienia przed grupą stopni:

$$p_\alpha = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_o}\right)^2 \tau_\alpha (p_{\alpha o}^2 - p_{\omega o}^2) + p_{\omega}^2}$$

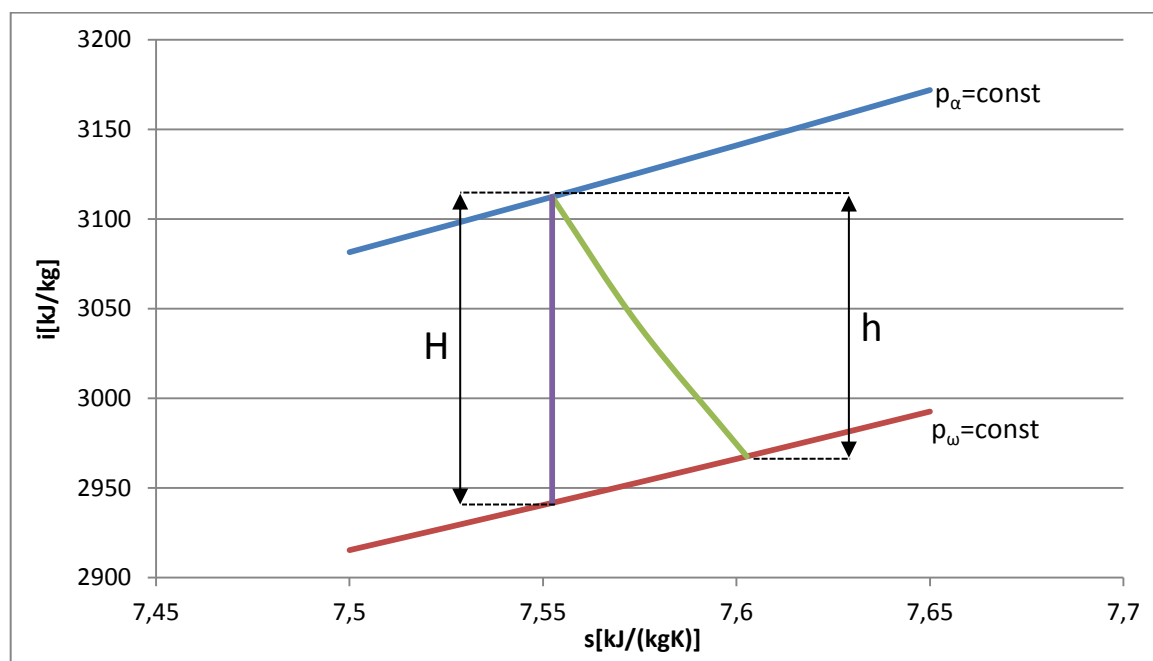
Obliczenie  $p_\alpha$  występuje w tym miejscu modelu turbiny, gdzie nie jest jeszcze znany rozkład temperatur czynnika. Zakłada się więc najpierw  $\tau_\alpha$  (w praktyce współczynnik równy jest dokładnie lub około 1), przeprowadza obliczenia, a w wyniku otrzymanego rozkładu temperatur powtarza się rachunki. Schemat ten należy powtórzyć do uzyskania pożądanej dokładności. Obliczenia ciśnienia przed grupą stopni będą dalej w uproszczeniu zapisywane jako:

$$p_\alpha = PRZEL(\dot{m}, p_\omega, \tau)$$

Poznanie ciśnienia przed grupą stopni umożliwia obliczenie jej mocy. Najpierw wyznacza się izentropowy spadek entalpii w grupie:

$$H = f(p_\alpha, T_\alpha, p_\omega) = i(p_\alpha, T_\alpha) - i(p_\omega, s(p_\alpha, T_\alpha))$$

**Rys. 15** Przykładowa linia rozprężania w grupie stopni



Źródło: Opracowanie własne

Pomiary wskazują, iż środkowe stopnie turbin pracują ze stałym stosunkiem ciśnień  $\frac{p_\omega}{p_\alpha}$  na wlocie i wylocie z grupy. Dodatkowo, maszyna jako turbina energetyczna pracuje ze stałą

prędkością obrotową. Dowodzi się, że takie własności powodują zachowanie stałej sprawności wewnętrznej grupy w szerokim zakresie obciążeń, tj.  $\eta_i = \eta_{io}$ . Sprawność wewnętrzna jest tutaj rozumiana jako stosunek pracy wewnętrznej i teoretycznej (izotropowej) rozprężania; zgodnie z Rys. 15 można ją przedstawić:

$$\eta_i = \frac{h}{H}$$

W związku z powyższymi, moc wewnętrzna grupy stopni będzie równa:

$$P = \dot{m}H\eta_{io}$$

Wyznacza się także parametry termodynamiczne czynnika za grupą stopni. Entalpia pary na wlocie jest równa:

$$i_\alpha = f(p_\alpha, T_\alpha)$$

Entalpia pary za grupą stopni wynosi:

$$i_\omega = i_\alpha - \frac{P}{\dot{m}}$$

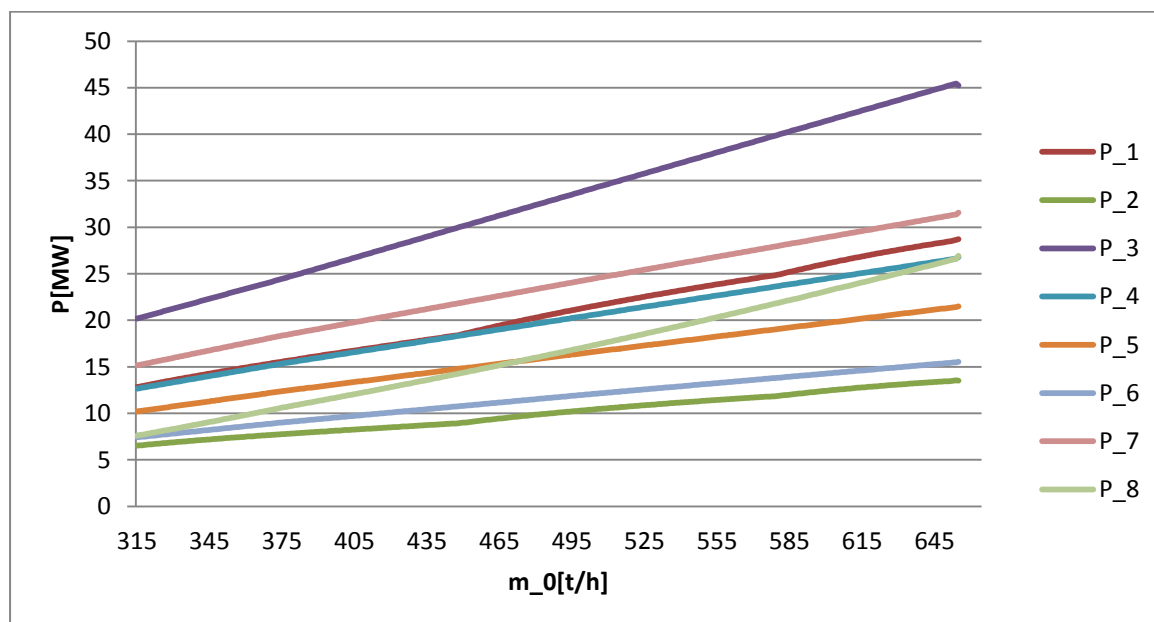
Temperatura pary za grupą stopni wynosi:

$$T_\omega = f(p_\omega, i_\omega)$$

Objętość właściwa pary za grupą stopni wynosi:

$$v_\omega = f(p_\omega, i_\omega)$$

**Rys. 16 Charakterystyki mocy poszczególnych grup stopni**



Źródło: Opracowanie własne.

Na Rys. 16 przedstawiono charakterystyki mocy każdej grupy stopni turbiny. Grupą oddającą zdecydowanie największą moc jest grupa 3 (pierwsza w części SP, zasilana bezpośrednio parą przegrzaną). Różnice w nachyleniu charakterystyk wynikają głównie z przyjętego sposobu regeneracji wody zasilającej. Ma to przełożenie na ilości pobieranej pary upustowej z poszczególnych upustów w zależności od strumienia pary świeżej, co właśnie znacząco wpływa na moc odpowiadających im grup stopni.

Całość obliczeń zwartych powyżej (dotyczących grupy stopni nieregulowanych) będzie dalej zapisywana w uproszczeniu:

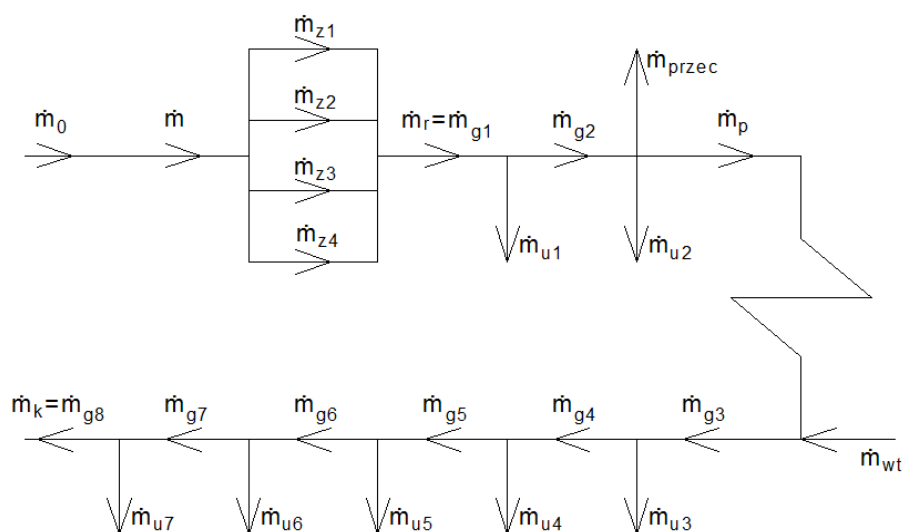
$$P, i_{\omega}, T_{\omega}, v_{\omega} = OSI(\dot{m}, p_{\alpha}, T_{\alpha}, p_{\omega}, \eta_{io})$$

### 2.3 Główny algorytm obliczeń

Poniżej przedstawiono kompletny algorytm pozwalający obliczyć moc oraz parametry termodynamiczne turbiny 13K215 na podstawie wejść zaproponowanych we wstępie rozdziału 2. Kolejność równań została dobrana tak, aby czynić jak najmniej założeń dotyczących wartości, które będą wyliczane dopiero w dalszych etapach. Wyjątki dotyczą tylko temperatury (na stosunkowo długim odcinku algorytmu) oraz wilgotności i mocy elektrycznej (na krótkich odcinkach algorytmu). W tych przypadkach stosuje się obliczenia iteracyjne.

W pierwszej kolejności przeprowadza się bilans strumieni masy w całej turbinie. Zadanie jest ułatwione dzięki znajomości strumienia pary świeżej, pary pobieranej z upustów, przecieku oraz wtrysku.

**Rys. 17 Rozpływ pary w turbinie**



Źródło: Miller A., Lewandowski J., Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy, WPW 1992

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \quad (1)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{g1} = \dot{m}_r \quad (3)$$

$$\dot{m}_{g2} = \dot{m}_{g1} - \dot{m}_{u1} \quad (4)$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{g2} - \dot{m}_{u2} - \dot{m}_{przec} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{g3} = \dot{m}_p + \dot{m}_{wt} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{g4} = \dot{m}_{g3} - \dot{m}_{u3} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{g5} = \dot{m}_{g4} - \dot{m}_{u4} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{g6} = \dot{m}_{g5} - \dot{m}_{u5} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{g7} = \dot{m}_{g6} - \dot{m}_{u6} \quad (10)$$

$$\dot{m}_{g8} = \dot{m}_{g7} - \dot{m}_{u7} \quad (11)$$

$$\dot{m}_k = \dot{m}_{g8} \quad (12)$$

Przyjęto przy tym następujące oznaczenia:  $\dot{m}_r$  – przepływ przez stopień regulacyjny,  $\dot{m}_{gi}$  – przepływ przez i-tą grupę stopni,  $\dot{m}_{ui}$  – przepływ z i-tego upustu,  $\dot{m}_p$  – przepływ przez przegrzewacz w kotle,  $\dot{m}_{przec}$  – przepływ w wyniku przecieku przez dławnice turbiny (przyjęto cały przeciek w wylocie części WP),  $\dot{m}_{wt}$  – przepływ wody wtryskowej za przegrzewaczem. W tym miejscu algorytmu znany już dokładny rozpływ pary w zmienionych warunkach pracy, co pozwala na wyznaczenie rozkładu ciśnień. Dla wszystkich grup stopni z wyjątkiem 8 wykorzystuje się w tym celu równanie przelotności. Konieczne jest założenie stosunków temperatury w warunkach zmienionych do temperatury w warunkach obliczeniowych, tj.  $\tau_i = \frac{T_i}{T_{io}}$ . Stosunki te przed przegrzewem wynoszą 1, a za przegrzewem są równe  $\tau_p$ . Oznaczenie „prim” wskazuje na zakładane stosunki, które są potem wyznaczone iteracyjnie:

$$\tau_r' = \tau_1' = 1 \quad (13)$$

$$\tau_p' = \frac{T_p}{T_{po}} \quad (14)$$

$$\tau_3' = \tau_4' = \tau_5' = \tau_N' = \tau_7' = \tau_p' \quad (15)$$

Ostatnia grupa stopni posiada stopnie o długich łopatkach, co uniemożliwia zastosowanie typowych równań przelotności. Konieczne jest więc użycie indywidualnej charakterystyki wyznaczonej na drodze eksperymentalnej lub modyfikowanie równania przelotności. Zdecydowano się na drugie podejście, modyfikując krytyczny stosunek ciśnień  $\beta_{kr}$ . W przypadku dyszy współczynnik ten wynosi 0,546. Ostatnia grupa stopni

zawiera 2 stopnie, a więc 4 rzędy łopatek (kierownicza-wirująca-kierownicza-wirująca). Wymnożono  $\beta_{kr}$  dla dyszy przez współczynniki odpowiadające kolejno: łopatek wirujących (0,6), kierowniczych (0,7) i kolejnych wirujących (0,8). W efekcie zmodyfikowany krytyczny stosunek ciśnień wynosi

$$\beta_{kr} = 0,546 * 0,6 * 0,7 * 0,8 = 0,183$$

Współczynnik ten użyto w równaniu przelotności; z uwagi na trudność wyznaczenia ciśnienia  $p_7$  wprost, zostaje ono obliczane metodą bisekcji z poniższej formuły:

$$\dot{m}_{g8} = \frac{\dot{m}_{g8o}}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_o - \beta_{kr}}{1 - \beta_{kr}}\right)^2}} * \frac{p_7}{p_{7o}} \sqrt{\frac{1}{\tau_7}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_k}{p_7} - \beta_{kr}}{1 - \beta_{kr}}\right)^2}$$

gdzie  $\varepsilon_o$  – obliczeniowy stosunek ciśnień równy  $\frac{p_{ko}}{p_{7o}} = \frac{4,75 \text{ kPa}}{15 \text{ kPa}} = 0,317$ .

W kodzie programu użyto oddzielnej funkcji do zapisu i rozwiązania powyższego równania (odpowiednio KROK\_16 oraz funkcja\_KROK\_16). Ogólnie użycie tych funkcji i obliczenie ciśnienia  $p_7$  można zapisać jako:

$$p_7 = f(\dot{m}_{g8}, p_k, \tau_7') \quad (16)$$

Następnie oblicza się ciśnienia w kolejnych upustach, kontynuując kierunek „od tyłu” turbiny. Używa się w tym celu bloku PRZEL() opisanego w punkcie 2.2.3:

$$p_N = PRZEL(\dot{m}_{g7}, p_7, \tau_N') \quad (17)$$

$$p_6 = ap_N \quad (18)$$

gdzie  $a = 0,95$  – straty ciśnienia w przelotni między częścią SP i NP.

$$p_5 = PRZEL(\dot{m}_{g6}, p_6, \tau_5') \quad (19)$$

$$p_4 = PRZEL(\dot{m}_{g5}, p_5, \tau_4') \quad (20)$$

$$p_3 = PRZEL(\dot{m}_{g4}, p_4, \tau_3') \quad (21)$$

$$p_p = PRZEL(\dot{m}_{g3}, p_3, \tau_p') \quad (22)$$

Oznaczono wcześniej, iż ciśnienie pary bezpośrednio za częścią WP wynosi  $p_2$ , a bezpośrednio przed częścią SP wynosi  $p_p$ . Przy założeniu, że straty ciśnienia są proporcjonalne do kwadratu strumienia masy przepływającego czynnika, możliwe jest zapisanie związku:

$$\begin{cases} \Delta p_o = p_{2o} - p_{po} = A * \dot{m}_{po}^2 \\ \Delta p = p_2 - p_p = A * \dot{m}_p^2 \end{cases}$$

Dzieląc równania przez siebie uzyskuje się:

$$p_2 = (p_{2o} - p_{p0}) \left( \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{p0}} \right)^2 + p_p \quad (23)$$

$$p_1 = PRZEL(\dot{m}_{g2}, p_2, \tau_1') \quad (24)$$

$$p_r = PRZEL(\dot{m}_{g1}, p_1, \tau_r') \quad (25)$$

Po wyznaczeniu ciśnienia za stopniem regulacyjnym możliwe jest obliczenie rozrządu pary tj. przepływów przez poszczególne zawory i ciśnień za nimi:

$$\dot{m}_{zj}, p_{zj}, i_z = ROZ(\dot{m}, p_0, T_0, p_r) \text{ dla } j = 1, \dots, 4 \quad (26)$$

Obliczony rozrząd pary pozwala na wyznaczenie osiągow stopnia regulacyjnego:

$$P_r, i_r, T_r, v_r = REG(\dot{m}_{zj}, p_{zj}, i_z, p_r) \text{ dla } j = 1, \dots, 4 \quad (27)$$

W następnej kolejności wyznacza się moc wszystkich grup stopni nieregulowanych oraz dotychczas niewyznaczone parametry termodynamiczne pary wodnej. Kolejność obliczeń jest zgodna z kierunkiem przepływu czynnika.

$$P_1, T_1, i_1, v_1 = OSI(\dot{m}_{g1}, p_r, T_r, p_1, \eta_{io1}) \quad (28)$$

$$P_2, T_2, i_2, v_2 = OSI(\dot{m}_{g2}, p_1, T_1, p_2, \eta_{io2}) \quad (29)$$

$$i_p = f(p_p, T_p) \quad (30)$$

$$v_p = f(p_p, T_p) \quad (31)$$

$$P_3, T_3, i_3, v_3 = OSI(\dot{m}_{g3}, p_p, T_p, p_3, \eta_{io3}) \quad (32)$$

$$P_4, T_4, i_4, v_4 = OSI(\dot{m}_{g4}, p_3, T_3, p_4, \eta_{io4}) \quad (33)$$

$$P_5, T_5, i_5, v_5 = OSI(\dot{m}_{g5}, p_4, T_4, p_5, \eta_{io5}) \quad (34)$$

$$P_6, T_6, i_6, v_6 = OSI(\dot{m}_{g6}, p_5, T_5, p_6, \eta_{io6}) \quad (35)$$

$$T_N = f(p_N, i_6) \quad (36)$$

$$v_N = f(p_N, i_6) \quad (37)$$

Powyżej wyznaczono osiągi grup 1-6 oraz parametry pary za nimi. Moc oddawana przez dwie ostatnie grupy, tj. 7 i 8, nie może być obliczana przez blok OSI ( ) ponieważ w ich obszarze może pojawić się przepływ pary wilgotnej. Należy więc uwzględnić straty wilgotności; w najprostszy sposób uwzględnia się je mnożąc sprawność wewnętrzną „suchą” przez stopień suchości, który w przypadku wystąpienia pary wilgotnej przyjmie wartość mniejszą od 1. W ten sposób zostanie uwzględniony spadek sprawności grupy stopni. Sprawność sucha zakładana jest zgodnie z założonymi warunkami obliczeniowymi (patrz Tabela 2) i wynosi dla grupy 7  $\eta_{io7} = 0,85$ . Parametry pary za 7 grupą nie są w tym miejscu znane, więc obliczenia jej przeprowadza się iteracyjnie. Wstępnie zakłada się stopień suchości czynnika za grupą 7:

$$y_7' = 1 \quad (38)$$

$$H_7 = f(p_N, i_6, p_7) = i(p_N, i_6) - i(p_7, s(p_N, i_6)) \quad (39)$$

$$P_7 = \dot{m}_{g7} H_7 \eta_{i07} y_7' \quad (40)$$

gdzie  $\eta_{i07}$  – sprawność wewnętrzna „sucha” 7 grupy stopni (nie uwzględnia strat wilgotności). Po ustaleniu mocy tej grupy stopni możliwe jest określenie parametrów pary za nią:

$$i_7 = i_6 - \frac{P_7}{\dot{m}_{g7}} \quad (41)$$

$$y_7 = f(p_7, i_7) \quad (42)$$

Następnie porównuje się uzyskany stopień suchości z założonym w równaniu (38). Sprawdzany jest warunek  $\frac{y_7' - y_7}{y_7} > eps_y$ . Wartość  $eps_y$  jest dopuszczalnym błędem obliczeń i zakładano go  $eps_y = 0,001$ . Jeżeli warunek przedstawiony za pomocą nierówności był prawdziwy to należy wykonać kolejną iterację podstawiając  $y_7' = y_7$  i powracając do równania (40). Obliczenia wykonuje się do czasu, aż warunek jest nieprawdziwy, tj. względny błąd kolejnych przybliżeń jest mniejszy od założonej dokładności  $eps_y$ .

Po wyznaczeniu suchości pary za 7 stopniem z pożądaną dokładnością można określić pozostałe parametry czynnika:

$$v_7 = f(p_7, i_7) \quad (43)$$

$$T_7 = \begin{cases} f(p_7) & \text{dla } y_7 < 1 \\ f(p_7, i_7) & \text{dla } y_7 = 1 \end{cases} \quad (44)$$

W równaniach (13) oraz (15) zakładano stosunki  $\tau = \frac{p_\alpha v_\alpha}{p_{\alpha o} v_{\alpha o}}$  konieczne do wykorzystania równań przelotności i obliczenia rozkładu ciśnień w turbinie. Na tym etapie znane już są jednak parametry między wszystkimi grupami stopni, można więc stosunki  $\tau$  określić dokładnie:

$$\tau_r = \frac{p_r v_r}{p_{ro} v_{ro}} \quad (45)$$

$$\tau_1 = \frac{p_1 v_1}{p_{1o} v_{1o}} \quad (46)$$

$$\tau_p = \frac{p_p v_p}{p_{po} v_{po}} \quad (47)$$

$$\tau_3 = \frac{p_3 v_3}{p_{3o} v_{3o}} \quad (48)$$

$$\tau_4 = \frac{p_4 v_4}{p_{4o} v_{4o}} \quad (49)$$

$$\tau_5 = \frac{p_5 v_5}{p_{5o} v_{5o}} \quad (50)$$

$$\tau_N = \frac{p_N v_N}{p_{No} v_{No}} \quad (51)$$



$$\tau_7 = \frac{p_7 v_7}{p_{70} v_{70}} \quad (52)$$

Możliwe jest teraz porównanie stosunków założonych  $\tau'$  oraz wyznaczonych  $\tau$ , analizując ich względną różnicę  $\left| \frac{\tau' - \tau}{\tau} \right| > eps_\tau$ . Wielkość  $eps_\tau$  jest dopuszczalnym błędem obliczeń i przyjęto jej wartość dla każdego stosunku  $eps_\tau = 0,01$ . Warunek sprawdza się dla każdego stosunku z równań (45) ÷ (52). Jeżeli dla chociaż jednego z nich warunek jest prawdziwy, to podstawia się nowo wyznaczone wartości wszystkich stosunków  $\tau' = \tau$ , powraca się do równania (16) i kontynuuje obliczenia do równania (52) i ponownego sprawdzenia warunku. Sekwencja jest powtarzana do uzyskania pożądanej dokładności. Najczęściej konieczne było wykonanie 3 sekwencji.

Następnie przystępuje się do obliczeń ostatniej (8) grupy stopni. Stosunek ciśnienia wylotowego do wlotowego ulega w tym przypadku istotnym zmianom w przypadku pracy w zmienionych warunkach. Nie można wobec tego zakładać stałej sprawności wewnętrznej tej grupy. Należałoby użyć charakterystyki empirycznej, a dzięki danym z DCS można ją łatwo uzyskać. Należy otrzymać charakterystykę postaci  $\eta_{i8}^s = f(\varepsilon_8)$  gdzie  $\eta_{i8}^s$  – sprawność wewnętrzna „sucha” 8 grupy stopni,  $\varepsilon_8$  – stosunek ciśnień  $\frac{p_k}{p_7}$ . W danych DCS są wartości sprawności całej części niskoprężnej (a więc uwzględniające zarówno grupę 8, jak i 7) nazwane RLTEFF, zawartość wilgoci w parze wylotowej (RLPEXM) oraz ciśnienia  $p_7$  i  $p_k$  (nazwane odpowiednio PZHE8A/B oraz PCNBCK). Postępowano kolejno w następujący sposób:

- dokonano aproksymacji wielomianem 2 stopnia:  $RLTEFF = f(\varepsilon_8)$ ;
- przesunięto wielomian w dół wzdłuż osi OY tak, aby sprawność wewnętrzna grupy 8 w stanie obliczeniowym była równa przyjętej na początku modelu, tj. 0,74. W ten „wyeliminowano” z charakterystyki wpływ grupy 7;
- dla każdego z punktów pomiarowych policzono wartość wielomianu;
- uzyskany wynik dzielono przez zawartość wilgoci na wylocie (RLPEXM), uzyskując w ten sposób wartość  $\eta_{i8}^s$  dla każdego punktu pomiarowego;
- dokonano aproksymacji wielomianem 2 stopnia:  $\eta_{i8}^s = f(\varepsilon_8)$ . Zostanie on użyty w równaniu (56).

Obliczenia 8 grupy stopni przebiegają jak poniżej. Wobec nieznanego stopnia suchości pary na wylocie, zakłada się w pierwszym kroku iż jest on równy wartości obliczeniowej:

$$y'_k = y_{ko} \quad (53)$$

$$H_8 = f(p_7, i_7, p_k) = i(p_7, i_7) - i(p_k, s(p_7, i_7)) \quad (54)$$

$$\varepsilon_8 = \frac{p_k}{p_7} \quad (55)$$

Sprawność sucha tej grupy stopni określa się z wcześniej wyznaczonego wielomianu:

$$\eta_{i8}^s = f(\varepsilon_8) = 1,695(\varepsilon_8)^2 - 1,349(\varepsilon_8) + 0,907 \quad (56)$$

Moc ostatniej grupy wynosi:

$$P_7 = \dot{m}_{g8} H_8 \eta_{i7}^s y_k' \quad (57)$$

Parametry pary za ostatnią grupą:

$$i_k = i_7 - \frac{p_8}{\dot{m}_{g8}} \quad (58)$$

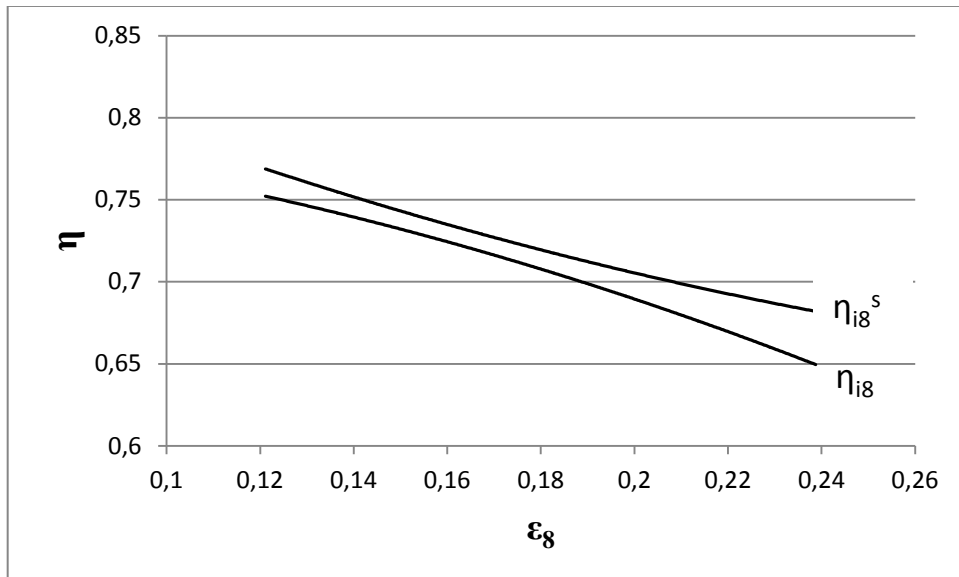
$$y_k = f(p_k, i_k) \quad (59)$$

Następnie porównuje się otrzymany stopień suchości pary z wartością założoną w punkcie (53). Sprawdza się warunek  $\frac{y_k' - y_k}{y_k} > eps_y$  i jeżeli błąd względny wynosi więcej niż założona dokładność  $eps_y = 0,001$ , to przyjmuje się  $y_7' = y_7$  i powraca do równania (57). Po wyznaczeniu stopnia suchości pary z pożądaną dokładnością można określić pozostałe parametry czynnika na wylocie:

$$v_k = f(p_k, i_k) \quad (60)$$

$$T_k = f(p_k) \quad (61)$$

**Rys. 18 Charakterystyka ostatniej grupy stopni**



Źródło: Opracowanie własne.

Na tym etapie wyznaczone są parametry termodynamiczne i przepływy w każdym miejscu modelu, oraz wyznaczone są moce wewnętrzne każdej z grup stopni. Możliwe jest obliczenie mocy oddawanej na wale przez turbinę:

$$P = P_r + \sum_1^8 P_i - \Delta P_{mo} \quad (62)$$

gdzie  $P_r$  – moc oddawana przez stopień regulacyjny,  $P_i$  – moc wewnętrzna stopnia i-tego,  $\Delta P_{mo}$  – straty mechaniczne nie zależące od obciążenia turbiny. Przyjęto  $\Delta P_{mo} = 3,5 \text{ MW}$ , jako wartość dającą najlepszą poprawność modelu w porównaniu z rzeczywistymi pomiarami.

W ostatnim kroku wyznacza się straty elektryczne i moc generatora. Z uwagi na fakt, iż straty elektryczne zależą od oddawanej mocy elektrycznej, obliczenia wykonywane są iteracyjnie. W pierwszym przybliżeniu zakłada się moc elektryczną równą mocy oddawanej na wale:

$$P'_{el} = P \quad (63)$$

Indywidualny wzór dla generatora turbiny 13K215 pozwalający określić straty elektryczne:

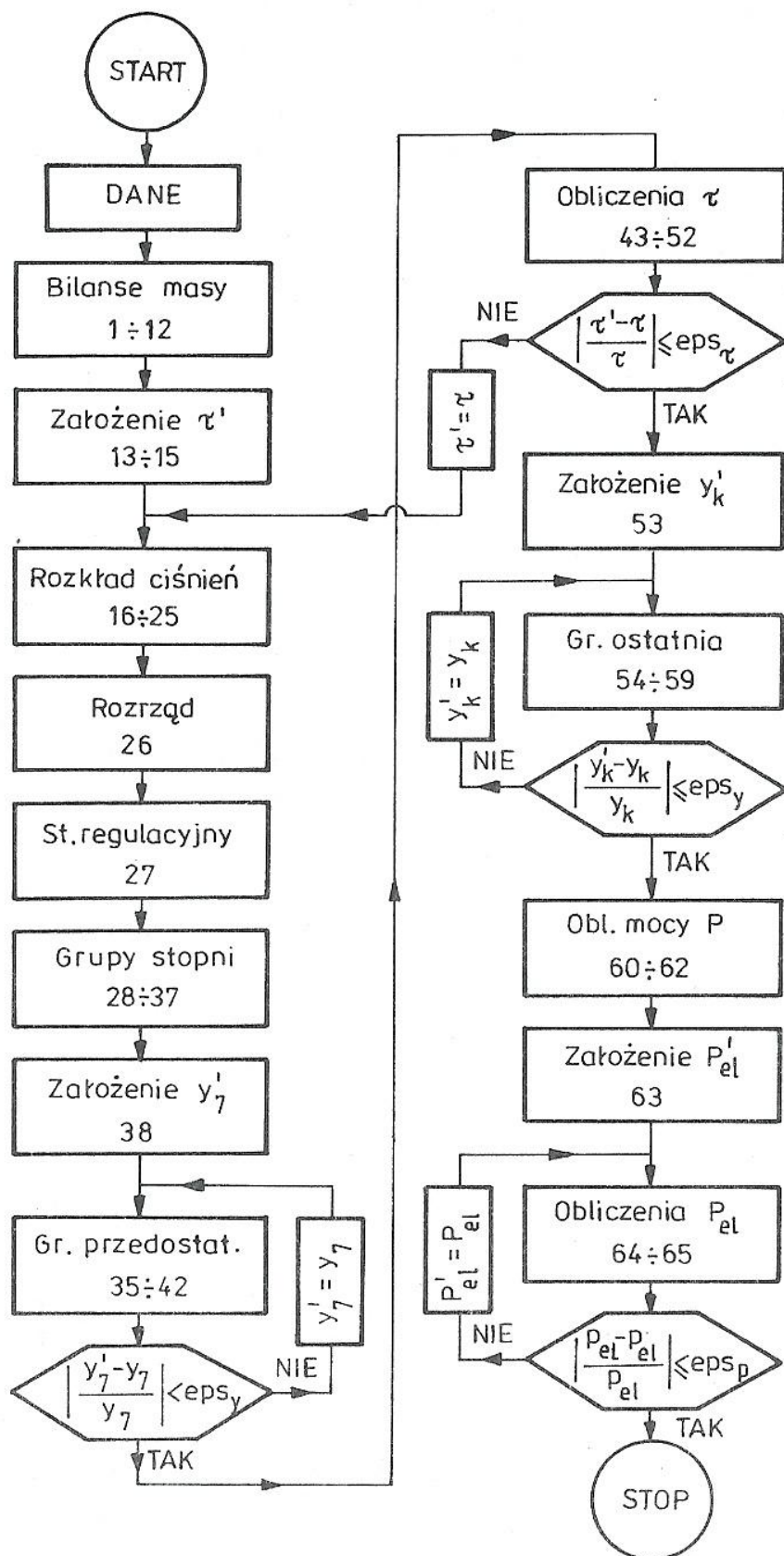
$$\Delta P_{el} = 1247 + 1163 \left( \frac{P'_{el}}{P_{elo}} \right) \quad (64)$$

gdzie  $P'_{el}$  - moc elektryczna w danym przybliżeniu,  $P_{elo} = 220 \text{ MW}$  - moc elektryczna w stanie obliczeniowym.

$$P_{el} = P - \Delta P_{el} \quad (65)$$

Sprawdza się warunek  $\frac{P'_{el} - P_{el}}{P_{el}} > eps_p$ . Przyjęto  $eps_p = 0,01 \text{ MW}$ . Jeżeli warunek jest prawdziwy, tj. dwa kolejne przybliżenia znacznie się różnią, to przyjmuje się  $P'_{el} = P_{el}$  i powraca do punktu (64). Uzyskanie mocy elektrycznej turbozespołu  $P_{el}$  z pożądaną dokładnością kończy obliczenia.

Rys. 19 Schemat blokowy algorytmu użytego w modelu analitycznym



Źródło : Miller A., Lewandowski J., Praca turbin parowych w zmienionych warunkach pracy, WPW 1992

## 2.4 Wejścia programu

W celu wyznaczenia charakterystyki turbiny należy podać do algorytmu zestaw wejść, który będzie reprezentował punkty pracy dla których zostaje wyliczana moc turbiny. Można w ten sposób badać wpływ zmienności wejść (parametry pary świeżej, chłodzenie skraplacza) na uzyskiwany efekt w postaci mocy lub jednostkowego zużycia ciepła. Wyniki te mogą być użyte w analizach technicznych oraz ekonomicznych.

Najbardziej podstawową charakterystyką turbiny jest zależność mocy elektrycznej od strumienia masy pary świeżej. Zakłada się wtedy parametry termodynamiczne (temperatura i ciśnienie pary świeżej, temperatura pary przegrzanej, ciśnienie w skraplaczu) na stałym poziomie, a przepływ pary świeżej jest traktowany jako zmienna niezależna. Ma to praktyczne uzasadnienie, bowiem podczas eksploatacji parametry pary świeżej i przegrzanej mają stałe wartości, z nieznacznymi tylko odchyleniami powstałymi wskutek np. działania regulatorów.

Wybór strumienia pary świeżej jako zmiennej niezależnej wymusza uzależnienie od niego pozostałych wielkości przepływów, które są konieczne do posiadania kompletu danych wejściowych. W tym celu ponownie użyto danych z DCS i dokonano aproksymacji liniowej postaci:

$$\dot{m}_{ui}, \dot{m}_{przec}, \dot{m}_{wt} = f(\dot{m}_0)$$

Dzięki temu wystarczy podać do modelu tylko jeden parametr  $\dot{m}_0$ , który reprezentuje jednoznacznie wartość przepływów w turbinie. Pozostałe przepływy są wyznaczone z powstałych wielomianów. Są one dobrze skorelowane ze strumieniem pary świeżej, a wielomian postaci  $y = ax + b$  jest wystarczający do aproksymacji. Zarówno argumenty, jak i wartości wielomianów są wyrażane w t/h.

Sprawdzono, iż takie podejście dobrze obrazuje stan pracy turbiny. Należało wprowadzić jedynie drobne modyfikacje podczas implementacji za pomocą kodu:

- według danych z DCS przepływ pary w upuście 3 przyjmuje wartości bliskie 0 przy obciążeniach poniżej  $\dot{m}_0 = 375 \frac{t}{h}$ . W tych miejscach wielomian  $\dot{m}_{u3}$  przyjmuje wartość 0;
- według danych z DCS przepływ pary w upuście 7 przyjmuje wartości bliskie 0 przy obciążeniach poniżej  $\dot{m}_0 = 320 \frac{t}{h}$ . W tych miejscach wielomian  $\dot{m}_{u7}$  przyjmuje wartość 0;

**Tabela 3 Wielomiany korelacji upustów, wtrysku oraz przecieku z przepływem pary świeżej**

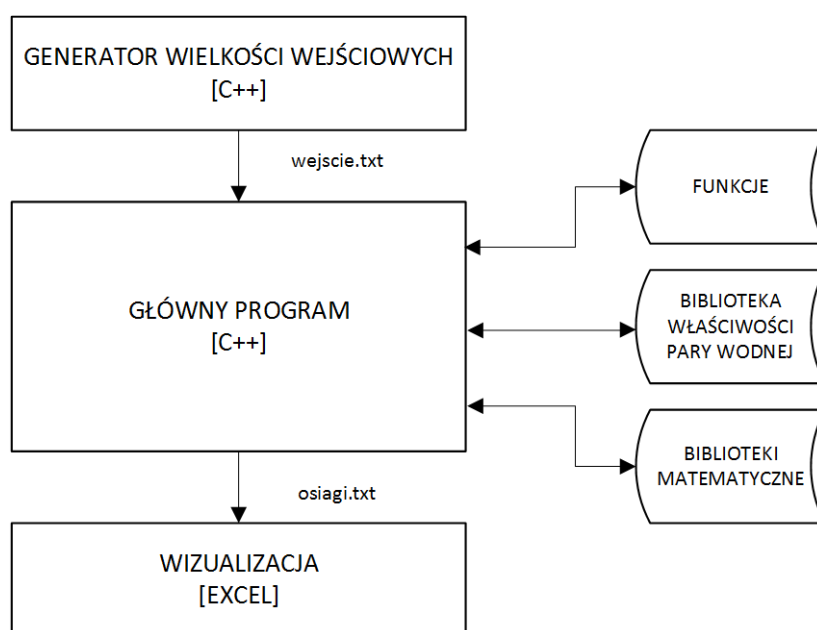
y	a	b
$\dot{m}_{u1}$	0,062	-7,677
$\dot{m}_{u2}$	0,066	14,900
$\dot{m}_{u3}^{(*)}$	0,088	-31,749
$\dot{m}_{u4}$	0,029	-3,744
$\dot{m}_{u5}$	0,052	-4,424
$\dot{m}_{u6}$	0,047	-2,404
$\dot{m}_{u7}^{(**)}$	0,017	-5,729
$\dot{m}_{wt}$	0,087	-23,519
$\dot{m}_{przec}$	0,014	0,104

Źródło: Opracowanie własne. (\*) – przyjmuje wartość 0 poniżej  $\dot{m}_0 = 375 \frac{t}{h}$ , (\*\*) - przyjmuje wartość 0 poniżej  $\dot{m}_0 = 320 \frac{t}{h}$

## 2.5 Sposób implementacji

Obliczenia modelu analitycznego turbiny przeprowadzono zgodnie z algorytmem z punktu 2.3 oraz pozostałymi założeniami zawartymi w rozdziale 2. Zdecydowano się na implementację w języku C++, używając kompilatora Dev-C++ (wersja 4.9.9.2) firmy Bloodshed Software. Zważyła na tym prostota i szybkość narzędzia, a także brak konieczności tworzenia złożonego programu. Kod miał posłużyć wyłącznie do wygodnych i szybkich obliczeń, które obsługiwały duże ilości danych i punktów pracy. Sposób komunikacji z programem realizującym główny algorytm obliczeń (punkt 2.3) opierał się o pliki tekstowe. Wejściowy plik tekstowy zawierał niezbędne wejścia modelu, których wartości i ilość wybierał użytkownik. Wyjściowy plik tekstowy zawierał osiągi wybrane przez użytkownika, które następnie były importowane do arkusza kalkulacyjnego Excela i mogły być prezentowane w formie wykresów.

Rys. 20 Schemat implementacji modelu analitycznego



Źródło: Opracowanie własne.

### 2.5.1 Generator wejść

Generatorem wejść nazwano oddzielny program, którego jedynym zadaniem było utworzenie pliku `wejście.txt`. Plik ten zawierał wielkości wejściowe dla głównego programu, który realizował obliczenia osiągnięć turbiny. Plik `wejście.txt` posiadał  $K$  liniiek odpowiadających  $K$  punktom pracy, dla których użytkownik chciał przeprowadzić obliczenia. Każda z liniiek posiadała następującą strukturę:

`m_0 T_0 p_0 T_p p_k m_u1 m_u2 m_u3 m_u4 m_u5 m_u6 m_u7 m_wt m_przec`  
gdzie znajdowały się kolejno: przepływ [t/h], temperatura [°C] oraz ciśnienie [Pa] pary świeżej, temperatura pary przegrzanej [°C], ciśnienie w skraplaczu [Pa], przepływy pary z upustów 1-7 [t/h], przepływ pary wtryskowej do pary przegrzanej [t/h] oraz przepływ przecieku [t/h].

Generator skonstruowano tak, by użytkownik mógł wybrać ilość punktów pomiarowych  $K$ . Następnie dokonywano wyboru parametru który się zmieniał, jego wartości początkowej i wielkości zmiany. Domyślnie parametrem zmienianym był strumień pary świeżej, o wartości początkowej  $m_0=655$  t/h i o zmianie  $m_0\_delta=-1$  t/h. W tym wypadku, wartości pozostałych parametrów były takie same dla każdego punktu pracy i równe były wielkościom obliczeniowym. Możliwe było także wybranie innego parametru jako zmiennego, np. ciśnienia w kondensatorze, przy czym należało wtedy przyjąć strumień masy pary świeżej jako stały.

### 2.5.2 Główny program

Główny program realizował algorytm obliczeń przedstawiony w punkcie 2.3. Poniżej opisano jego kod i podejście, które towarzyszyło jego powstawaniu. Wszystkie nazwy zmienne i funkcji zaczerpnięte są wprost ze wspomnianego algorytmu.

Główną funkcją programu jest funkcja **int main**. Realizuje ona obliczenia, wczytuje i zapisuje dane oraz używa funkcji pomocniczych. W pierwszej kolejności występuje w niej deklaracja ilości punktów pracy (K). Dla każdego parametru koniecznego do obliczeń (strumień masy, ciśnienie, temperatura i inne w danym miejscu układu przepływowego) została stworzona tabela (typu double) o nazwie tego parametru i rozmiarze  $N=K+1$ . Komórka numer 0 takiej tabeli przechowuje wartość parametru w warunkach obliczeniowych. Komórki o numerach od 1 do N przechowują wartości parametru w kolejnych punktach pracy. Oprócz zapisu parametrów cieplno-przepływowych znajdują się tu także zmienne pomocnicze, przykładowo `int zawor_czesc_otw[N]` przechowuje informację od 1 do 4, opisując który zawór układu regulacji jest częściowo otwarty w danym punkcie pracy. Z kolei tablica `iter_tau[N]` przechowuje liczbę iteracji głównego algorytmu, która była konieczna do dokładnego wyznaczenia wartości  $\tau$ . W dalszej kolejności wprowadzone są temperatury, ciśnienia oraz strumienie masowe każdym z punktów zaznaczonych na Rys. 5 w warunkach obliczeniowych.

Następnie wczytywane są wejścia modelu z pliku `wejscia.txt` utworzonego przez generator. Do tej czynności wykorzystuje się obiekt `ifstream` z biblioteki `iostream`. Po wczytaniu realizuje się obliczenia według wcześniej przedstawionego algorytmu. Jest on wykonywany w pętli po wszystkich punktach pracy (w ilości K), pracując tym samym na tablicach o indeksach od 1 do N. Pętla na punktach 16-52 została wykonana jako „do... while” z warunkiem określonego maksymalnego błędu współczynnika  $\tau$ . W pętli tej użyto funkcji pomocniczych **ROZ()**, **REG()** i **OSI()**, realizujących obliczenia zgodnie z punktami 2.2.1-2.2.3. Potem wykonywane są obliczenia grupy ostatniej oraz mocy elektrycznej; w obu przypadkach użyto pętli „do...while”.

Po wykonaniu obliczeń dla każdego punktu pracy wyniki zapisywane są w pliku `osiagi.txt`. Do tej czynności wykorzystuje się obiekt `ofstream` z biblioteki `iostream`. Użyto podobnej konwencji jak w pliku wejść, tj. każda linijka odpowiada



jednemu punktowi pracy, z tym że tym razem posortowano dane rosnąco (biorąc pod uwagę strumień pary świeżej). W każdej linii znajdują się kolejno:

- ciśnienia  $p_r, p_1, p_2, p_p, p_3 - p_7$  oraz  $p_k$  [MPa];
- temperatury  $T_r, T_1, T_2, T_p, T_3 - T_7$  oraz  $T_k$  [°C];
- entalpie  $i_r, i_1, i_2, i_p, i_3 - i_7$  oraz  $i_k$  [kJ/kg];
- strumień masy przepływający przez kolejne stopnie  $\dot{m}_{g1} - \dot{m}_{g8}$  [t/h];
- strumień masy z kolejnych upustów  $\dot{m}_{u1} - \dot{m}_{u7}$  [t/h];
- strumień masy wtrysku i przecieku stopnie  $\dot{m}_{wt}, \dot{m}_{przec}$  [t/h];
- moce i straty stopnia regulacyjnego  $P_{ru}, \Delta P_k, \Delta P_{tw}, P_r$  [MW];
- moce kolejnych stopni  $P_1 - P_8$  [MW];
- moc elektryczna i straty elektryczne  $P_{el}, \Delta P_{el}$  [MW].

Możliwe jest też szybkie zmodyfikowanie kodu tak, aby wyświetlić dodatkowe informacje wybrane przez użytkownika, np. dotyczące stopnia suchości pary za 7 lub 8 grupą stopni lub sprawności ostatniej grupy stopni w danych warunkach pracy.

Funkcja **int main** używa kilku funkcji pomocniczych umieszczonych poza kodem głównym dla zachowania czytelności i łatwości modyfikacji; należy do nich funkcja **double PRZEL**. Jej argumentami są: strumień masy, ciśnienie wylotowe, współczynnik  $\tau$  w zmienionych warunkach pracy oraz ciśnienie wylotowe, wlotowe i strumień masy w warunkach obliczeniowych. Funkcja zwraca ciśnienie wylotowe według wzoru:

$$p_\alpha = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_o}\right)^2 \tau_\alpha (p_{\alpha o}^2 - p_{\omega o}^2) + p_{\omega}^2}$$

Kolejnymi funkcjami pomocniczymi są **double funkcja\_KROK\_16** oraz **double KROK\_16**. Rozwiązują one problem opisany w komentarzu do równania (16). Pierwsza z funkcji zwraca wartość równą

$$\Delta = \dot{m}_{g8} - \frac{\dot{m}_{g8o}}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_o - \beta_{kr}}{1 - \beta_{kr}}\right)^2}} * \frac{p_7}{p_{7o}} \sqrt{\frac{1}{\tau_7}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_k}{p_7} - \beta_{kr}}{1 - \beta_{kr}}\right)^2}$$

gdzie wszystkie wielkości są argumentami tejże funkcji. Druga funkcja szuka takiej wartości  $p_7$ , żeby wartość  $\Delta$  była jak najmniejsza. Do tego celu użyto metody bisekcji; przeszukiwany jest obszar od ciśnienia  $p_k$  do 200 kPa z dokładnością wynoszącą 0,005. Argumentami funkcji **KROK\_16** są  $\dot{m}_{g8}, p_k, \tau_7'$  a zwraca ona możliwie dokładny wynik ciśnienia  $p_7$ .

W celu ułatwienia pracy wykonano funkcje dodatkowe, które obliczają spadki izentropowe według odpowiednich formuł. Funkcja **double SPADEK\_IZENTROPOWY\_i** zwraca wartość:

$$H_i(p_1, i_1, p_2) = i_1 - i(p_2, s(p_1, i_1)) [kJ/kg]$$

gdzie obliczany jest spadek izentropowy między punktem 1 a 2, a indeks  $i$  oznacza, że w punkcie 1 znana jest entalpia. Funkcja **double SPADEK\_IZENTROPOWY\_T** zwraca wartość:

$$H_T(p_1, T_1, p_2) = i(p_1, T_1) - i(p_2, s(p_1, i_1)) [kJ/kg]$$

gdzie obliczany jest spadek izentropowy między punktem 1 a 2, a indeks  $T$  oznacza, że w punkcie 1 znana jest temperatura.

W powyższych zapisach  $i(\dots)$  oraz  $s(\dots)$  oznaczają kolejno entalpię i entropię wyznaczoną z własności pary wodnej na podstawie odpowiedniej biblioteki.

### 2.5.3 Biblioteki

W programowaniu bibliotekami nazwano wydzielone zbiory funkcji, z których możliwe jest korzystanie w wielu programach. W praktyce oznacza to że tworząc kod nie jest konieczne pisanie od podstaw; wykorzystując biblioteki możliwe jest użycie już wcześniej napisanych funkcji. W tworzeniu programu rozwiązującego model analityczny użyto następujących bibliotek standardowych języka C++:

- **iostream** jest biblioteką zorientowaną obiektowo, która pozwala na operacje na tzw. strumieniach. Pozwalają one na komunikację programu z terminalem. Obsługiwały one wyświetlanie wyników na ekranie za pomocą komendy `cout`;
- **fstream** pozwala na komunikację programu z plikami wejściowymi i wyjściowymi. Odczyt z pliku oraz zapis do pliku odbywają się za pomocą klas `ifstream/ofstream`. Pliki muszą być wcześniej otwarte narzędziem `open`;
- **iomanip** wykorzystywano do ustawienia ilości miejsc wyświetlanych po przecinku. Służyło do tego narzędzie `setprecision(int n)`, gdzie  $n$  jest ilością liczb wyświetlanych po przecinku.

Użyto także biblioteki języka C **math.h**. Wykorzystywano z niej jedynie funkcję `pow(double base, double exponent)` która wykonuje potęgowanie. `base` jest w tym przypadku podstawą, a `exponent` wykładnikiem potęgi.

Właściwości pary wodnej były wyznaczane z bibliotek pochodzących z projektu **freesteam**. Jest on implementacją tablic pary wodnej według międzynarodowego

standardu IAPWS-IF97. **Freesteam** jest oprogramowaniem open-source, udostępnionym na licencji GNU GPL. Pozwala ono na wyznaczenie właściwości pary wodnej w szerokim zakresie ciśnień i temperatur. Najpierw określa się stan czynnika za pomocą pary parametrów, a następnie możliwe jest wyznaczenie pozostałych, „nieznanych” wielkości<sup>5</sup>.

Korzystanie z biblioteki **freesteam** w kompilatorach C++ jest stosunkowo łatwe. Należy najpierw pobrać ze strony projektu (<http://freesteam.sourceforge.net/>) najnowsze biblioteki, rozpakować, i połączyć je z projektem w którym wykonywane są obliczenia pary wodnej. Z uwagi na fakt, iż biblioteka **freesteam** jest przygotowana w języku C, to przed właściwymi obliczeniami należy umieścić dodatkowy kod:

```
extern "C"
{
#include "freesteam/steam_ps.h"
#include "freesteam/steam_pT.h"
#include "freesteam/steam_ph.h"
#include "freesteam/region4.h"
#include "freesteam/steam_pv.h"
#include "freesteam/derivs.h"
#include "freesteam/solver2.h"
}
```

Dodanie powyższych plików nagłówkowych umożliwia obliczenia pary wodnej w zakresach spotykanych w klasycznych obiegach parowych. Do innych zastosowań zestaw plików nagłówkowych może wyglądać inaczej.

Po wykonaniu powyższych czynności możliwe jest wyznaczanie parametrów czynnika bezpośrednio w kodzie. Przykładowo, znając ciśnienie i temperaturę czynnika można jednoznacznie określić jego stan:

```
SteamState Stan1 = freesteam_set_pT(p,T)
```

a następnie można wyznaczyć szereg jego parametrów, przykładowo entalpię oraz entropię:

```
double h = freesteam_h(Stan1)
double s = freesteam_s(Stan1)
```

Wykonując tego typu operacje, należy koniecznie pamiętać o dwóch zasadach:

---

<sup>5</sup> <http://freesteam.sourceforge.net/>

- temperatura podawana jest w każdym przypadku w K;
- wszystkie wielkości fizyczne podawane są w jednostkach podstawowych, np. ciśnienie [Pa], entalpia [J/kg], entropia [J/(kgK)], objętość właściwa [m<sup>3</sup>/kg].

Stan czynnika może być w **freesteam** określany za pomocą następujących par parametrów:

- (p,T);
- (p,h);
- (p,s);
- (p,v);
- (T,s);
- (T,x),

gdzie p – ciśnienie [Pa], T – temperatura [K], h – entalpia [J/kg], s – entropia [J/(kgK)], v – objętość właściwa [m<sup>3</sup>/kg], x – wilgotność [-]. Zdefiniowanie stanu zawsze wykonywane jest funkcją `freesteam_set_ab(a,b)`, gdzie a oraz b są parametrami z listy powyżej. **Freesteam** oblicza następujące wielkości wyjściowe:

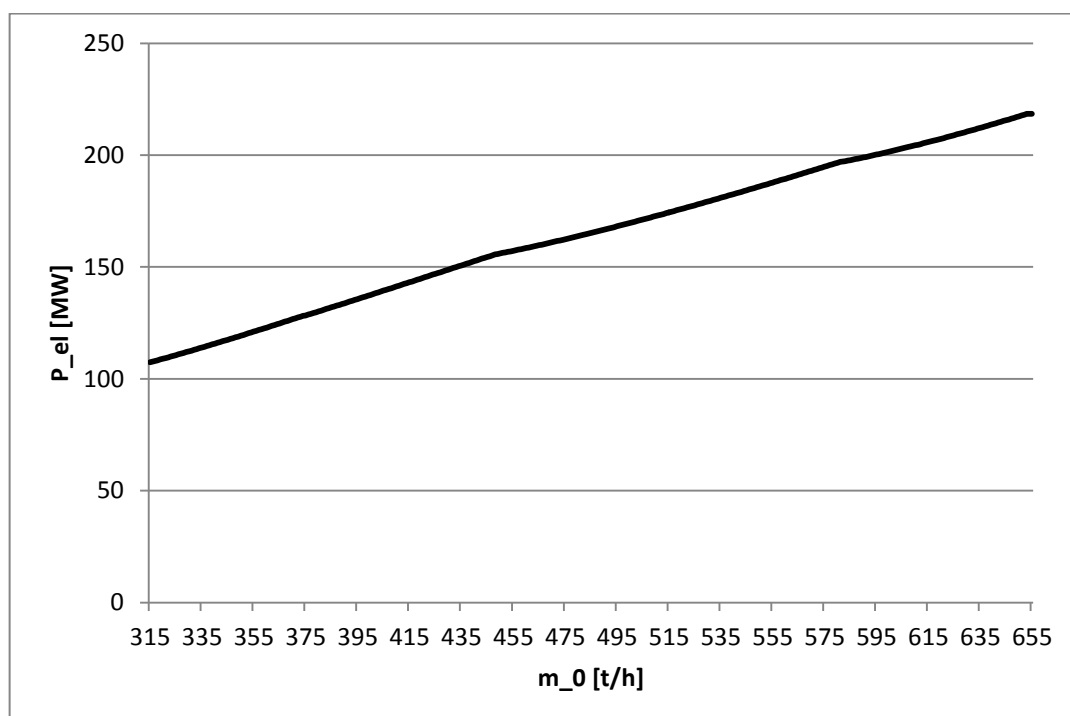
- p – ciśnienie [Pa];
- T – temperatura [K];
- h – entalpia [J/kg];
- s – entropia [J/(kgK)];
- v - objętość właściwa [m<sup>3</sup>/kg];
- rho – gęstość [kg/m<sup>3</sup>];
- u – energia wewnętrzna [J/kg];
- x – wilgotność [-];
- k – przewodność cieplna [W/(m\*K)];
- mu – lepkość dynamiczna [Pa\*s];
- w – prędkość dźwięku [m/s].

Wyznaczenie danego parametru możliwe jest dzięki funkcjom postaci `double c = freesteam_c(Stan1)`, gdzie c – symbol poszukiwanego parametru, Stan1 - wcześniej określony stan pary wodnej.

## 2.6 Charakterystyka

Ostatecznym wynikiem rozwiązywania modelu analitycznego sformułowanego w niniejszym rozdziale jest charakterystyka mocy elektrycznej turbozespołu w funkcji strumienia pary świeżej. Przedstawiono ją na Rys. 21. Analizując dane z DCS dochodzi się do wniosku, że minimalne zasilanie maszyny wynosiło ok. 335 t/h. W takich warunkach pracy, model nieznacznie zawyżał oddawaną moc. Różnica względna wynosiła oddawanej mocy ok. 3,5 %. Z kolei przy nominalnym obciążeniu różnica ta wynosiła ok. 1,5 %, przy czym model analityczny obliczał mniejszą moc niż odczyty z systemu DCS. Wyznaczona charakterystyka ma więc nieznacznie mniejsze nachylenie niż jej odpowiednik wyznaczony bezpośrednio o dane pomiarowe. Różnice te mogą wynikać głównie z poczynionych założeń, np. stałej wartości sprawności wewnętrznej stopni oraz wartości strumieni z upustów turbiny, a także wielu współczynników których założenie było konieczne w modelu analitycznym. Niemniej jednak wynik należy uznać za poprawny. Ocena jakości modelu analitycznego i jego porównanie z modelem aproksymacyjnym zostało zawarte w podsumowaniu pracy.

**Rys. 21 Charakterystyka mocy turbozespołu według modelu analitycznego**



Źródło: Opracowanie własne.

Powyższa charakterystyka mocy jest w przybliżeniu linią prostą, ale zauważalne na niej są piki odpowiadające punktom zaworowym. Jest to wynikiem osiągnięć stopnia

regulacyjnego (por. Rys. 13), który dla pewnego przedziału strumienia pary świeżej osiąga maksymalną moc przy pełnym otwarciu zaworu. Przy turbinie mocy 215 MW udział stopnia regulacyjnego jest jednak stosunkowo niewielki (od ok. 6 % przy maksymalnym obciążeniu do ok. 18 % przy minimalnym obciążeniu), więc ma to jedynie mały wpływ na końcową charakterystykę. Należy jednak zaznaczyć, że możliwe jest stworzenie modelu uwzględniającego tzw. przykrycie zaworowe, gdzie obliczenia przewidują jednoczesne częściowe otwarcie dwóch zaworów regulacyjnych. W takim przypadku charakterystyka ma bardziej liniowy kształt i lepiej oddaje osiągi rzeczywistego obiektu w okolicach punktu zaworowego, jednak opracowanie takiego modelu wymaga posiadania większego zbioru informacji. Pamiętając, że model rozrządu ma mały wpływ na model całej turbiny, wnioskuje się że uproszczony model rozrządu pary jest w tym przypadku właściwy.

### **3 Model aproksymacyjny**

### **4 Wnioski**

### **5 Bibliografia**

## SPIS TABEL

Tabela 1 Odchyłki dla bilansu masy sporządzone dla pomiarów z dnia 12/08/2005 godz. 13.00-19.40 .....	9
Tabela 2 Wartości najważniejszych parametrów oraz sprawności w stanie obliczeniowym.....	14
Tabela 3 Wielomiany korelacji upustów, wtrysku oraz przecieku z przepływem pary świeżej....	39

## SPIS RYSUNKÓW

Rys. 1 Przekrój turbiny 13K215 .....	2
Rys. 2 Uproszczony schemat cieplny turbiny 13K215 .....	3
Rys. 3 Schemat cieplny turbiny wraz z lokalizacjami pomiarów z systemu DCS.....	8
Rys. 4 Odchyłki dla bilansu masy dla 4 dni ciągłych pomiarów .....	10
Rys. 5 Pełny schemat zastępczy turbiny 13K215 dla modelu analitycznego .....	13
Rys. 6 Linia rozprężania w stanie obliczeniowym.....	14
Rys. 7 Schemat grupowego rozrządu pary.....	17
Rys. 8 Charakterystyka grupowego rozrządu pary przyjęta w modelu. Wznios kolejnych zaworów w funkcji mocy turbiny .....	17
Rys. 9 Charakterystyka ciśnień za zaworami regulacyjnymi w funkcji strumienia pary świeżej..	20
Rys. 10 Charakterystyka przepływów przez zawory regulacyjne.....	21
Rys. 11 Schemat modelu stopnia regulacyjnego .....	22
Rys. 12 Sprawność stopnia regulacyjnego.....	22
Rys. 13 Charakterystyka mocy stopnia regulacyjnego .....	25
Rys. 14 Schemat modelu grupy stopni nieregulowanych .....	26
Rys. 15 Przykładowa linia rozprężania w grupie stopni .....	27
Rys. 16 Charakterystyki mocy poszczególnych grup stopni .....	28
Rys. 17 Rozpływ pary w turbinie.....	29
Rys. 18 Charakterystyka ostatniej grupy stopni.....	35
Rys. 19 Schemat blokowy algorytmu użytego w modelu analitycznym .....	37
Rys. 20 Schemat implementacji modelu analitycznego.....	40
Rys. 21 Charakterystyka mocy turbozespołu według modelu analitycznego .....	46

## STRESZCZENIE

Streszczenie

## ABSTRACT

Abstract