

# BIULETYN INFORMACYJNY

## INSTYTUTU TECHNIKI CIEPLNEJ

### POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

WARSZAWA

TEL. 21007 w. 1232 i 1248

NOWOWIEJSKA 25

Nr 12/K.K.T.i P.2

październik 1967 r.

Mgr inż. Andrzej Miller  
Katedra Kotłów, Turbin i Pomp

#### BADANIE GRUPY STOPNI TURBINY

##### 1. Wstęp

Znaczenie badania stopni turbinowych i grup stopni jako koniecznego minimum łączącego różne badania przepływów, często mało przydatne dla bezpośredniego zastosowania w konstrukcji, podkreślane było niejednokrotnie [1] w związku z wielkim rozwojem energetyki opartej o turbozespoły parowe. W znacznej już ilości nagromadzonych i opracowanych wyników takich badań określone eksperymentalnie charakterystyki grup stopni turbinowych zajmują, jak dotychczas, stosunkowo niewiele miejsca, co tłumaczone być może zarówno trudnościami takich badań, jak i kosztami budowy odpowiednich stanowisk badawczych. Możliwości przeprowadzania badań zarówno grup jak i pojedynczych stopni turbinowych przy użyciu pary jako czynnika roboczego istnieją w laboratorium turbinowym Instytutu Techniki Ciepłej.

##### 2. Opis instalacji

Siłownia wraz ze wszystkimi urządzeniami pomocniczymi i badawczymi mieści się w oddzielnej hali. Źródło pary stanowią dwa kotły o wydajnościach 2500 i 1300 kg/h i parametrach pary odpowiednio 43 ata, 420°C oraz 27 ata, 350°C. Rozbudowany

układ rurociągów i kolektorów parowych, łączonych stacjami redukcjno-ochładzającymi, ma umożliwić uzyskanie pary o żądanych parametrach zarówno przed turbinami jak i innymi badanymi w laboratorium urządzeniami. Para odlotowa z turbin skraplana jest w ich własnych skraplaczach. Dodatkowo laboratorium wyposażone jest w skraplacz centralny, do którego kierowana jest, obok pary odlotowej z innych urządzeń badawczych, para upustowa z turbin. Skropliny ze skraplaczy tłoczone są do zbiornika, gdzie wprowadzona jest również woda z rozbudowanej stacji przygotowania wody, która także może być obiektem badań. Ze zbiornika skropliny podawane są do odgazowacza wspólnego dla obu kotłów, skąd pompy zasilające tłoczą je do kotłów.

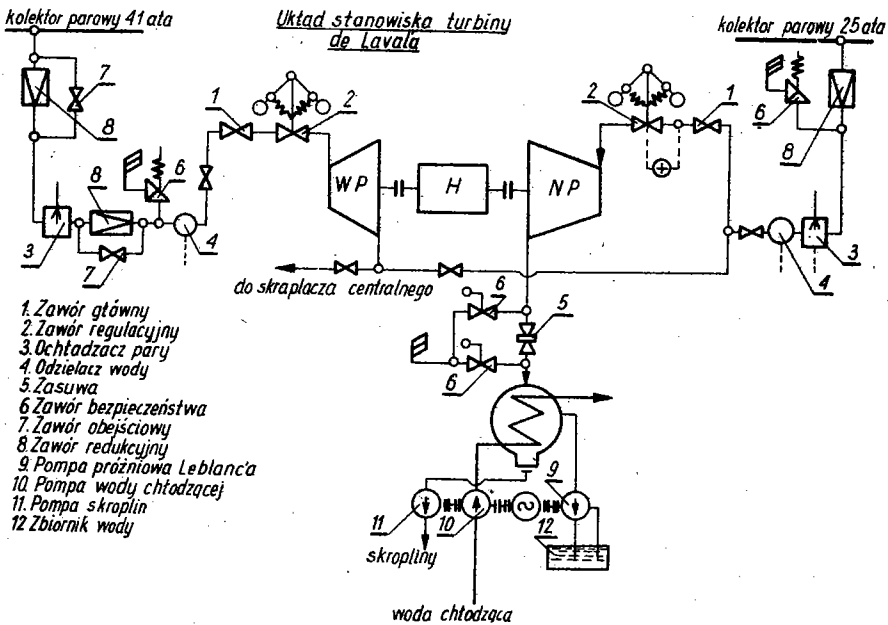
W laboratorium zainstalowane są dwie turbiny parowe: turbina kondensacyjna z regulowanym upustem wytwórni BBC napędzająca prądnicę elektryczną oraz dwukadłubowa turbina wytwórni Aktiebolaget De Laval's Ångturbin Stockholm. Kadłub wysokoprężny tej turbiny wyposażony został w wymienny układ przepływowy w dwu wariantach: dwuwieńcowy stopień Curtisa lub dwa stopnie akcyjne jednowieńcowe. W pierwszym przypadku znamionowe parametry pary dolotowej są 31 ata, 400°C a przeciwcisnienie może być 4 lub 7 ata (dwa komplety dysz). Moc znamionowa części WP turbiny w tych warunkach przy przepływie pary 2000 kg/h i prędkości obrotowej 4000 obr/min wynosi odpowiednio 170 i 140 KM na sprzęgle. Układ dwu stopni akcyjnych kadłuba WP dostosowany jest do parametrów pary dolotowej 16 ata, 350°C i przeciwcisnienia 5 ata. Układ przepływowy części niskoprężnej składa się z sześciu stopni akcyjnych jednowieńcowych. Znamionowe parametry pary przed kadłubem NP są 4 ÷ 7 ata, 300°C. W tych warunkach przy znamionowym przepływie pary również 2000 kg/h, prędkości obrotowej 3500 obr/min i przeciwcisnieniu ok. 0,1 ata moc znamionowa części NP będzie 235 ÷ 250 KM na sprzęgle. Wirniki obu części turbiny mogą być sprzęgnięte indywidualnie lub oba jednocześnie z umieszczonym między nimi hamulcem wodnym Froude'a typu DPX4.

Obie części turbiny wyposażone są w oddzielne, niezależne, pozwalające na szerokie zakresy zmian nastawianej prędkości obrotowej, układy regulacji dławieniowej, mechaniczno-hydrau-

licznej, uzupełnione zaworami ręcznymi otwierającymi dodatkowe grupy dysz pierwszych stopni, pozostającymi jednak pod kontrolą zaworów regulacyjnych. W układ regulacji części NP włączony jest dodatkowo regulator ciśnienia, uruchamiany przy szeregowej pracy kadłubów, pozwalający na regulację ciśnienia między kadłubami. Turbina posiada również dwa układy olejowe wraz z pompami, mogące pracować niezależnie.

Układ kondensacji turbiny, między innymi dzięki zasuwie umieszczonej między wylotem z części NP turbiny a skraplaczem, stwarza możliwości regulacji przeciwcisnienia w szerokich granicach od dobrej próżni do pracy na wydmuch włącznie.

Jak pokazuje uproszczony schemat połączeń parowych w obrębie turbiny de Laval'a (rys.1), układ stanowiska pozwala za-



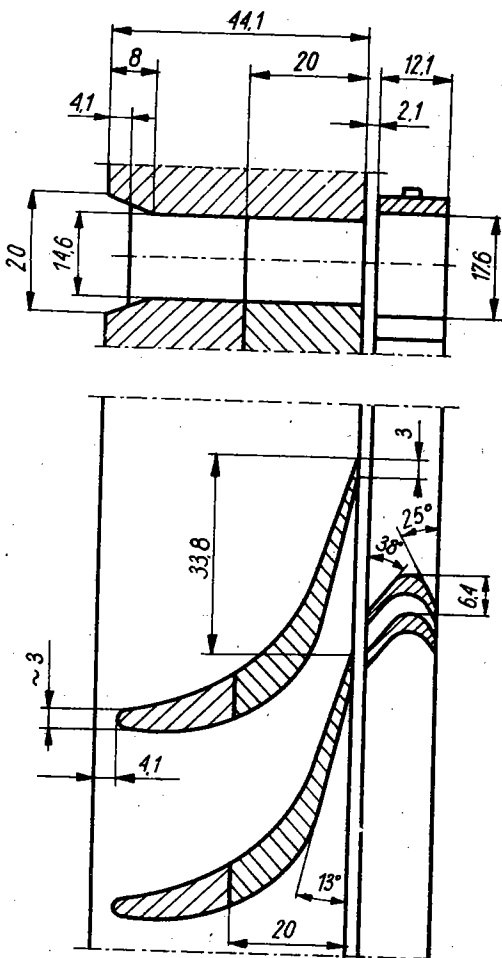
Rys.1

równy na samodzielną pracę części WP jako turbiny przeciwprężnej oraz części NP jako turbiny kondensacyjnej, jak i na szeregową pracę obu turbin bez upustu, albo z nieregulowanym lub regulowanym upustem między kadłubami. Istniejące układy regulacji części WP i NP przy szeregowej pracy kadłubów z regulowanym upustem tworzą tzw. niesprężony układ regulacji turbi-

biny upustowo-kondensacyjnej. Drogą nieznacznych adaptacji możliwe jest uzyskanie również układu regulacji sprzężonej.

Te różne warianty dopuszczalnych połączeń kadłubów turbiny w powiązaniu z możliwością zmian w szerokich granicach, tak parametrów pary przed kadłubami turbiny i ciśnień za nimi, jak i prędkości obrotowej wałów, stwarzają różnorodne możliwości zarówno dydaktyczne jak i badawcze, zwłaszcza w powiązaniu z ewentualną wymianą układu przepływowego turbiny.

### 3. Opis turbiny



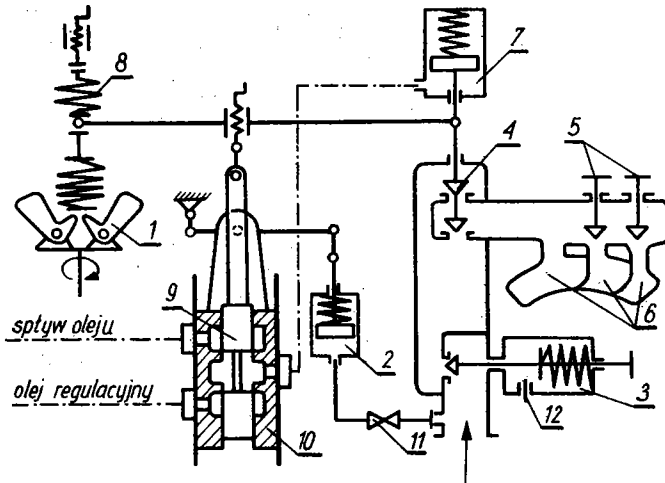
Rys.3. Geometria stopnia nr 4

Obiektem dotychczasowych prac i badań była głównie część niskoprężna turbiny de Laval (rys.2), w związku z czym zostanie ona omówiona szczególnie. Pierwszy z sześciu jednowieńcowych akcyjnych stopni umieszczonych w części NP turbiny, przeznaczony do pracy w warunkach znamionowych przy większym spadku entalpii, ma średnicę podziałową około 645 mm, nieco większą niż pozostałe stopnie. Zasilanie tego stopnia odbywa się tylko na małej części obwodu (około 0,1) przez 6 kierownic o wysokości 15 mm na wylocie. Istnieje możliwość zwiększenia łuku zasilania przez otwarcie 2 ręcznych zaworów prowadzących parę do dodatkowych grup 5 i 2 kierownic. W pozostałych



5 stopniach, o praktycznie równej średniej średnicy około 630 mm i pełnym łuku zasilania, wysokość łopatek kierowniczych na wylocie wzrasta od 5,5 do 34 mm przy kącie wylotu od 13 do 17°. Względne wysokości tych łopatek są również małe. Wieńce wirnikowe nie posiadają uszczelnień promieniowych ani osiowych. Zarówno łopatki kierownicze jak i wirujące mają profile łopatkowe starszego typu, kreślone przy pomocy odcinków linii prostych i łuków kół. Szczeliny międzywieńcowe w stopniach wynoszą 2 ÷ 3 mm. Odległości międzystopniowe są znaczne, wynoszące około 27 mm, większe niż w przeciętnych konstrukcjach turbinowych, co ułatwia pomiar parametrów czynnika za poszczególnymi stopniami przez odpowiednie otwory w kadłubie turbiny. Charakter układu przepływowego ilustruje geometria 4 stopnia turbiny (rys.3).

Koła wirnikowe osadzone są na wale za pośrednictwem stożkowych, rozciętych tulei, co umożliwia stosunkowo łatwy ich demontaż. Wirnik turbiny, oparty na dwu ślizgowych łożyskach promieniowych i ustalony względem kadłuba w osiowym łożysku

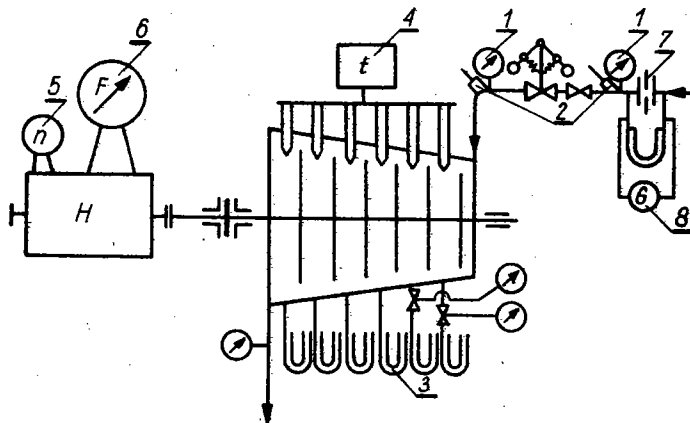


Rys.4. Schemat regulacji części niskoprężnej turbiny de Laval: 1 - regulator obrotów, 2 - regulator ciśnienia, 3 - zawór główny, 4 - zawór regulacyjny, 5 - ręczne zawory dodatkowe, 6 - grupy dysz, 7 - serwomotor zaworu regulacyjnego, 8 - synchronizator, 9 - suwak rozdzielczy, 10 - tuleja rozdzielcza, 11 - zawór regulatora ciśnienia, 12 - zaczep regulatora bezpieczeństwa

grzebieniowym, sprzęgnięty jest z jednej strony z hamulcem, z drugiej zaś napędza przez przekładnię ślimakową odśrodkowy regulator prędkości obrotowej i pompę olejową. Turbina posiada labiryntowe dławice międzystopniowe i węglowo - labiryntowe dławice końcowe, do których uszczelnienia potrzebna jest niewielka ilość pary. Schemat regulacji części niskoprężnej pokazuje rys.4.

#### 4. Układ pomiarowy

Schemat układu pomiarowego użytego przy badaniach grupy stopni w części niskoprężnej turbiny de Laval'a pokazano na rys.5. Parametry pary dolotowej oraz parametry czynnika przed



Rys.5. Schemat układu pomiarowego: 1 - pomiar ciśnienia, 2 - pomiar temperatury, 3 - bateria manometrów rtęciowych do pomiaru ciśnień za poszczególnymi stopniami, 4 - termopary do pomiaru temperatur za poszczególnymi stopniami, 5 - obrotomierz, 6 - pomiar siły na kołyszce hamulca, 7 - zwężka do pomiaru natężenia przepływu pary, 8 - paromierz

kierownicami pierwszego stopnia mierzono cechowanymi manometrami prężnymi i termometrami rtęciowymi, zanurzonymi w kąpeli olejowej. Ciśnienie i temperaturę pary za kolejnymi stopniami części NP określano przy pomocy manometrów rtęciowych i termopar. Natężenie przepływu pary mierzono przy pomocy normalnej zwężki połączonej z rtęciowym manometrem różnicowym. Moc na

sprzęgle turbiny wyliczano z pomiaru prędkości obrotowej i siły potrzebnej do utrzymywania kołyski hamulca w położeniu poziomym.

## 5. Opis badań

Opisane stanowisko z laboratoryjną turbiną de Lavalą, jak wspomniano, kryje w sobie niewątpliwie szerokie możliwości dydaktyczne zarówno badawcze jak i projektowo-konstrukcyjne. Dla ich lepszego wykorzystania włączono prace dyplomowe studenckie obok prac grup studenckich w laboratorium jako pomocnicze elementy planowego tematu Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej pt. "Badanie stopni turbiny" prowadzonego w Zakładzie Turbin Ciepłych Katedry Kotłów, Turbin i Pomp. Do powiązania prac badawczych z zajęciami studentów w specjalistycznym laboratorium energetycznym zachęcał, obok korzyści dydaktycznych, znaczny koszt ruchu instalacji laboratorium parowego.

Celem pierwszego, wstępnego etapu prac było głównie nabranie doświadczenia, rozpoznanie właściwości i możliwości badawczych stanowiska na tle układu siłowni dla następnego wysunięcia i realizacji propozycji zmian i ulepszeń oraz wyboru węższych zadań w powiązaniu z przeglądem opublikowanych badań [1], [2]. W tym okresie wykonano dwie prace dyplomowe, z których jedna dotyczyła głównie części WP, druga - części NP turbiny. Zakres tych prac, przytaczany dla ilustracji tematów dyplomowych, obejmował między innymi opis stanowiska, pomiary układu przepływowego i odtworzenie obliczeń cieplnych w znamionowych warunkach pracy, schemat i obliczenia układu regulacji, obliczenia wytrzymałościowe elementów turbiny, projekty stopni modelowych wraz z układem pomiarowym i propozycją programu badań oraz wstępne badania istniejącej części przepływowej.

Opierając się na doświadczeniu uzyskanym w pierwszym etapie prac wprowadzono szereg zmian instalacji pomiarowej stanowiska dla podniesienia dokładności pomiaru poszczególnych parametrów oraz zmian w układzie zasilania stanowiska dla lepszego stabilności parametrów pary na wlocie i wylocie z turbiny. W szczególności zmieniono, w porównaniu z fabrycznym, układ



uszczelnienia i odsysania pary z dławnic turbiny dla uproszczenia oceny wielkości przecieku dławnicowego, który może trafić do układu łopatkowego.

Wstępne badania istniejącej części przepływowej wykazały, że bezwzględne błędy pomiarów przy określaniu sprawności mało zależą od mocy badanych stopni a więc dokładność pomiarów rośnie ze wzrostem mocy wobec malenia błędów względnych. Poprawa dokładności określania sprawności przy małych mocach, jak wykazały analizy, wymagałaby istotniejszych zmian w układzie stanowiska, z wymianą hamulca włącznie, co wobec znacznego okresu czasu potrzebnego na realizację takich przeróbek sugerowało podjęcie początkowo badania obiektów o większej mocy, a więc raczej grup stopni niż stopni pojedynczych.

Jak wynika z opisu, stanowisko i istniejący układ pomiarowy przystosowane są do określania sumarycznych charakterystyk badanych stopni, bez szczegółowego wnikania w charakter przepływu w wieńcach i stopniach, co również ograniczało wybór tematu.

Trudności i koszty budowy obok długotrwałości wykonania i montażu nowych stopni modelowych dla turbiny de Laval skłaniały do badania początkowo istniejącej części przepływowej pomimo jej starszej konstrukcji, co oczywiście związane być musiało ze szczególną selekcją węższego zagadnienia.

Wszystkie przytoczone względy przemawiały za wyborem, jako tematu szczegółowego, badania charakterystyk grupy stopni turbinowych w znacznie zmienionych, w porównaniu z obliczeniowymi, warunkach pracy, co w świetle szczupłości takich danych w literaturze wydawało się dodatkowo uzasadnione.

## 6. Wyniki i wnioski

W okresie 3 lat przeprowadzono kilkanaście cykli badań pracy w zmiennych warunkach grupy stopni w części NP turbiny de Laval, między innymi w ramach dwu dalszych prac dyplomowych. Pierwsza z nich obejmowała również częściowe obliczenia charakterystyk grupy stopni w zmienionych warunkach pracy. Badania prowadzono przy różnych wartościach prędkości obrotowej i ciśnienia za ostatnim stopniem grupy, tj. przeciwcisnienia, dobieranego w taki sposób, aby proces rozprężania w grupie

stopni zachodził w obszarze pary przegrzanej. W trakcie jednej serii pomiarów przy ustalonym przeciwcisnieniu, prędkości obrotowej oraz parametrach pary przed zaworem regulacyjnym turbiny określano charakterystyki grupy stopni w funkcji zmian natężenia przepływu pary. Pomiaru w takich samych warunkach były powtarzane a otrzymane wyniki uśredniano.

Odejście od zwykle stosowanej w takich badaniach metodyki np. [3], gdzie przy ustalonych wartościach ciśnienia i temperatury czynnika przed grupą stopni i przeciwcisnienia określa się charakterystyki w funkcji zmian prędkości obrotowej, uwarunkowane było odmiennymi cechami, sposobem zasilania oraz regulacją pracy stanowiska.

Sprawność wewnętrzną grupy stopni wyliczono z zależności

$$\eta_1 = \frac{N_1}{G \cdot H_0},$$

gdzie:  $G$  - natężenie przepływu pary,

$H_0$  - izentropowy spadek entalpii grupy stopni wyznaczony wg zmierzonych parametrów pary przed kierownicami pierwszego stopnia i przeciwcisnienia,

$N_1 = N_e + N_t$  - moc wewnętrzna grupy stopni.

Moc na sprzęgle  $N_e$  równa jest

$$N_e = cPn,$$

gdzie:  $P$  - siła potrzebna do utrzymywania kołyski hamulca w położeniu poziomym;

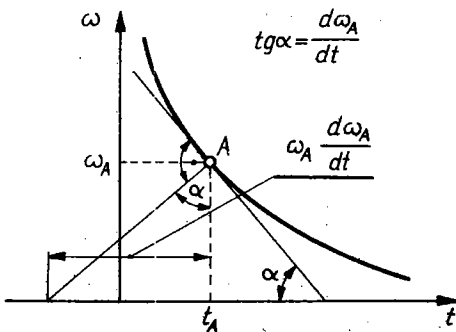
$n$  - prędkość obrotowa,

$c$  - stała hamulca.

Moc  $N_t$  zużywaną na pokonanie oporów tarcia w łożyskach turbiny i napęd regulatora obrotów i pompy olejowej, sprzęgniętych z wałem turbiny, określono z krzywej wybiegu przy dobrej próżni w kadłubie turbiny wg zależności

$$N_t = J\omega \frac{d\omega}{dt} - N_w$$

- gdzie:  $J$  - zredukowany moment bezwładności elementów wirujących obliczony ze znanej geometrii,  
 $\omega$  - prędkość kątowna wirnika turbiny,  
 $\frac{d\omega}{dt}$  - przyspieszenie kątowne wirnika turbiny określone z kąta pochylenia stycznej do krzywej wybiegu turbiny przy prędkości kątovej  $\omega$  (rys.6),  
 $N_w$  - moc tarcia kół wirnikowych w parze oceniona na drodze obliczeniowej.



Rys.6. Krzywa wybiegu turbiny

Przyjęto, że  $N_t$  jest funkcją tylko prędkości obrotowej, a nie zależy od natężenia przepływu pary, co w związku z akcyjnym układem łopatkowym z dużymi szczelinami i otworami odciążającymi w kołach wirnikowych może być uzasadnione.

Średni wskaźnik prędkości grupy stopni wyliczono z zależności

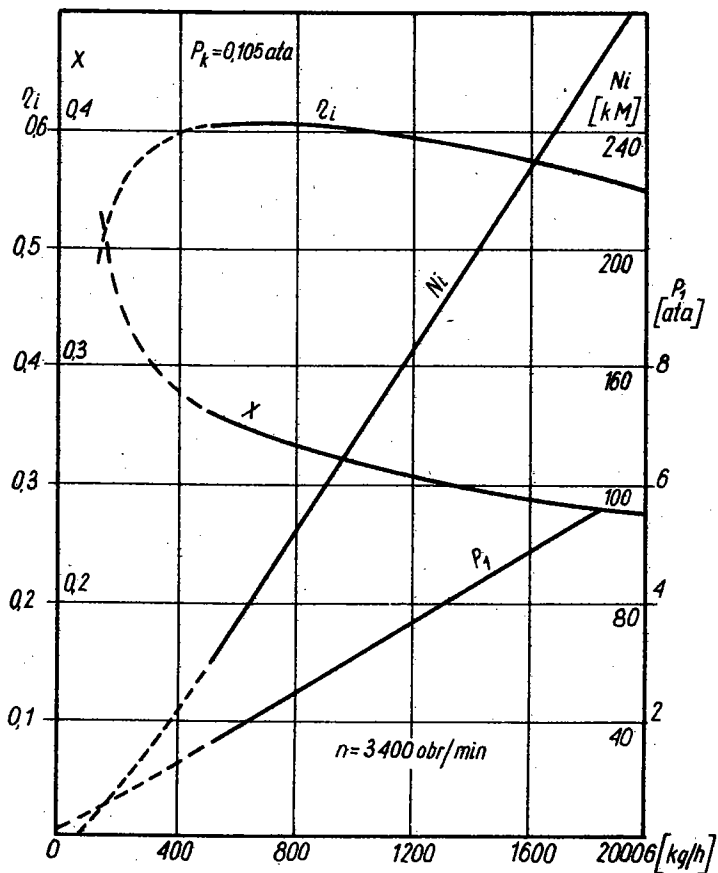
$$x = \sqrt{\frac{\omega^2}{8H_0} \sum_{i=1}^6 d_i^2}$$

gdzie:  $d_1$  - średnica średnica stopnia.

Przykładowe charakterystyki grupy stopni dla przeciwciśnienia 0,105 i 0,21 atą przedstawiono na rys.7 i 8.

Wyniki przeprowadzonych badań potwierdziły znany fakt, że przebieg sprawności wewnętrznej grupy stopni w funkcji natężenia przepływu pary może mieć różny charakter w zależności od własności badanej grupy stopni i zmian warunków jej pracy [4]. Niski poziom sprawności wewnętrznej osiągananej przez badaną grupę stopni tłumaczy się znacznie mniejszymi od optymalnych wskaźnikami prędkości stopni, małą wysokością kanałów przepływowych i starszym typem ich konstrukcji. Nieznacznym wpływem prędkości obrotowej na przelotność badanej grupy stopni, mieszczącej się w zasadzie w granicach dokładności pomiaru natężenia przepływu użytą normalną zwężką, wyjaśniony być może znaczny-

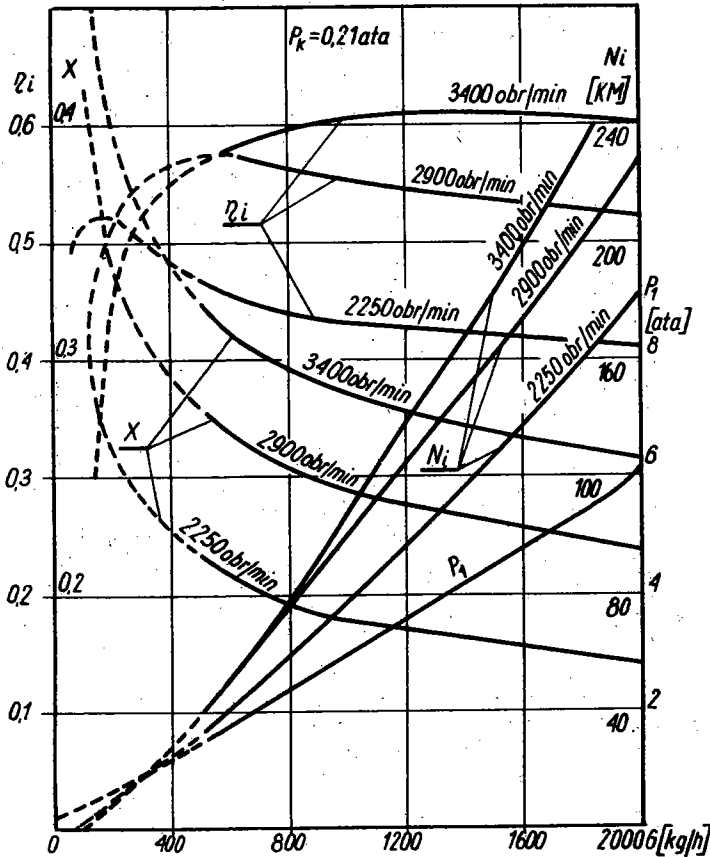
mi szczelinami osiowymi i promieniowymi w badanych stopniach oraz występowaniem krytycznych prędkości pary w pierwszym stopniu grupy w znacznym zakresie zmian natężenia przepływu pary.



Rys.7. Charakterystyki grupy stopni przy przeciśnieniu 0,105 ata

Przeprowadzone badania wskazały, między innymi, na potrzebę dalszych zabiegów w kierunku podniesienia dokładności pomiarów szczególnie przy poszukiwaniu bardziej subtelnych wpływów. Projekty takich zmian wchodziły w zakres 4 wykonanej pracy dyplomowej. Między innymi dla praktycznie wyeliminowania wpływu błędów pomiaru natężenia przepływu pary i prędkości obrotowej wirnika, przewiduje się przejście na pomiar ilości kondensatu zbiornikami miernicznymi, połączony z dalszą

zmianą sposobu uszczelniania dławic turbiny i zastosowanie elektronicznego, cyfrowego pomiaru prędkości obrotowej. Określenie mocy wewnętrznej ułatwi zmiana sposobu odczytu siły



Rys.8. Charakterystyki grupy stopni przy przeciwciśnieniu 0,21 ata

na ramieniu hamulca, nowy układ olejowy turbiny związany z odłączeniem pompy olejowej napędzanej od wirnika turbiny oraz pomiar momentu tarcia w łożyskach. Zmiany te wraz z budową stopni modelowych pomogą w podjęciu w przyszłości dalszych zadań badawczych.

### 7. Bibliografia

1. Miller A.: Badanie stopni turbinowych. Biuletyn Informacyjny Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej Nr 3/1965.

2. Uklański A., Jankowski J., Miller A.: Opracowanie wysoko-  
sprawnych profili łopatek (modernizacja układu łopatkowe-  
go) turbin Elektrociepłowni Żerań. Opracowanie ZTC nie-  
opublikowane.
3. Dejcz M.E., Trojanowski B.M.: Issledowanija i rasczety stu-  
pieniej osiewych turbin. Moskwa 1964.
4. Ainley D.G.: Performance of Axial-flow Turbines. The In-  
stitution of Mechanical Engineers Proceeding. 1948 vol 159  
War Emergency Issue No 41.