

na prawach rękopisu

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
INSTYTUT TECHNIKI CIEPLNEJ I MECHANIKI PŁYNÓW

Komunikat nr 267

C₃

OKREŚLENIE WŁASNOŚCI TERMODYNAMICZNYCH
ŁOPATKOWEJ ROZPREŻARKI ROTACYJNEJ
DO SKRAPLANIA AZOTU

P r a c a d o k t o r s k a

Zbigniew GNUTEK

P r o m o t o r

Prof. dr hab. Bogdan SUJAK

Słowa kluczowe: kriotechnika,
rozpreżarka rota-
cyjna, własności
termodynamiczne



Nr 3534

WROCŁAW, 1976

3534



Autor dziękuje Panu prof. dr hab. Bogdanowi Sujakowi
za sformułowanie koncepcji tej pracy, a także za stałą
opiekę przy jej realizacji.

mgr inż. Zbigniew Gnutek
Instytut Techniki Ciepłej
i Mechaniki Płynów

Określenie własności termodynamicznych łopatkowej
rozprężarki rotacyjnej do skraplania azotu.

W pracy analizowano działanie łopatkowego silnika
rotacyjnego pod kątem jego przydatności do pełnienia roli
rozprężarki w urządzeniach kriotechnicznych. Zbudowano model
matematyczny rozprężarki i przy jego pomocy określono wpływ
wielkości konstrukcyjnych i parametrów wlotowych czynnika
na jej sprawność wewnętrzną.

Wyniki badań doświadczalnych rozprężarki wraz z rezultatami
testowania na EMC modelu matematycznego świadczą o pełnej

Errata

Numeracja strona zawiera lukę dostrzeżoną po wydrukowaniu
pracy. Brak numerów 63, 64, 65, nie brakuje jednak stron.

Komunikat wpłynął
do Działu Wydawnictw
2.XI.1976 r.

Streszczenie

Praca pt. "Określenie własności termodynamicznych łopatkowej rozprężarki rotacyjnej do skraplania azotu", dotyczy koncepcji zastosowania w urządzeniach kriotechnicznych jako rozprężarki łopatkowego silnika rotacyjnego o płaskich łopatkach.

Szczegółowe uzasadnienie celowości podjęcia prac nad rozprężarką tego właśnie typu zawiera § 2.2. str. 22. Wartość takiej koncepcji całkowicie zależy od tego, czy termodynamiczne własności rotacyjnego silnika łopatkowego spełniają wymogi stawiane rozprężarkom w kriotechnice.

Celem przedkładanej pracy jest więc danie odpowiedzi na to pytanie po zrealizowaniu niżej przedstawionego programu badań:

- wyznaczenie zmiany w czasie układu sił działających na rozprężarkę (§ 4.3. str. 37),
- określenie pracy na pokonanie tarcia mechanicznego (§ 4.4. str. 4.8),
- wyznaczenie wpływu nieszczelności i przecieków gazu na proces ekspansji (§ 17 str. 59),
- wyznaczenie wpływu zmian z temperaturą współczynnika tarcia na wartość dysypacji pracy (§ 4.5. str. 53),
- uwzględnienie rzeczywistych własności gazu roboczego,

- uwzględnienie pasożytniczych strumieni ciepła z otoczenia (§ 4.6. str. 55),
- zbadanie wpływu przecieków w fazie wydmuchu na temperaturę końcową gazu (§ 4.10. str. 82).

Wyznaczenie tych wielkości i związków pozwoliło na określenie podstawowego dla rozprężarki wskaźnika jakim jest współczynnik sprawności wewnętrznej η_1 oraz na określenie spadku temperatury w rozprężarce, wyznaczenie mocy rozprężarki i wyznaczenie masowego natężenia przepływu.

W oparciu o w.w. związki dla wybranych danych wykonane zostały przy użyciu EMC obliczenia współczynnika sprawności wewnętrznej η_1 . Wyniki tych obliczeń przedstawiono na odpowiednich wykresach.

W § 6.1. ÷ 7. zawarto opis i wyniki badań doświadczalnych zbudowanego modelu rozprężarki. Dają one wraz z rezultatami testowania na EMC modelu matematycznego rozprężarki pozytywną odpowiedź na pytanie o przydatność kopatkowych silników rotacyjnych w kriotechnice.

Spis treści

Streszczenie	3
Wykaz ważniejszych oznaczeń stosowanych w pracy	9
I. WPROWADZENIE	13
1. Funkcja rozprężarki w obiegu kriotechnicznym; kryteria przydatności i wielkości opisującego rozprężarkę.	13
1.1. Funkcja rozprężarki.	13
1.2. Wielkości opisujące rozprężarkę.	15
1.3. Kryteria przydatności rozprężarki.	18
2. Rodzaje rozprężarek, sformułowanie tematu.	19
2.1. Rodzaje rozprężarek, ich cechy charakterystyczne, główne obszary zastosowania.	19
2.2. Rozprężarka rotacyjna.	22
2.3. Cel badań.	24
2.4. Przegląd problematyki związanej z termodynamiczną analizą pracy rozprężarki rotacyjnej.	25

II. ROZWIĄZANIE ANALITYCZNE	28
3. Opis konstrukcji rozprężarki rotacyjnej, oznaczenia, zależności geometryczne.	28
3.1. Opis konstrukcji rozprężarki, oznaczenia.	28
3.2. Zależności geometryczne.	30
4. Zjawiska i procesy zachodzące w rozprężarce	35
4.1. Uwagi wstępne.	35
4.2. Bilans komory rozprężarki.	35
4.3. Analiza sił występujących w rozprężarce.	37
4.4. Praca na pokonanie sił tarcia łopatk o wirnik i cylinder.	48
4.5. Wpływ temperatury na wartość l_f .	53
4.6. Określenie pasożytniczych strumieni ciepła dopływających do komory z otoczenia.	55
4.7. Strumienie czynnika dopływające i odpływa- jące z komory przez szczeliny.	59
4.8. Wyznaczenie różniczki dU oraz wyrażenia na pracę dL .	71
4.9. Równanie różniczkowe opisujące proces ekspansji czynnika w komorze.	75

4.10. Wyznaczenie temperatury gazu w króćcu wylotowym.	82
4.11. Teoretyczna sprawność wewnętrzna η_{i^T} rozprężarki.	90
4.12. Natężenie przepływu przez rozprężarkę, moc rozprężarki.	92
5. Badanie własności rozprężarki przy użyciu maszyny cyfrowej.	94
5.1. Teoretyczna wartość sprawności wewnętrznej η_{i^T} .	95
5.2. Inne zależności określane przy pomocy modelu matematycznego rozprężarki i maszyny cyfrowej.	100
III. BADANIA EKSPERYMENTALNE	102
6. Cel badań. Opis rozprężarki, stoiska i metody badań.	102
6.1. Cel badań.	102
6.2. Konstrukcja rozprężarki.	103
6.3. Opis stoiska i jego przeznaczenie.	106
6.4. Program badań.	110

7. Wyniki wstępnych eksperymentów.	111
7.1. Tabela wyników pomiarów.	111
7.2. Interpretacja wyników.	112
IV. WNIOSKI	114
V. SPIS LITERATURY	116
VI. DODATEK - TABELLE FUNKCJI $Z(\varphi)$	120

Wykaz ważniejszych oznaczeń stosowanych w pracy

b [mm]	- grubość łopatk
e [mm]	- mimośród
G [N]	- ciężar równoważący moment skrętny wału
h [mm]	- wysokość łopatk
h [kJ/kg]	- spadek entalpii właściwej czynnika roboczego
i [kJ/kg]	- entalpia właściwa czynnika roboczego
I [kJ/s]	- entalpia strumienia masy
k	- wykładnik adiabaty
K_N [W/kg]	- jednostkowa moc rozprężarki
L [mm]	- długość cylindra lub łopatk
L [J]	- praca wykonana w rozprężarce
L_{cf} [J]	- praca na pokonanie tarcia łopatk o cylinder
L_{wf} [J]	- praca na pokonanie tarcia łopatk o wirnik
l [m]	- długość
m [kg/s]	- masowe natężenie przepływu czynnika roboczego
m_R [kg]	- masa rozprężarki
M_s [J]	- moment skrętny wału
n [s ⁻¹]	- ilość obrotów wirnika
N_i [W]	- moc wewnętrzna rozprężarki
N_m [W]	- moc mechaniczna rozprężarki

- p_w [N/m²] - ciśnienie na wlocie do rozprężarki
- p_k [N/m²] - ciśnienie gazu w komorze na końcu ekspansji
- P_k [N] - siła Coriolisa
- P_r [N] - siła odśrodkowa
- P_z [N] - siła masowa wywołana zmiennym ruchem łopatek w rowku wirnika
- P_p [N] - siła wynikająca z różnicy ciśnień w dwóch sąsiednich komorach
- q_o [kJ/kg] - właściwa wydajność chłodnicza
- Q_f [J] - ciepło tarcia
- Q_z [J] - pasożytniczy strumień ciepła przepływający z otoczenia poprzez izolację i mostki cieplne do czynnika roboczego
- r [mm] - promień wirnika
- R [mm] - promień cylindra
- R [J/kg·K] - indywidualna stała gazowa
- s [mm] - szerokość szczeliny
- T_{ot} [K] - temperatura otoczenia
- T_w [K] - temperatura czynnika roboczego na wlocie do rozprężarki
- T_k [K] - temperatura rozprężonego gazu w komorze
- T_E [K] - temperatura gazu na wlocie z rozprężarki

- T_{rc} [N] - siła tarcia łopatki o cylinder
- T_{rw} [N] - siła tarcia łopatki o wirnik
- $V(\varphi)$ [m³] - objętość komory obróconej o kąt
- w [m/s] - prędkość czynnika w szczelinie
- z - ilość łopatek
- $Z(\varphi)$ - funkcja Z
- $\Delta p(\varphi)$ [N/m²] - różnica ciśnień w dwóch sąsiednich komorach
- ΔT [K] - spadek temperatury w rozprężarce.
- ΔT_f [K] - przyrost temperatury gazu wskutek tarcia poza fazą ekspansji
- η_i - współczynnik sprawności wewnętrznej rozprężarki
- σ - stopień rozprężania czynnika roboczego
- λ [°] - kąt między dwoma sąsiednimi łopatkami rozprężarki
- ρ_z [kg/m³] - gęstość materiału z którego wykonano łopatki
- ν [°] - kąt tarcia łopatki o cylinder
- μ_w - współczynnik tarcia łopatki o wirnik
- μ_c - współczynnik tarcia łopatki o cylinder
- X_1 - część całkowitego strumienia \dot{m} czynnika, która całkowicie rozpręża się w komorze

X_2 - część strumienia \dot{m} nie wykonującego pracy
w rozprężarce

X_3 - część strumienia \dot{m} , uciekająca z komory.

I. W P R O W A D Z E N I E

1. FUNKCJA ROZPRĘŻARKI^x W OBIĘGU KRIOTECHNICZNYM; KRYTERIA PRZYDATNOŚCI I WIELKOŚCI OPISUJĄCE ROZPRĘŻARKĘ.

1.1. Funkcja rozprężarki

W kriotechnicznym obiegu gazowym, rozprężarka spełnia rolę elementu obniżającego temperaturę czynnika roboczego. Obniżenie temperatury czynnika roboczego zachodzi podczas jego ekspansji przy jednoczesnym wykonywaniu pracy mechanicznej na rzecz otoczenia. Najprostszy obieg z rozprężarką podano na rys. 1. Właściwa wydajność chłodnicza q_0 tego układu /bez uwzględnienia strat/ wynosi [2, 3, 16]:

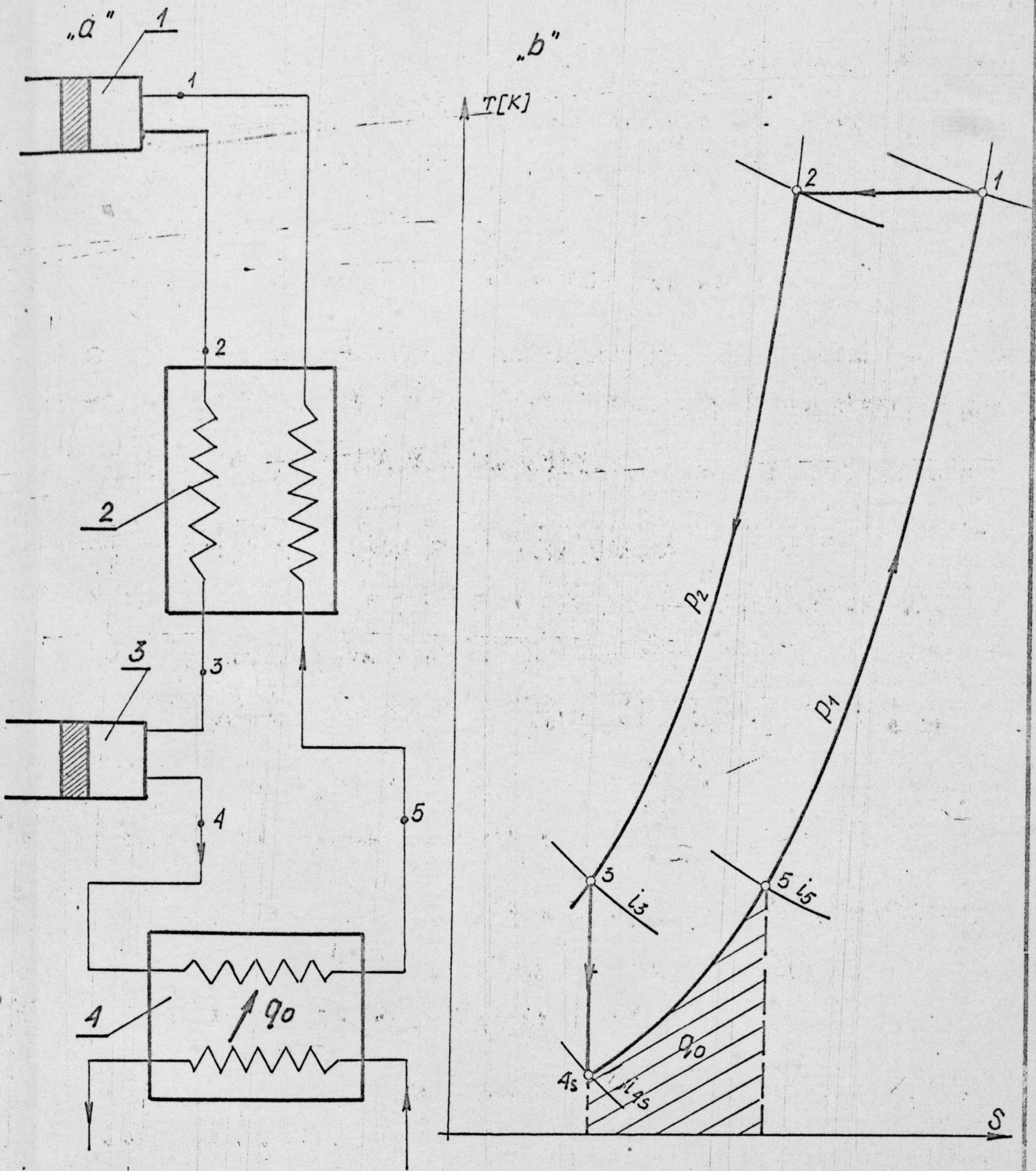
$$q_0 = (i_1 - i_2) + (i_3 - i_{4s}), \quad 1.1.$$

gdzie:

$(i_1 - i_2)$ - spadek entalpii jaki zrealizowano by w obiegu, gdyby zamiast rozprężarki zastosować zawór Joule'a - Thomsona.

$(i_3 - i_{4s})$ - spadek entalpii powstały w rozprężarce

x/ Niektórzy autorzy [31, 28] określenie „rozprężarka” zastępują słowem „detander”.



Rys. 1 Gazowy obieg kriotechniczny z rozprężarką
a/ schemat blokowy; 1 - sprężarka; 2 - wymiennik;
3 - rozprężarka; 4 - obiekt chłodzony
b/ schemat obiegu na wykresie T - s.

Właściwa wydajność chłodnicza obiegu z zaworem Joule'a - Thomsona q_o J-T jest zawsze mniejsza od właściwej wydajności chłodniczej równoważnego obiegu z rozprężarką

$$q_o > q_o \text{ J-T} \quad 1.2.$$

Dla niezbyt wysokich ciśnień można pokazać^x że:

$$i_1 - i_2 \ll i_3 - i_{4s} \quad 1.3.$$

o właściwej wydajności chłodniczej obiegu z rozprężarką q_o decyduje głównie praca rozprężarki.

1.2. Wielkości opisujące rozprężarkę

Rozprężarkę pod względem konstrukcyjnym i termodynamicznym cechują następujące wielkości:

- teoretyczny i rzeczywisty spadek entalpii h_o i h / patrz rys. 2/ [2, 3];

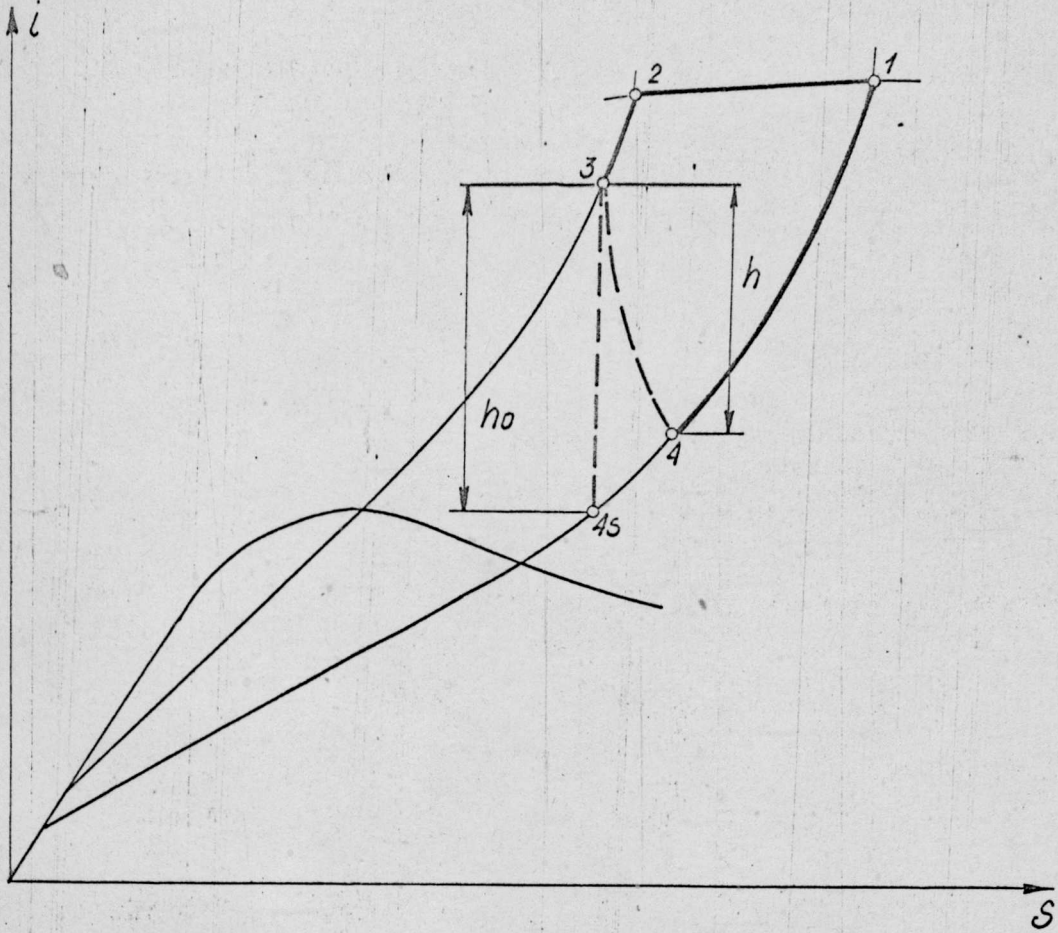
- współczynnik sprawności wewnętrznej η_i [2, 23]:

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_t} = \frac{m h}{m \cdot h_o} = \frac{h}{h_o}; \quad 1.4.$$

- współczynnik sprawności mechanicznej η_m :

$$\eta_m = \frac{N_m}{N_i}; \quad 1.5.$$

x/ Np. dla powietrza przy danych $p_1 = 1$ bar; $p_2 = 20$ bar; $T_1 = 300$ K mamy: $(i_1 - i_2) = 4,3$ kJ/kg zaś $(i_3 - i_{4s}) = 116,3$ kJ/kg /przy izentropowej ekspansji z p_2 do p_1 i $T_3 = 220$ K/.



Rys. 2. Obieg chłodziarki gazowej /patrz schemat blokowy na rys. 1/ przedstawiony na wykresie $i - s$.

- moc wewnętrzna rozprężarki N_i :

$$N_i = \dot{m} \cdot h; \quad 1.6.$$

- moc teoretyczna rozprężarki N_t :

$$N_t = \dot{m} \cdot h_0 \quad 1.7.$$

- moc mechaniczna rozprężarki N_m :

$$N_m = N_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m; \quad 1.8.$$

- masowe natężenie przepływu \dot{m} ;
- stopień rozprężania czynnika roboczego σ :

$$\sigma = \frac{p_w}{p_k}; \quad 1.9.$$

- ciśnienie czynnika roboczego na wlocie do rozprężarki p_w ;
- ciśnienie czynnika roboczego na wylocie z rozprężarki p_k ;
- spadek temperatury ΔT :

$$\Delta T = T_w - T_E \quad 1.10.$$

- temperatura czynnika roboczego na wlocie do rozprężarki T_w ;
- temperatura czynnika roboczego na wylocie z rozprężarki T_E ;
- liczba cykli pracy lub obrotów wału n ;
- jednostkowa^x moc rozprężarki K_N :

$$K_N = \frac{m \cdot h_o \cdot \eta_i}{m_R}; \quad 1.11.$$

- masa rozprężarki bez hamulca m_R .

Do pełnej charakterystyki rozprężarki pod względem konstrukcyjnym i termodynamicznym wystarczy ograniczyć się do

^x Wskaźnik ten ma znaczenie orientacyjne.

niektórych z omówionych wielkości, pozostałe są bowiem z nimi związane funkcyjnie. Najczęściej ograniczamy się do:

$$\{ p_w, T_w, p_k, \eta_i, m, h_o, K_M \}$$

1.3. Kryteria przydatności rozprężarki.

O ocenie rozprężarki w sensie jej przydatności do celów kriotechnicznych decyduje zbiór wskaźników rozumianych jako wskaźniki techniczno-eksploatacyjne. Wskaźnikami tymi mogą być wielkości opisujące rozprężarkę pod względem termodynamiczno-konstrukcyjnym jak również pewne pojęcia, których precyzyjne określenie w postaci liczby jest niemożliwe.

Za wskaźniki techniczno-eksploatacyjne przyjmuje się:

- możliwość realizacji spadku entalpii czynnika w założonych warunkach pracy (tj. dla danego p_w, T_w, m, σ),
- jakość realizacji ekspansji czyli η_i ,
- stopień komplikacji konstrukcji i technologii wykonania,
- koszt wytworzenia,
- stopień niezawodności i cechy eksploatacyjne,
- sposób odprowadzania mocy,
- gabaryty, ciężar.

Wskaźniki te służą do oceny i porównania różnych rodzajów rozprężarek.

2. RODZAJE ROZPRĘŻAREK; SFORMUŁOWANIE TEMATU

2.1. Rodzaje rozprężarek, ich cechy charakterystyczne, główne obszary zastosowania.

Podstawą podziału rozprężarek jest sposób ekspansji czynnika roboczego, czyli sposób wykonania przez gaz pracy na rzecz otoczenia.

Są dwie drogi realizacji tego zadania;

- w rozprężarkach objętościowych,
- w rozprężarkach rotodynamicznych.

W pierwszym przypadku czynnik wykonuje pracę na pokonanie sił ograniczających jego objętość; w drugim natomiast pracę wykona strumień gazu na skutek dynamicznego oddziaływania z wirnikiem rozprężarki.

Wśród rozprężarek objętościowych istnieje duża różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych dotyczących zarówno realizacji procesu zmiany objętości jak również sterowania, czy odprowadzenia mocy. Można przyjąć następujący podział rozprężarek tego typu:

- rozprężarki tłokowe,
- rozprężarki rotacyjne,
- rozprężarki śrubowe,
- rozprężarki zębate,
- rozprężarki mieszkowe,
- rozprężarki membranowe.

Najbardziej rozwinięte pod każdym względem są rozprężarki tłokowe, którym w literaturze poświęcono wiele miejsca [1, 2, 3, 10] .

Pozostaje znajdują się głównie w fazie prób i rozważań teoretycznych. W pracy [26] przedstawiono tabelę własności niektórych rozprężarek tłokowych.

Rozprężarki rotodynamiczne (czyli tzw. turborozprężarki) mogą być budowane jako;

1. turbiny osiowe,
2. turbiny odśrodkowe,
3. turbiny dośrodkowe akcyjne (o stopniu reakcyjności $q_r \leq 0,15$),
4. turbiny dośrodkowe akcyjno-reakcyjne ($0,15 \leq q_r < 0,35$),
5. turbiny dośrodkowe reakcyjne ($q_r < 0,5$).

Jak wykazał P. Kapica [3] do roli turborozprężarki najbardziej nadają się turbiny dośrodkowe reakcyjne.

Dane konstrukcyjno-termodynamiczne dla niektórych turborozprężarek przedstawiono w [26] .

Rozprężarki tłokowe cechuje [2, 3, 10]:

- możliwość pracy w dużym zakresie ciśnień i temperatur, przy dużych wartościach σ ,
- stosunkowo małe wartości \dot{m} ,
- niski wskaźnik mocy K_N .

- niskie obroty ze względu na przekazywanie mocy poprzez układ korbowy ,
- niezbyt wysokie wartości współczynnika sprawności wewnętrznej η_i ,
- duży stopień komplikacji konstrukcji.

Natomiast turborozprężarki cechują się:

- wysoką sprawnością wewnętrzną η_i ,
- możliwością pracy przy niskim ciśnieniu,
- dużym natężeniem przepływu,
- prostotą konstrukcji,
- małymi gabarytami,
- wysokimi obrotami,
- skomplikowaną i drogą technologią wykonania.

W praktyce, niejednokrotnie zachodzi konieczność konstrukcji rozprężarki przeznaczonej do pracy w zakresie parametrów, dla których zarówno rozprężarki tłokowe jak i turborozprężarki nie wykazują zbyt korzystnych charakterystyk^x.

W przypadkach takich możliwe są dwie drogi postępowania:

- Szczególnie staranne opracowanie konstrukcji istniejących tj. turborozprężarek lub rozprężarek tłokowych ,

^x Np. z tabel 1 i 2 pracy [26] można zauważyć, że dla natężeń przepływu m ok. 50 - 200 kg/h powietrza i 20 - 100 kg/h helu rozprężarki tłokowe cechuje duży ciężar /ok.400-800kg/ turborozprężarki natomiast wysokie obroty /ok.150000 obr/min/ i bardzo małe gabaryty wirnika.

- opracowanie nowej konstrukcji rozprężarki.

Niniejsza praca poświęcona jest próbie opracowania pod względem termodynamicznym łopatkowej rozprężarki rotacyjnej.

2.2. Rozprężarka rotacyjna

Rozwój kriotechniki w kraju jest poważnie ograniczony brakiem podstawowego osprzętu i podzespołów umożliwiających komponowanie układów chłodzących i skraplających o różnym przeznaczeniu. Braki te mogą być doraznie usunięte na drodze importu. Mając jednak na uwadze możliwość szybkiego rozwoju niektórych gałęzi kriotechniki niezbędne jest podjęcie produkcji takich elementów także przez przemysł krajowy. Wśród podzespołów, o których tu mowa, szczególne miejsce zajmują rozprężarki, dotychczas w kraju wogóle nie produkowane.

W przypadku zupełnego braku doświadczenia w tym zakresie, celowym wydaje się skierowanie uwagi na znane i produkowane w kraju urządzenia, które mogłyby służyć za pierwowzór rozprężarki. Wśród urządzeń ekspansyjnych, jakie można spotkać w różnych gałęziach techniki na uwagę zasługują łopatkowe silniki rotacyjne stosowane do napędu narzędzi pneumatycznych. W tabeli 1 [32] zestawiono dane techniczne dotyczące niektórych, produkowanych seryjnie narzędzi pneumatycznych, do napędu których użyto ww silników.

Tabela 1

Lp.	Nazwa i typ narzędzia	Cisnie	Nateż.	Moc	Cież.	Obroty n		Ilość kopatek
		nie	prze-	N	narzę-	sil-	na-	
		nomi-	prywu		dzia	nika	rzę-	
		nalne	m		m _N		dzia	
		P _o						
		ata	kg/h	W	kg	obr	obr	
						min	min	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Wiertarka FB-4 /Premag"Geisenheim/	6	23,3	110	0,9	10000	-	-
2	Wiertarka PRDa 10	6	63	400	2,5	8000	1400	4
3	Wiertarka kątowna PRD e-6	6	39	118	1,3	10000	1800	4
4	Wiertarka górnicza WP-8	5-6	117	1110	8,7	-	850	7
5	Szlifierka Sz R-06	6	54,5	220	2	6000	-	4
6	Szlifierka PRBb-50	6	39	220	-	12000	-	-
7	Szlifierka PRBb-100	6	78	660	-	6000	-	-
8	Szlifierka PRBb-150	6	117	1030	-	4200	-	6
9	Szlifierka PRBb-200	6	124	1110	-	3200	-	-
10	Szlifierka czółowa J-44	-	78	220	5	4500	-	4
11	Wkrętak PRM aB	6	23,3	600	-	10000	1500	4
12	Wkrętak PRM a 12	6	30	850	-	6000	1000	-
13	Klucz pneumatyczny J-51	5,5-6	117	1470	13,8	-	650	-
14	Nożyce penumatyczne N2	6	39	110	2,3	-	2100	4

Przytoczone w tabeli informacje dotyczą co prawda nie samego silnika, lecz całego narzędzia, ale jednostkowe wskaźniki mocy, obroty i natężenia przepływu są bardzo obiecujące. Uruchomienie w kraju na tej bazie, produkcji rozprężarek kriotechnicznych byłoby znacznie uproszczone, ponieważ jest już rozwiązanych wiele problemów konstrukcyjno-technologicznych i organizacyjnych.

Wartość takiej koncepcji całkowicie zależy od tego, czy termodynamiczne własności rotacyjnego silnika łopatkowego spełniają wymogi stawiane rozprężarkom w kriotechnice. Celem przedkładanej pracy jest więc danie odpowiedzi na to pytanie po zrealizowaniu niżej przedstawionego programu badań.

2.3. Cel badań

Podstawowym celem badań jest:

"Określenie własności termodynamicznych rozprężarki rotacyjnej w zależności od jej parametrów konstrukcyjnych i parametrów czynnika z punktu widzenia możliwości zastosowania do skraplania azotu".

Rozwiązanie tak sformułowanego problemu polega na:

- Określeniu przebiegu temperatury gazu w procesie ekspansji;
- Wyznaczeniu zmiany w czasie układu sił działających na łopatkę;
- Określeniu pracy na pokonanie tarcia mechanicznego;
- Wyznaczeniu wpływu nieszczelności i przecieków gazu na proces ekspansji;

- Wyznaczeniu wpływu zmian z temperaturą współczynnika tarcia na wartość dysypacji pracy;
- Uwzględnieniu rzeczywistych własności gazu roboczego;
- Uwzględnieniu pasożytniczych strumieni ciepła z otoczenia;
- Zbadanie wpływu przecieków w fazie wydmuchu na temperaturę końcową gazu.

Wyznaczenie tych wielkości i związków pozwoli na:

- Określanie podstawowego dla rozprężarki wskaźnika tj. współczynnika sprawności wewnętrznej η_i ;
- Określenie spadku temperatury w rozprężarce;
- Wyznaczenie mocy rozprężarki;
- Wyznaczenie masowego natężenia przepływu.

2.4. Przegląd problematyki związanej z termodynamiczną analizą pracy rozprężarki rotacyjnej.

Pomysł zastosowania łopatkowego silnika rotacyjnego jako rozprężarki spowodował konieczność zwrócenia uwagi na termodynamiczną analizę pracy tego silnika, jaka znajduje się w literaturze przedmiotu. Autorowi nie są znane prace, które zajmowałyby się wogóle termodynamiczną analizą działania łopatkowej rozprężarki rotacyjnej. Działanie łopatkowych silników penumatycznych do napędu narzędzi przedstawia natomiast w swojej pracy [32]

A. Uzarowicz.

Zakłada on iż czynnik roboczy w silniku ekspanduje w przybliżeniu izotermicznie. Nie analizuje się działających na łopatkę, a moc na pokonanie tarcia ocenia na ok. 10 % mocy rozprężarki. Nie uwzględnia również przecieków wewnątrz rozprężarki, ani pasożytniczych strumieni ciepła.

Tak przedstawiony termodynamiczny opis silnika rotacyjnego nie może służyć za podstawę określenia własności rozprężarki rotacyjnej pracującej w innym obszarze temperatur.

Bardziej szczegółową analizę pracy podobnego urządzenia można spotkać przy opisie sprężarek rotacyjnych. W[9] autorzy analizują siły działające na łopatkę i określają moc tarcia łopatek o cylinder i o wirnik, nie uwzględniając jednak zmiany współczynnika tarcia z temperaturą. Przy analizie procesu sprężania nie uwzględniono także nieszczelności. Nie zachodziła również potrzeba uwzględniania pasożytniczych strumieni ciepła z otoczenia.

Rozpatrując rozprężarki objętościowe, a taką właśnie jest łopatkowa rozprężarka rotacyjna, wiele miejsca poświęcono analizie samego procesu ekspansji [2, 3, 7].

Najczęściej [2] przyjmuje się, że ekspansja zachodzi wg politropy.

Wykładnik politropy uwzględnia możliwe do określenia pasożytnicze strumienie ciepła. Traktowanie przemiany ekspansji jako politropy, nie zawsze prowadzi do poprawnego i wystarczająco dokładnego oszacowania temperatury przy końcu procesu ekspansji.

Określenie zmian pracy tarcia mechanicznego wymaga znajomości zmiany współczynnika tarcia z temperaturą. Prace w tym zakresie prowadzone są aktualnie przez wielu badaczy [2, 3,]. Brak jest jednak, rozsądnego i w miarę pełnego obrazu zjawisk tarcia w niskich temperaturach.

II. ROZWIĄZANIE ANALITYCZNE

3. OPIS KONSTRUKCJI ROZPRĘŻARKI ROTACYJNEJ, OZNACZENIA, ZALEŻNOŚCI GEOMETRYCZNE.

3.1. Opis konstrukcji rozprężarki, oznaczenia

Uproszczony schemat części roboczej żopatkowej rozprężarki rotacyjnej przedstawiono na rysunku 3.

Poszczególne symbole na tym rysunku oznaczają:

R - promień cylindra,

r - promień wirnika,

e - mimośród,

L - długość cylindra i żopatki,

φ - kąt obrotu żopatki,

$\varrho(\varphi)$ - promień wodzący końca żopatki,

λ - kąt między dwoma sąsiednimi żopatkami,

α_1 - kąt początku napełniania,

α_2 - kąt końca napełniania,

α_3 - kąt początku wytkaczania,

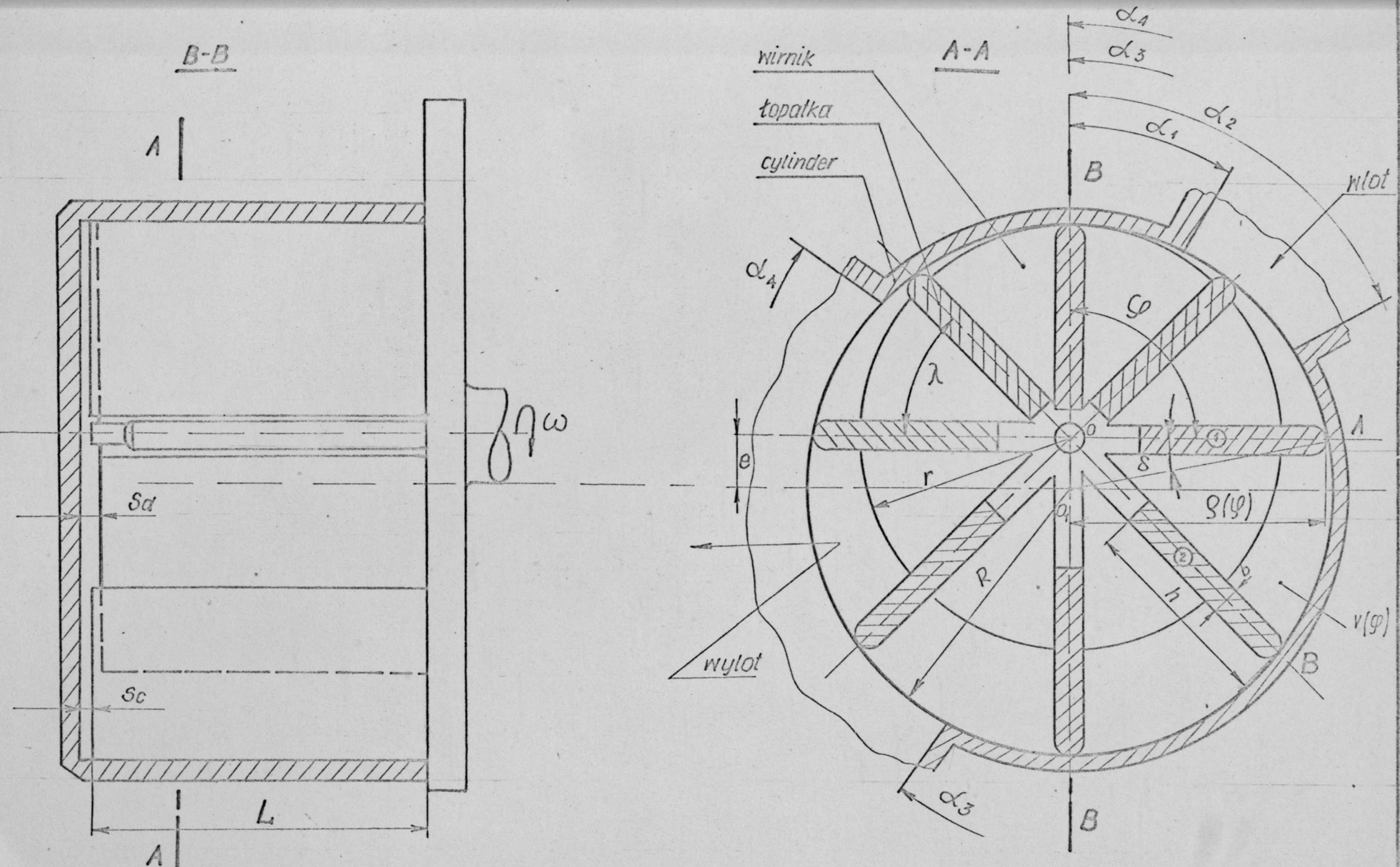
α_4 - kąt końca wytkaczania,

b - grubość żopatki,

h - wysokość żopatki,

δ - kąt między żopatką a kierunkiem promienia cylindra,

s_m, s_c, s_d - szerokość szczeliny



Rys. 3. Schemat części roboczej rozprężarki rotacyjnej.

Oprócz ww wielkości, do charakterystyki rozprężarki rotacyjnej podwzględem konstrukcyjnym należy zaliczyć:

z - ilość łopatek,

n - ilość obrotów wirnika,

ρ_t - gęstość materiału z którego wykonano łopatki,

oraz rodzaj materiału z których wykonano poszczególne elementy.

3.2. Zależności geometryczne

Przed przystąpieniem do omawiania zjawisk i procesów zachodzących w rotacyjnej rozprężarce łopatkowej omówimy podstawowe zależności geometryczne:

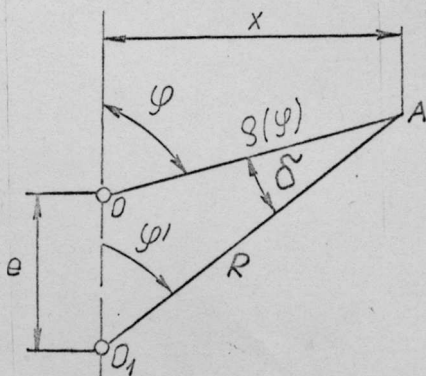
a/ Nismość e :

$$e = R - r. \quad 3.1.$$

b/ Kąt między dwoma sąsiednimi łopatkami λ :

$$\lambda = \frac{2\pi}{z} \quad 3.2.$$

c/ Promień wodzący końca łopatki $\rho(\varphi)$ można określić rozważając szkic przedłożony na rys. 4



Rys. 4. Szkic do wyznaczenia promienia wodzącego.

Z zależności trygonometrycznych dla trójkąta OO_1A (rys. 4)

mamy:

$$x = \varrho(\varphi) \cdot \sin \varphi,$$

$$x = R \sin \varphi',$$

czyli:

$$\varrho(\varphi) = R \frac{\sin \varphi'}{\sin \varphi} = R \frac{\sin (\varphi - \delta)}{\sin \varphi}. \quad 3.3.$$

Z twierdzenia sinusów mamy:

$$\frac{e}{\sin \sigma} = \frac{R}{\sin \varphi}. \quad 3.4.$$

Po skojarzeniu związku 3.3 z 3.4 i przekształceniu mamy:

$$\begin{aligned} \varrho(\varphi) = R & \left[\sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi} - \left(\frac{e}{R}\right) \cos \varphi \right] \approx \\ & R \left[1 - \left(\frac{e}{R}\right) \cos \varphi - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi \right], \end{aligned} \quad 3.5.$$

gdzie,

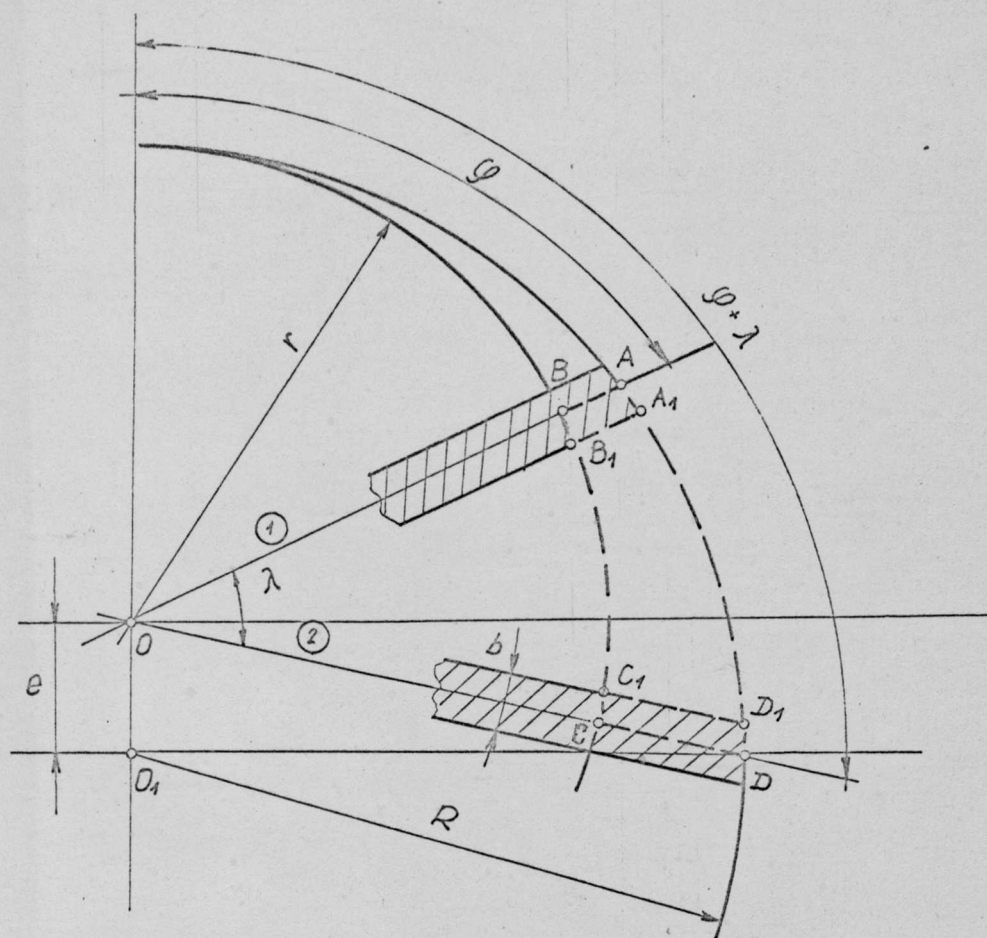
$\frac{e}{R}$ - względny mimośród.

Wartość tego mimośrodu nie przekracza 0,25 więc uproszczenie przyjęte w 3.5. jest dopuszczalne.

d/ Objętość komory w funkcji położenia $V(\varphi)$.

Położenie komory określimy kątem φ :

Przez komorę, której położenie określa kąt φ rozumiemy komorę /p. rys. 3/ ograniczoną kpatkami ① i ② obróconymi od położenia zerowego o kąty φ i $(\varphi + \lambda)$



Rys. 5. Szkic do wyznaczenia objętości komory $V(\varphi)$.

Objętość komory $V(\varphi)$ wynosi:

$$V(\varphi) = F(\varphi) \cdot L, \quad 3.6.$$

gdzie:

$F(\varphi)$ - pole powierzchni przekroju, komory, tj. pole figury $A_1 B_1 C_1 D_1$.

Pole to można wyznaczyć ze wzoru:

$$F(\varphi) = F_{A_1 B_1 C_1 D_1} = F_{ABCD} - (F_{ABB_1 A_1} + F_{CDD_1 C_1}). \quad 3.7.$$

Pole figury F_{ABCD} wyznaczmy korzystając ze wzoru:

$$dF = \left[\frac{1}{2} \varrho(\varphi)^2 - \frac{1}{2} r^2 \right] \cdot d\varphi, \quad 3.8.$$

lub

$$F_{ABCD} = F = \int_{\varphi}^{\varphi+\lambda} \left[\frac{1}{2} \varrho(\varphi)^2 - \frac{1}{2} r^2 \right] d\varphi. \quad 3.9.$$

Po podstawieniu równania 3.5. do 3.9., scałkowaniu i przekształceniu, otrzymamy:

$$F_{ABCD} = \frac{1}{2} R^2 \left\{ \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left[\sin \lambda \cos (2\varphi + \lambda) - \lambda \right] + \right. \\ \left. + 2 \left(\frac{e}{R} \right) \left[\lambda - 2 \sin \frac{\lambda}{2} \cos \left(\varphi + \frac{\lambda}{2} \right) \right] \right\}. \quad 3.10.$$

Natomiast:

$$F_{ABB_1A_1} + F_{CDD_1C_1} \cong \frac{1}{2} \left[\varrho(\varphi) - r \right] \cdot b - \frac{1}{2} \left[\varrho(\varphi + \lambda) - r \right] \cdot b, \quad 3.11.$$

lub po uwzględnieniu wyrażeń na $\varrho(\varphi)$, $\varrho(\varphi + \lambda)$ oraz, że $r = R - e$, mamy:

$$F_{ABB_1A_1} + F_{CDD_1C_1} = \frac{1}{2} R^2 \frac{b}{R} \left\{ \left(\frac{e}{R} \right) \left[2 - \cos \varphi - \cos(\varphi + \lambda) \right] - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left[\sin^2 \varphi + \sin^2(\varphi + \lambda) \right] \right\}. \quad 3.12.$$

Podstawiając z kolei 3.7; 3.10 i 3.12. do 3.6. i przekształcając, otrzymamy:

$$V(\varphi) = R^2 L \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left[\sin \lambda \cos (2\varphi + \lambda) - \lambda \right] + \right. \\ \left(\frac{e}{R} \right) \left[\lambda - 2 \sin \frac{\lambda}{2} \cos \left(\varphi + \frac{\lambda}{2} \right) \right] - \frac{1}{2} \left(\frac{b}{R} \right) \left(\frac{e}{R} \right) \left[2 - \cos \varphi - \cos(\varphi + \lambda) \right] + \\ \left. + \frac{1}{4} \left(\frac{b}{R} \right) \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left[\sin^2 \varphi + \sin^2(\varphi + \lambda) \right] \right\}. \quad 3.13.$$

Wyrażenie w nawiasie klamrowym jest funkcją zależną od φ ,
 $\frac{e}{R}$, $\frac{b}{R}$ oraz λ .

Oznaczmy ją przez $Z(\varphi)$ podkreślając w ten sposób, że pozostałe zmienne traktujemy jako parametry.

Objętość kołory będzie więc określona zależnością:

$$V(\varphi) = R^2 L \cdot Z(\varphi). \quad 3.14.$$

Funkcję Z , ze względów rachunkowych, wygodniej jest zapisać w formie:

$$Z(\varphi) = a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3 \sin 2\varphi + a_4 \cos 2\varphi + a_5, \quad 3.15.$$

gdzie:

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{e}{R} \left(2 \sin^2 \frac{\lambda}{2} - \frac{1}{2} \frac{b}{R} \sin \lambda \right), \\ a_2 &= \frac{1}{2} \frac{e}{R} \left[(1 + \cos \lambda) \frac{b}{R} - 2 \sin \lambda \right], \\ a_3 &= \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left[\frac{1}{4} \frac{b}{R} \sin 2\lambda - \sin^2 \lambda \right], \\ a_4 &= \frac{1}{4} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left[\sin 2\lambda - \frac{1}{2} \frac{b}{R} (1 + \cos 2\lambda) \right], \\ a_5 &= \frac{e}{R} \left(\lambda - \frac{b}{R} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \left(\lambda - \frac{1}{2} \frac{b}{R} \right). \end{aligned} \quad 3.16.$$

natomiast $\frac{b}{R}$ jest względną grubością łopatkki.

Funkcję $Z(\varphi)$ można stabelaryzować. W dodatku do pracy, zamieszczone są wartości funkcji $Z(\varphi)$ dla wybranych danych.

4. ZJAWISKA I PROCESY ZACHODZĄCE W ROZPRĘŻARCE

4.1. Uwagi wstępne

Na proces ekspansji gazu w rozprężarce wpływ mają głównie trzy grupy czynników:

Czynniki wynikające ze zmieniających się własności ciał w obszarze niskich temperatur tj. głównie zmiana współczynnika tarcia z temperaturą i rzeczywiste własności czynnika roboczego.

Czynniki wynikające z zasady działania i konstrukcji rozprężarki, w szczególności tarcie łopatek o cylinder wskutek sił masowych i sił od różnicy ciśnień, oraz nieszczelności wewnętrzne w rozprężarce.

Czynniki wynikające z charakteru i miejsca pracy rozprężarki. Tu najistotniejsze wydają się pasożytnicze strumienie ciepła z otoczenia.

4.2. Bilans komory rozprężarki

Dla gazu znajdującego się w komorze zajmującej położenie jak na rys. 6, bilans energii wyraża się równaniem:

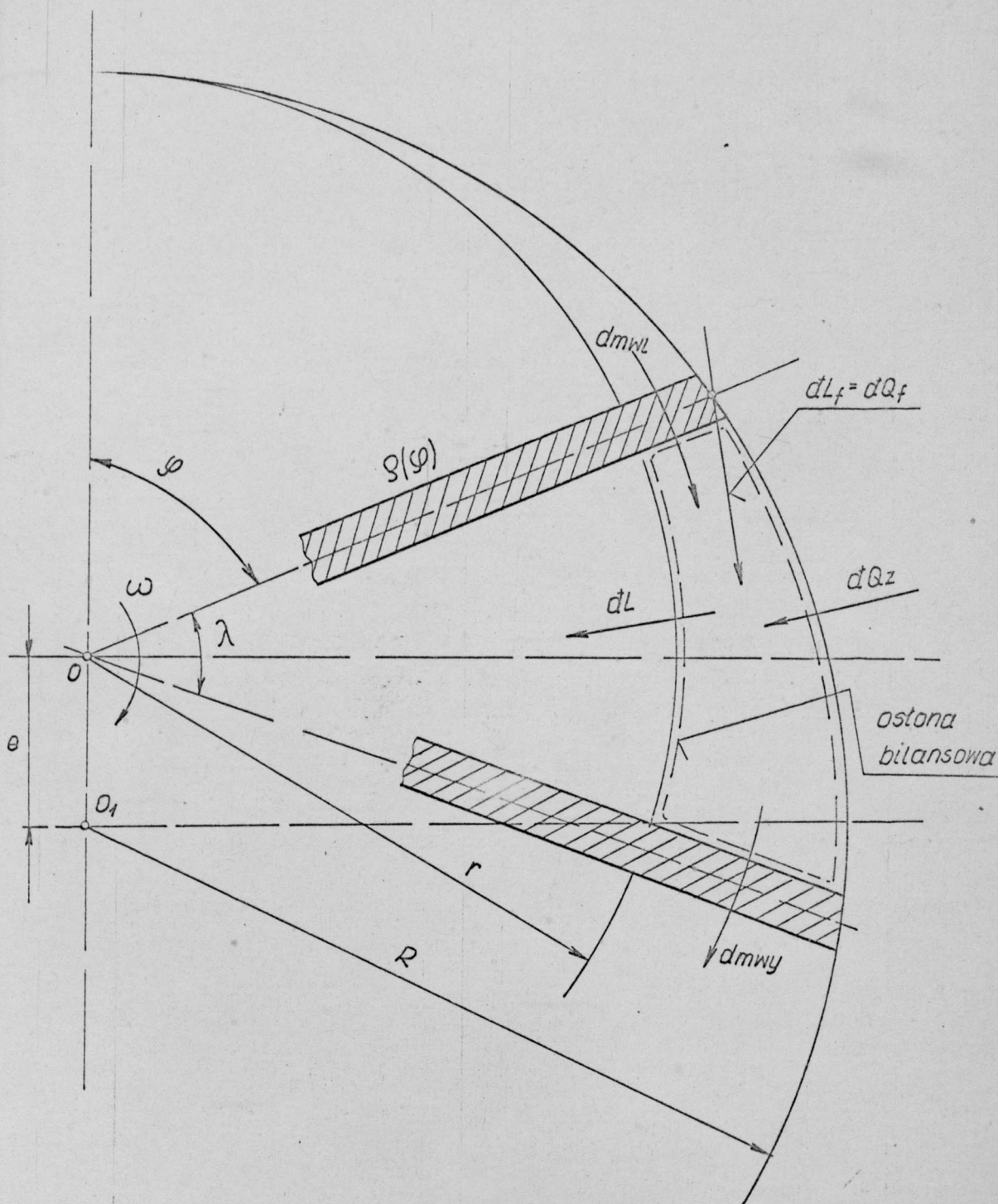
$$dQ_f + dQ_z + dm_{wl} \cdot i_{wl} = dU + dE_k + dL + dm_{wy} \cdot i_{wy} + dE_p; 4.1.$$

gdzie:

dQ_f - elementarna praca na pokonanie tarcia,

dQ_z - elementarna pasożytnicza ilość ciepła z otoczenia,

dm_{wl} - elementarna masa dopływająca do komory,



Rys. 6: Szkic komory dla ustanowienia bilansu.

- i_{wl} - entalpia elementarnej masy dopływającej do komory,
- dU - przyrost energii wewnętrznej,
- dE_k - przyrost energii kinetycznej,
- dE_p - przyrost energii potencjalnej,

- dL - elementarna praca wykonana przez gaz w rozprężarce,
 dm_{wy} - elementarna masa gazu wypływającego z komory,
 i_{wy} - entalpia elementarnej masy gazu wypływającego z komory.

Określimy teraz poszczególne różniczki wchodzące do równania 4.1., które po uwzględnieniu, że $dE_k \approx 0$ i $dE_p \approx 0$ przybierze postać:

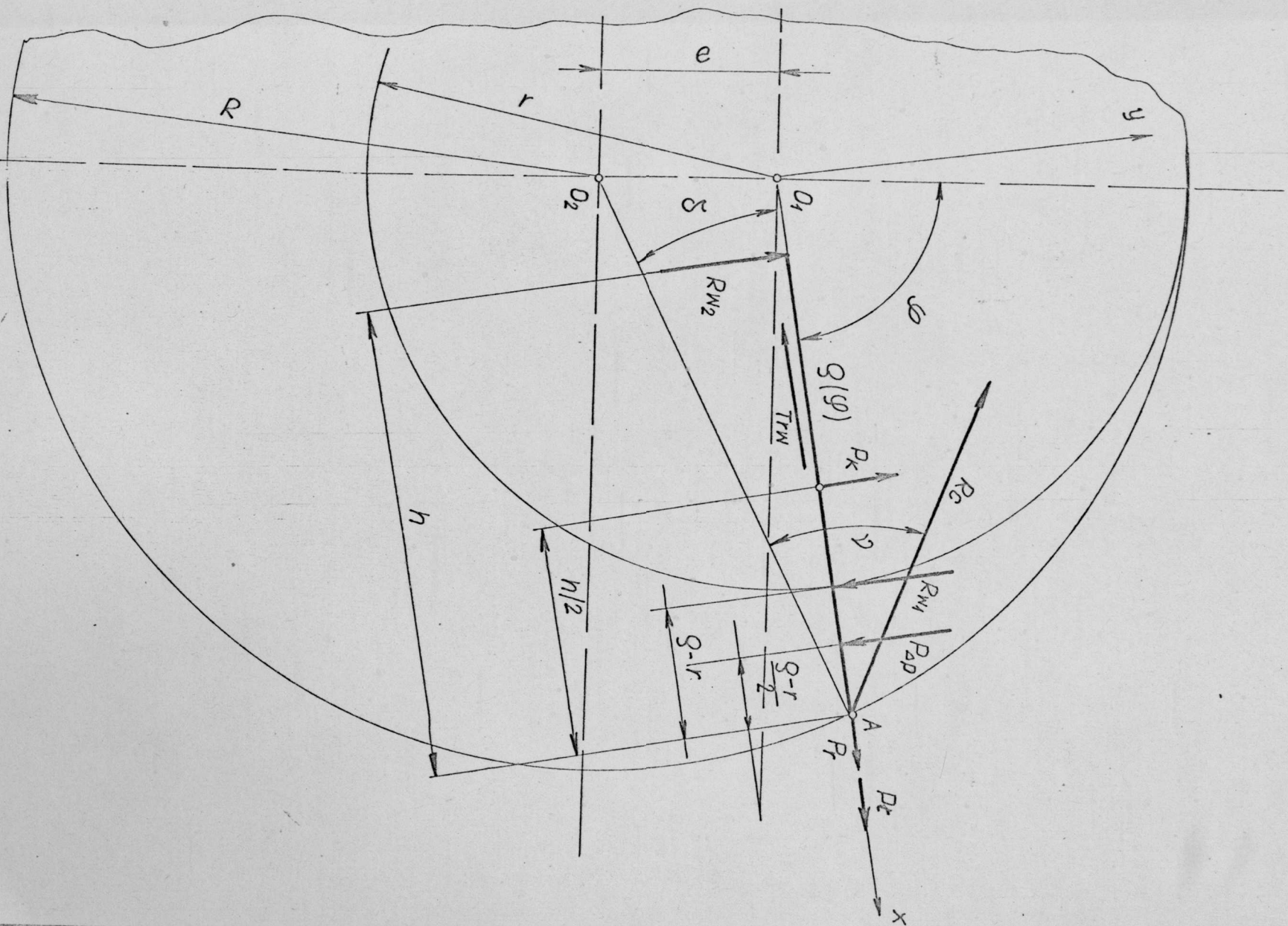
$$dQ_f + dQ_z + dm_{wl} \cdot i_{wl} = dU + dL + dm_{wy} \cdot i_{wy} \quad 4.1a$$

4.3. Analiza sił występujących w rozprężarce

Na rys. 7 przedstawiono schemat sił czynnych i biernych działających na ruchome elementy rozprężarki.

Poszczególne symbole oznaczają:

- \vec{P}_k - siła Coriolisa,
 \vec{P}_r - siła odśrodkowa,
 \vec{P}_z - siła masowa wywołana zmiennym ruchem żopatki w rowku,
 $\vec{P}_{\Delta p}$ - siła od różnicy ciśnień w dwu sąsiednich komorach rozprężarki,
 \vec{R}_{w1} i \vec{R}_{w2} - reakcja wirnika na żopatkę,
 \vec{R}_c - reakcja cylindra na żopatkę,
 \vec{T}_{rw} - siła tarcia żopatki o wirnik,
 γ - kąt tarcia żopatki o cylinder.



Rys. 7. Schemat sił działających na urządzenie wirnikowe - cylinder

Siły czynne działające na łopatkę, to: siła odśrodkowa, siła Coriolisa, siła masowa wywołana zmiennym ruchem łopatki w rowku oraz siła pochodząca od różnicy ciśnień.

Wyrażenia opisujące zmianę modułu sił występujących w rozprężarce w zależności od jej parametrów konstrukcyjnych i kąta φ przedstawiono niżej.

4.3.1. Siła odśrodkowa

Siłę odśrodkową działającą na ruchomą łopatkę opisuje znane wyrażenie:

$$\vec{P}_r = m\omega^2 r_s, \quad 4.2.$$

gdzie:

m — masa łopatki,

ω — prędkość kątowna wirnika,

r_s — promień wodzący środka ciężkości łopatki.

$$r_s = \varrho(\varphi) - \frac{h}{2} \quad 4.3.$$

oraz

$$m = b \cdot h \cdot L \cdot \varrho_t \quad 4.4.$$

gdzie:

ϱ_t — gęstość materiału z jakiego wykonano łopatkę.

Po uwzględnieniu 3.5., 4.3. i 4.4. możemy 4.2. napisać w postaci:

$$P_r = b \cdot h \cdot L \cdot \varrho_t \cdot \omega^2 \cdot R \left[1 - \left(\frac{e}{R}\right) \cos \varphi - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{2} \frac{h}{R} \right]. \quad 4.5.$$

W wyrażeniu tym pojawia się wielkość h/R . Wielkość tą nazywać będziemy względną wysokością łopatkki.

4.3.2. Siła Coriolisa

Siłę Coriolisa działającą na ruchomą łopatkę opisuje znane wyrażenie:

$$P_k = 2 m \omega \cdot w \quad 4.6.$$

gdzie w jest prędkością łopatkki w ruchu posuwisto - zwrotnym w rowku wirnika i wyraża się zależnością:

$$w = \frac{d\varphi(\varphi)}{dt} \quad 4.7.$$

Różniczkując 3.5. i wstawiając do 4.6. otrzymamy:

$$P_k = 2b \cdot h \cdot L \cdot \varrho_k \cdot \omega^2 R \left[\left(\frac{e}{R} \right) \sin \varphi - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin 2\varphi \right], \quad 4.8.$$

gdzie:

$$\varphi = \omega \cdot t \quad 4.9.$$

4.3.3. Siła masowa wywołana zmiennym ruchem łopatkki w rowku

$$P_k = m \cdot a_k = m \cdot \frac{d^2 \varphi(\varphi)}{dt^2}, \quad 4.10.$$

gdzie: a_k jest przyspieszeniem łopatkki w ruchu posuwisto zwrotnym.

Po obliczeniu pochodnej i wstawieniu do 4.10. otrzymamy:

$$P = b \cdot h \cdot L \cdot \varrho_k \cdot \omega^2 R \left[\left(\frac{e}{R} \right) \cos \varphi - \left(\frac{e}{R} \right)^2 \cos 2\varphi \right]. \quad 4.11.$$

4.3.4. Siła pochodząca od różnicy ciśnień w dwóch sąsiednich komorach.

$$P_{\Delta p} = \Delta p(\varphi) \cdot F_z(\varphi); \quad 4.12.$$

gdzie $\Delta p(\varphi)$ - różnica ciśnień w dwóch sąsiednich komorach,

$F_z(\varphi)$ - pole powierzchni wystającej części łopatkki;

$$F_z(\varphi) = \left[g(\varphi) - r \right] \cdot L = R \cdot L \left[\left(\frac{e}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right]. \quad 4.13.$$

Różnicę $\Delta p(\varphi)$ można określić, gdy znana jest funkcja

$p = f(\varphi)$. Dla rozpatrywanej rozprężarki jest to wielkość

poszukiwana. Chcąc wyznaczyć wartość pracy na pokonanie tarcia

łopatek /szczególnie w rowku wirnika/ możemy przyjąć zależność

$p = f(\varphi)$ taką, jakgdyby w idealnie szczelnej komorze izentropowo ekspandował gaz doskonały. Umożliwi to określenie $\Delta p(\varphi)$.

Podczas jednego pełnego obrotu łopatkki, wielkości $\Delta p(\varphi)$

a więc i siła $P_{\Delta p}$ zmienia się w kilku przedziałach:

a/ dla

$$\alpha_1 < \varphi < \alpha_2$$

$$P_{\Delta p} = 0$$

4.14a.

b/ dla

$$\alpha_2 < \varphi < \alpha_2 + \lambda$$

$$P_{\Delta p} = RLp_w \left[\left(\frac{e}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\varphi)} \right]^k \right\}$$

4.14b

c) dla

$$\alpha_2 + \lambda < \varphi < \alpha_3 - \lambda$$

$$P_{\Delta p} = RL p_w \left[\left(\frac{e}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot \left\{ \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\varphi - \lambda)} \right]^k - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\varphi)} \right]^k \right\}$$

4.14c

d/ dla $\alpha_3 - \lambda < \varphi < \alpha_3$

$$P_{\Delta p} = RL p_w \left[\left(\frac{e}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot \left\{ \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\varphi - \lambda)} \right]^k - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \right\}$$

4.14d

e/ dla $\alpha_3 < \varphi < \alpha_4$

$$P_{\Delta p} = 0$$

4.14e

f/ dla $\alpha_4 < \varphi < \alpha_4 + \lambda$

$$P_{\Delta p} = RL p_w \left[\left(\frac{e}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \cdot \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_4)}{Z(\varphi)} \right]^k \right\}$$

4.14f.

g/ dla $\alpha_4 + \lambda < \varphi < 2\pi + \alpha_1 - \lambda$

$$P_{\Delta p} = RL p_w \left[\left(\frac{e}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \cdot \left\{ \left[\frac{Z(\alpha_4)}{Z(\varphi - \lambda)} \right]^k - \left[\frac{Z(\alpha_4)}{Z(\varphi)} \right]^k \right\}$$

4.14g

n/ dla $2\pi + \alpha_1 - \lambda < \varphi < 2\pi + \alpha_1$

$$P_{\Delta P} = RL P_w \left[\left(\frac{\dot{e}}{R} \right) (1 - \cos \varphi) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot$$

$$\cdot \left\{ \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \cdot \left[\frac{Z(\alpha_4)}{Z(\varphi - \lambda)} \right]^k - 1 \right\} \quad 4.14h$$

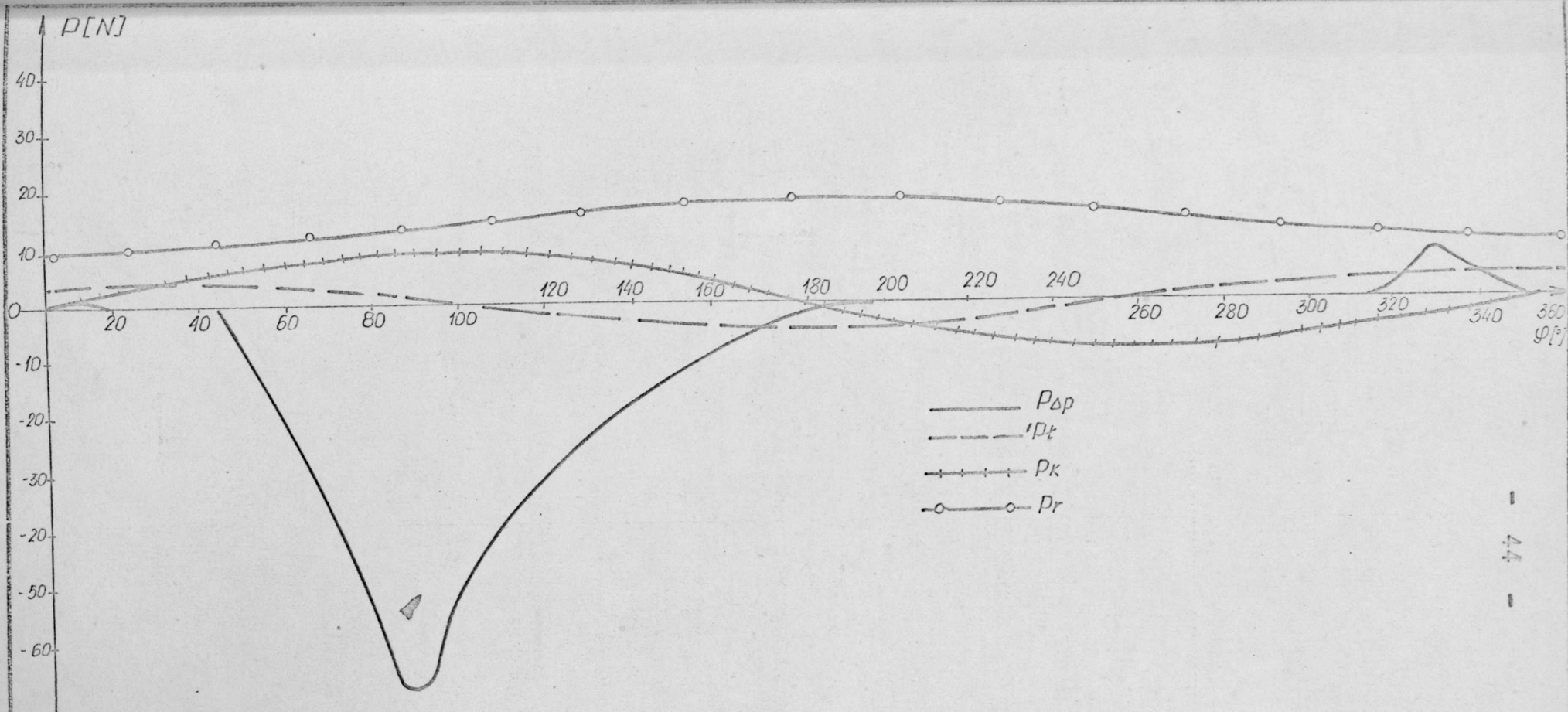
gdzie k - wykładnik adiabaty. Stosunki $\frac{Z(\varphi_i)}{Z(\varphi_j)}$ jak wynika z 3.14. zastępują w 4.14. i w dalszych zależnościach odpowiednio stosunki $\frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_j)}$.

Może się zdarzyć, że:

$$\alpha_4 + \lambda \geq 2\pi + \alpha_1 - \lambda . \quad 4.15.$$

Wówczas przedziału "g" nie będzie. W tym przypadku należy dodatkowo przeanalizować przedziały zmienności $\Delta P(\varphi)$.

Zmianę sił czynnych działających na łopatkę w czasie jednego obrotu przedstawiono na rys. 8 dla wybranego zestawu danych.



Rys. 8. Przykładowe wartości sił czynnych w rozprężarce określone dla danych; $e/R = 0,2$;
 $R = 20$ mm; $L = 50$ mm; $\lambda = 45^\circ$; $k = 1,41$; $p_w = 5$ bar, $b = 2$ mm; $h = 13$ mm, $\rho_t = 7700$ kg/m³;
 $n = 50$ obr/s;

4.3.5. Określenie sił biernych

Warunki równowagi sił działających w rozprężarce /rys. 7/ są następujące:

$$\begin{aligned} P_{xi} &= 0, \\ P_{yi} &= 0, \\ M_{Ai} &= 0, \end{aligned} \quad 4.16.$$

czyli:

$$\begin{aligned} 1/ R_{w2} + P_k - R_{w1} - P_{\Delta p} + R_c \sin(\nu - \delta) &= 0, \\ 2/ P_r + P_t - T_{rw} - R_c \cos(\nu - \delta) &= 0 \\ 3/ R_{w2} \cdot h + P_k \frac{h}{2} - R_{w1} (\rho(\varphi) - r) - P_{\Delta p} \frac{\rho(\varphi) - r}{2} &= 0. \end{aligned} \quad 4.17.$$

W zależnościach 4.16 i 4.17 zastosowano następujące oznaczenia:

ν - kąt tarcia łopatkki o cylinder

$$\nu = \text{arc tg } \mu_c, \quad 4.18.$$

μ_c - współczynnik tarcia łopatkki o cylinder,

T_{rw} - siła tarcia łopatkki w rowku wirnika.

Siła ta wynosi:

$$T_{rw} = (R_{w1} + R_{w2}) \cdot \mu_w \quad 4.19.$$

μ_w - współczynnik tarcia łopatkki o wirnik.

Rozwiązując układ równań 4.17 z wykorzystaniem 4.19 otrzymamy wyrażenie opisujące siłę reakcji cylindra na łopatkę:

$$R_c = \frac{P_r + P_t - P_k \cdot \mu_w \cdot \frac{\varrho(\varphi) - r}{h - [\varrho(\varphi) - r]} + P_{\Delta p} \cdot \mu_w \cdot \frac{h}{h - [\varrho(\varphi) - r]}}{\cos(\nu - \delta) + \mu_w \cdot \frac{h + [\varrho(\varphi) - r]}{h - [\varrho(\varphi) - r]} \cdot \sin(\nu - \delta)} \quad 4.20$$

Siła tarcia łopatkki o cylinder wynosi :

$$T_{rc} = R_c \cos \nu \cdot \mu_c \quad 4.21.$$

gdzie:

$$\cos \nu = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \nu}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu_c^2}} \quad 4.22$$

czyli,

$$T_{rc} = \frac{\mu_c \cdot P_r + P_t - P_k \cdot \mu_w \cdot \frac{\varrho - r}{h - (\varrho - r)} + P_{\Delta p} \cdot \mu_w \cdot \frac{h}{h - (\varrho - r)}}{\sqrt{1 + \mu_c^2} \cdot \cos(\nu - \delta) + \mu_w \cdot \frac{h + (\varrho - r)}{h - (\varrho - r)} \cdot \sin(\nu - \delta)} \quad 4.21a$$

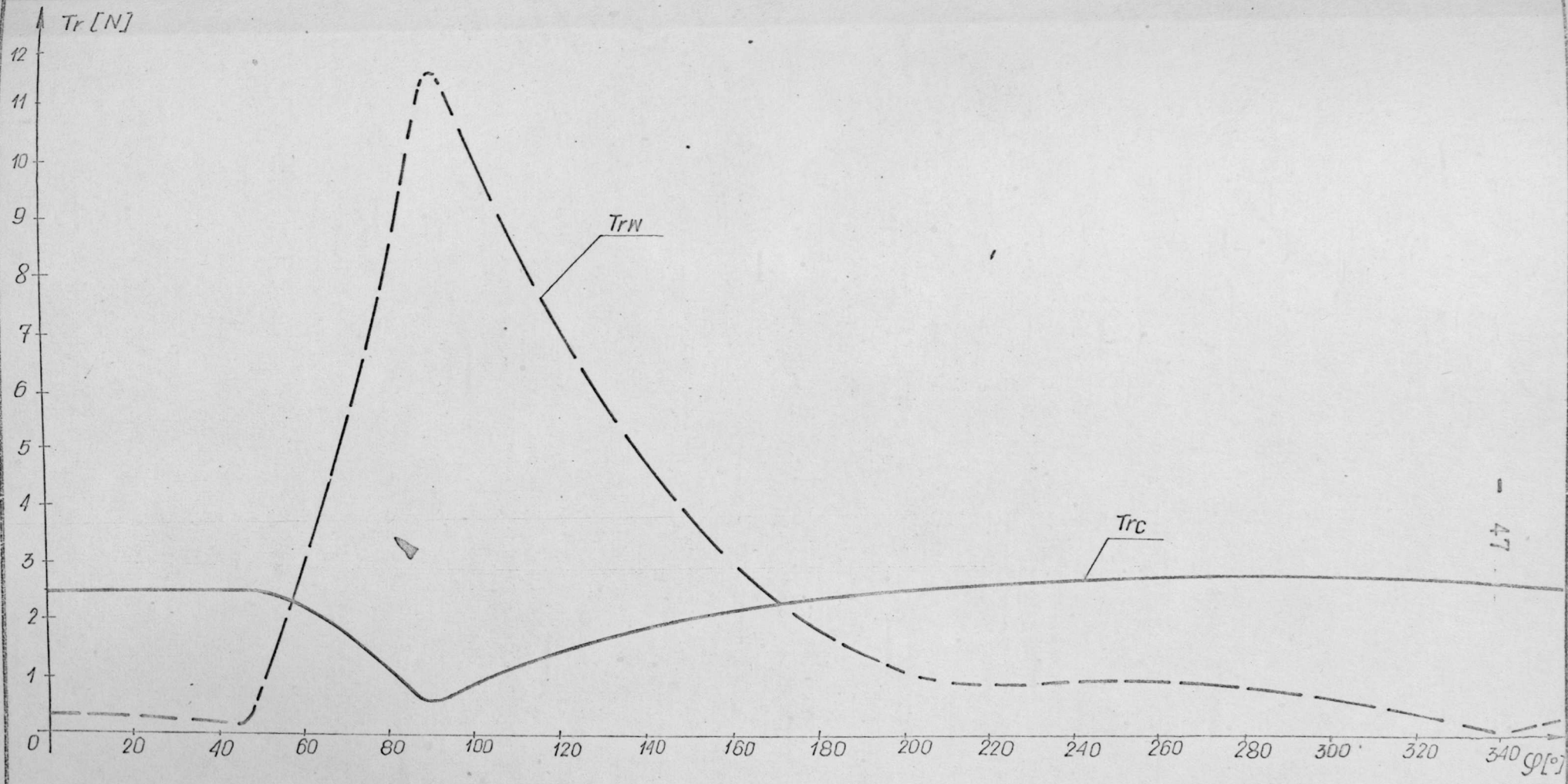
Siła tarcia łopatkki o wirnik wynosi natomiast /z 4.17/ :

$$T_{rw} = P_r + P_t - R_c \cos(\nu - \delta) \quad 4.23.$$

czyli,

$$T_{rw} = P_r + P_t - \frac{P_r + P_t - P_k \cdot \mu_w \cdot \frac{\varrho - r}{h - (\varrho - r)} + P_{\Delta p} \cdot \mu_w \cdot \frac{h}{h - (\varrho - r)}}{\cos(\nu - \delta) + \mu_w \cdot \frac{h + (\varrho - r)}{h - (\varrho - r)} \cdot \sin(\nu - \delta)} \cdot \cos(\nu - \delta) \quad 4.23a.$$

Wzory /4.21a/ oraz /4.23a/ są poszukiwanymi wyrażeniami na siły tarcia występujące w rozprężarce. Na rys. 9 pokazano



Rys. 9. Przykładowe wartości siły tarcia łopatkki o cylinder T_{rc} i o wirnik T_{rw} dla danych jak na rys. 8

przykładowo zmianę T_{rw} i T_{rc} w funkcji φ dla sił czynnych, takich, jak na rys. 8.

4.4. Praca na pokonanie sił tarcia łopatkki o wirnik i o cylinder

Wychodząc z zależności, że elementarną pracą na pokonanie tarcia określa wzór:

$$dL_f = \vec{T} \cdot \vec{ds}, \quad 4.24.$$

gdzie:

\vec{T} - siła tarcia,

\vec{ds} - elementarne przesunięcie,

to praca na pokonanie tarcia łopatkki o cylinder, przy jej obrocie od φ_1 do φ , dana jest całką:

$$L_{cf}(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dL_{cf} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} T_{rc}(\varphi) \cdot \varrho(\varphi) \cdot d\varphi. \quad 4.25.$$

Z kolei praca tarcia o wirnik równa się:

$$L_{wf}(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dL_{wf} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} T_{rw}(\varphi) \cdot \varrho'(\varphi) \cdot d\varphi, \quad 4.26.$$

ponieważ

$$ds = \varrho'(\varphi) \cdot d\varphi. \quad 4.27.$$

Łączna praca na pokonanie tarcia na jeden obrót wirnika wynosi:

$$L_f = \int_0^{2\pi} T_{rc}(\varphi) \cdot \varrho(\varphi) \cdot d\varphi + \int_0^{2\pi} T_{rw}(\varphi) \cdot \varrho'(\varphi) \cdot d\varphi. \quad 4.28$$

Oszacujmy wielkości wyrażeni występujących w tym równaniu.

Przyjmując uproszczenia:

$$T_{rc}(\varphi) \approx T_{rc \text{ } \acute{s}r} \approx \text{const}, \quad 4.29.$$

oraz

$$T_{rw}(\varphi) \approx T_{rw \text{ } \acute{s}r} \approx \text{const}, \quad 4.30.$$

równania 4.25. i 4.26 możemy napisać w powtaci:

$$\begin{aligned} L_{cf}(\varphi) &= \int_{\varphi_1}^{\varphi} dL_{cf} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} T_{rc}(\varphi) \cdot \xi(\varphi) \cdot d\varphi \approx \\ &\approx T_{rc \text{ } \acute{s}r} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \xi(\varphi) d\varphi; \end{aligned} \quad 4.31.$$

$$\begin{aligned} L_{wf}(\varphi) &= \int_{\varphi_1}^{\varphi} dL_{wf} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} T_{rw}(\varphi) \cdot \xi'(\varphi) \cdot d\varphi \approx \\ &\approx T_{rw \text{ } \acute{s}r} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \xi'(\varphi) \cdot d\varphi; \end{aligned} \quad 4.32.$$

a przy jednym pełnym obrocie, odpowiednio:

$$L_{cf} = T_{c \text{ } \acute{s}r} \cdot \int_0^{2\pi} \xi(\varphi) d\varphi \approx T_{rc \text{ } \acute{s}r} \cdot 2\pi R; \quad 4.33.$$

$$L_{wf} = T_{rw \text{ } \acute{s}r} \cdot \int_0^{2\pi} \xi'(\varphi) d\varphi \approx T_{rw \text{ } \acute{s}r} \cdot 4e; \quad 4.34$$

Jak wykazały obliczenia, średnia wartość siły tarcia kopatki o cylinder, w czasie jednego pełnego obrotu jest zbliżona do

średniej wartości siły tarcia łopatk ^x o wirnik .

Przyjmując, że $T_{rc \text{ \acute{s}r}} \approx T_{rw \text{ \acute{s}r}}$, iloraz L_{wf}/L_{cf} wynosi:

$$\frac{L_{wf}}{L_{cf}} = \frac{T_{w \text{ \acute{s}r}} \cdot 4e}{T_{c \text{ \acute{s}r}} \cdot 2 R \pi} \approx \frac{2}{\pi} \cdot \frac{e}{R}, \quad 4.35$$

czyli:

$$L_{wf} \approx \frac{2}{\pi} \cdot \frac{e}{R} \cdot L_{cf} \quad \text{xx} \quad 4.35a$$

Główny wkład do pracy na pokonanie tarcia w rozprężarce daje więc praca tarcia łopatk o cylinder.

Oszacowanie to znajduje potwierdzenie eksperymentalne w [9] gdzie autorzy podają iż moc tracona na pokonanie tarcia w rowku wirnika sprężarki jest rzędu 10 - 20 % mocy zużytej na pokonanie tarcia o cylinder.

Praca na pokonanie tarcia w rozprężarce po uwzględnieniu

/4.35a/ będzie wyrażona wzorem:

$$L_f(\varphi) = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \left(1 + \frac{2}{\pi} \cdot \frac{e}{R}\right) \cdot T_{rc} \cdot \varrho(\varphi) \cdot d\varphi. \quad 4.36.$$

^x Np. pokazane na rys. 9 siły mają w przedziale $0 \div 360^\circ$ następujące średnie wartości, $T_{rc \text{ \acute{s}r}} = 2.18 \text{ N}$; $T_{rw \text{ \acute{s}r}} = 2,36 \text{ N}$

^{xx} Dla $e/R = 0,2$, $L_{wf} \approx 0,127 L_{cf}$

Możemy go również zapisać w postaci różniczkowej:

$$dL_f = \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R}\right) \cdot T_{rc} \cdot g(\varphi) \cdot d\varphi. \quad 4.37$$

Po podstawieniu do 4.37 wzorów na T_{rc} /4.21a/ oraz $g(\varphi)$ /3.5/ otrzymamy:

$$dL_f = \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R}\right) \cdot \frac{\mu_c}{\sqrt{1 + \mu_c^2}} \cdot R \left[1 - \left(\frac{e}{R}\right) \cos \varphi - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi\right] \cdot \frac{P_r + P_z - P_k \cdot \mu_w \frac{s-r}{h - (s-r)} + P_{\Delta p} \cdot \mu_w \cdot \frac{h}{h - (s-r)}}{\cos(\nu - \delta) + \mu_w \cdot \frac{h + (s-r)}{h - (s-r)} \cdot \sin(\nu - \delta)} d\varphi \quad 4.38$$

Wyrażenie powyższe można bardziej uprościć zachowując przy tym pożądaną poziom dokładności, jeżeli zauważymy, że siła T_{rc} "szkabo" zależy od parametru μ_w . W szczególności jeśli odrzucimy człony zawierające μ_w to obliczona w ten sposób siła tarcia T_{rc} różni się od wielkości rzeczywistej o wartość nie przekraczającą kilku procent. Po uwzględnieniu powyższych uwag wzór 4.38 przyjmie postać:

$$dL_f = R \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R}\right) \cdot \frac{\mu_c}{\sqrt{1 + \mu_c^2}} \cdot \left[1 - \frac{e}{R} \cos \varphi - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi\right] \cdot \frac{P_r + P_z}{\cos(\nu - \delta)} d\varphi.$$

4.38a

Wstawiając do 4.39 zależności 4.11 i 4.5 oraz uwzględniając,

że:

$$\omega = 2\pi n \quad 4.39.$$

i

$$\cos(\nu - \delta) = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu_c^2}} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi - \mu_c \left(\frac{e}{R} \right) \sin \varphi \right] \quad 4.40$$

to otrzymamy:

$$dL_f = 4\pi^2 n^2 R^4 L \cdot \frac{b}{R} \cdot \frac{h}{R} \mathcal{S}_t \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R} \right) \mu_c \cdot \frac{\left[1 - \frac{1}{2} \frac{h}{R} - \left(\frac{e}{R} \right)^2 + \frac{3}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] \cdot \left[1 - \left(\frac{e}{R} \right) \cos \varphi - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right]}{\left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \cdot \sin^2 \varphi - \mu_c \left(\frac{e}{R} \right) \sin \varphi \right]} d\varphi \quad 4.38b$$

lub

$$dL_f = 4\pi^2 n^2 R^4 L \cdot \frac{b}{R} \cdot \frac{h}{R} \mathcal{S}_t \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R} \right) \cdot \frac{k_1 + k_2 \sin^2 \varphi - k_3 \cos \varphi}{1 - k_4 \sin^2 \varphi - \mu_c k_5 \sin \varphi} \cdot \mu_c \cdot d\varphi ; \quad 4.38c$$

gdzie:

n - obroty wirnika,

natomiast

$$k_1 = 1 - \frac{1}{2} \frac{h}{R} - \left(\frac{e}{R} \right)^2 ;$$
$$k_2 = \frac{1}{2} \left[2 + \frac{1}{2} \frac{h}{R} + \left(\frac{e}{R} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{e}{R} \right)^2 ; \quad 4.41$$

$$k_3 = \left[1 - \frac{1}{2} \frac{h}{\bar{R}} - \left(\frac{e}{\bar{R}} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{e}{\bar{R}} \right) ;$$

$$k_4 = \frac{1}{2} \left(\frac{e}{\bar{R}} \right)^2 ;$$

$$k_5 = \left(\frac{e}{\bar{R}} \right) .$$

Wzór 4.38b jest poszukiwaną zależnością na pracę niezbędną do pokonania tarcia kątka w rozprężarce.

4.5. Wpływ temperatury na wartość L_T .

W równaniu 4.38c współczynnik μ_c jest wielkością zmniejszającą się wraz z temperaturą trących powierzchni.

Z pracy [2] wynika, że do obszaru temperatur azotowych, zależność $\mu = f / T /$ może być aproksymowana, z dużą dokładnością, równaniem:

$$\mu / T / = \mu_{300} - g (300 - T) ; \quad 4.42.$$

gdzie:

$\mu / T /$ - wartość współczynnika tarcia w temperaturze T ;

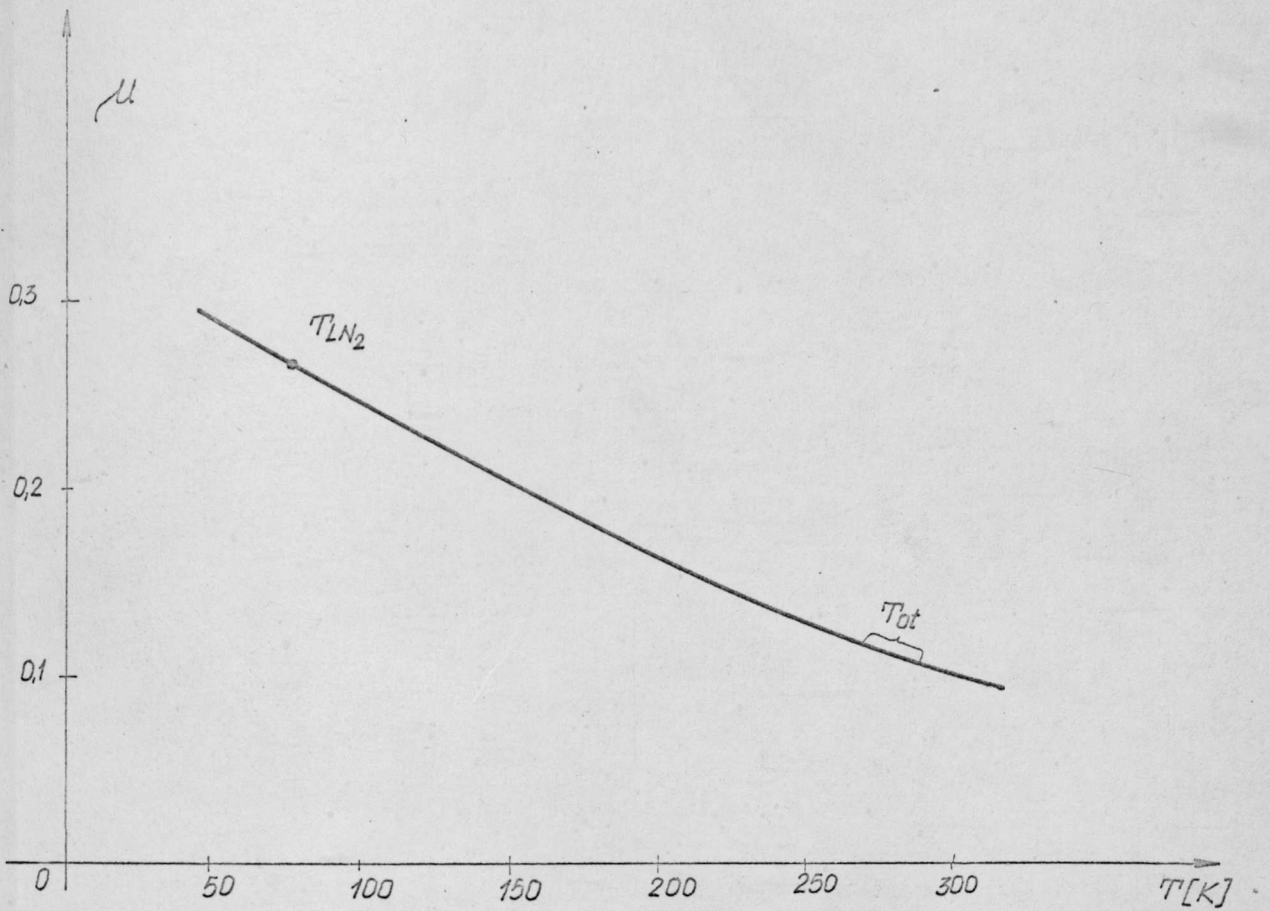
μ_{300} - wartość jego w temperaturze 300 K tj. w temperaturze otoczenia;

$$g = \frac{\mu_{T_x} - \mu_{300}}{T_x - 300} ; \quad 4.43$$

μ_{T_x} - wartość współczynnika tarcia w temperaturze T_x .

Zależność /4.42/, po uwzględnieniu /4.43/ i przekształceniu przyjmie postać:

$$\mu / T / = \mu_{cu} - |g| \cdot T ; \quad 4.44.$$



Rys. 10. Orientacyjna zależność współczynnika tarcia od temperatury [2].

gdzie:

$$\mu_{cu} = \mu_{300} + |g| \cdot 300 \quad 4.45.$$

Temperatura we wzorze /4.44/ oznacza temperaturę trących się powierzchni:

Podstawiając /4.45/ do /4.39c/ otrzymamy:

$$\delta L_p = 4\pi^2 n^2 R^4 \cdot L \frac{b}{R} \cdot \frac{h}{R} \cdot \varrho_t \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R} \right) \cdot$$

$$\frac{k_1 + k_2 \sin^2 \varphi - k_3 \cos \varphi}{1 - k_4 \sin^2 \varphi - \mu_c k_5 \sin \varphi} \cdot \left\{ \mu_{cu} - |\varepsilon| T \right\} \cdot d\varphi \quad 4.46$$

Ponieważ $\mu_c \cdot k_5 \sin \varphi \ll 1 - k_4 \sin^2 \varphi$, więc w celu uniknięcia komplikacji rachunkowych, przyjmujemy dalej, że w mianowniku

$\mu_c \approx \text{const}$. Założenie to nie wprowadza dużych błędów.

4.6. Określenie pasożytniczych strumieni ciepła dopływających do komory z otoczenia.

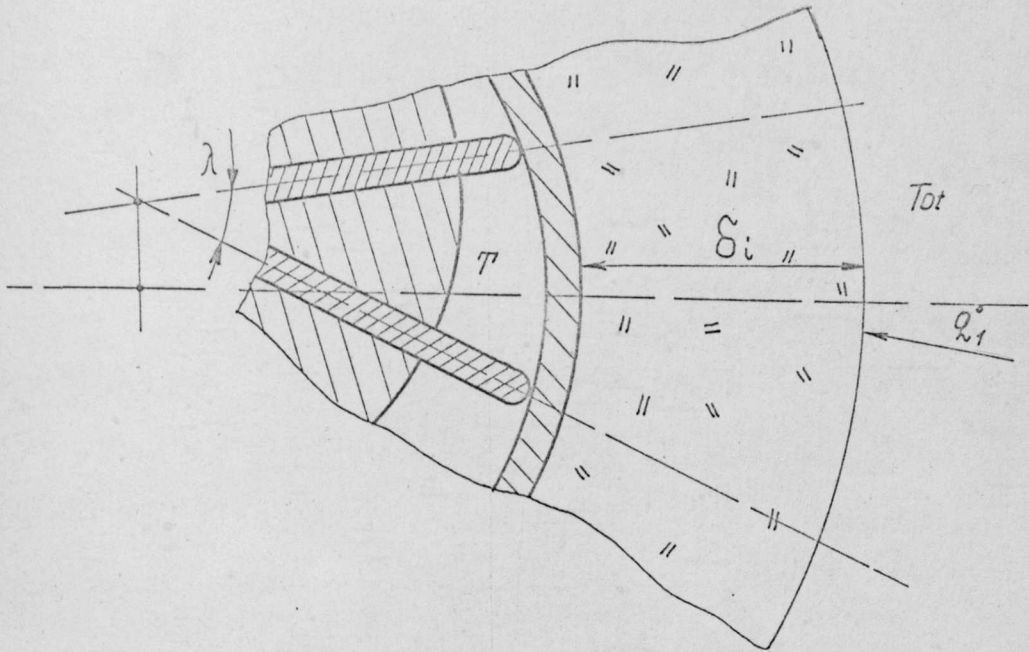
Dokładne analityczne wyznaczenie strumieni z otoczenia Q_z nie zawsze jest możliwe /m. innymi ze względu na zmienną geometrię rozprężarek/. Do czynnika ekspandującego w komorze rozprężarki strumień ten przekazywany jest wieloma drogami, głównie jednak przez warstwę izolacji i przez metalowe mostki cieplne w postaci wału rozprężarki i przewodów doprowadzających czynnik roboczy. Oszacujemy obecnie strumień ciepła przekazywany do komory przez warstwę izolacji o grubości δ_i /rys. 11/.

Zgodnie z wzorem Fouriera mamy:

$$\dot{Q}_{L1} = -\frac{\lambda_i}{\delta_i} \cdot F (T_{ot} - T) ; \quad 4.47.$$

gdzie:

$$F \approx \varrho(\varphi) \cdot \lambda \cdot L. \quad 4.48.$$



Rys. 11. Pasożytniczy strumień ciepła przekazywany przez warstwę izolacji.

We wzorach tych mamy:

\dot{Q}_1 - szukany strumień,

λ_i - współczynnik przewodzenia materiału izolacji,

δ_i - jej grubość,

F - powierzchnia przekazywania ciepła,

$T_{ot} - T$ - różnica temperatur między otoczeniem (T_{ot}) a gazem w komorze (T).

W rozpatrywanym przedziale φ/t_j . podczas ekspansji czynnika w komorze/, nie popełniając dużego błędu, możemy przyjąć że:

$$\xi(\varphi) \approx R \quad 4.49.$$

Również różnicę temperatur $(T_{ot} - T) = \Delta T$, która w ogólnym przypadku jest funkcją kąta φ i rodzaju przemiany gazu w komorze, można zastąpić średnią różnicą temperatur określoną następująco:

$$(T_{ot} - T) \approx \Delta T_{\text{sr}} = \frac{(T_{ot} - T_w) + (T_{ot} - T_k)}{2} ; \quad 4.50.$$

gdzie:

T_w - temperatura na wlocie do rozprężarki,

T_k - temperatura na wylocie z rozprężarki.

Przyjmując że w rozprężarce ekspanduje gaz doskonały mamy:

$$T_k = T_w \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^{k-1} \right\}. \quad 4.51.$$

Ostatecznie więc otrzymamy:

$$\Delta T_{\text{sr}} = T_{ot} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{T_w}{T_{ot}} \left[2 - \left(\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right)^{k-1} \right] \right\} ; \quad 4.50a$$

oraz

$$\dot{q}_{L1} = \frac{R \cdot \lambda_i \cdot \lambda \cdot L}{\delta_i} T_{ot} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{T_w}{T_{ot}} \left[2 - \left(\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right)^{k-1} \right] \right\}. \quad 4.52.$$

Ilość ciepła przekazana do gazu wynosi:

$$dQ_{z1} = \dot{Q}_{L1} \cdot d\tau \quad 4.53$$

a ponieważ:

$$d\tau = \frac{1}{2 n \pi} d\varphi ; \quad 4.54$$

to:

$$dQ_{z1} = \frac{\lambda_1 \cdot R \cdot L \cdot T_{ot}}{n \cdot z \cdot \delta_1} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{T_w}{T_{ot}} \left[2 - \left(\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right)^{k-1} \right] \right\} d\varphi . \quad 4.55$$

Strumienie ciepła przekazywane do komory po mostkach cieplnych uwzględnione zostaną przez wprowadzenie eksperymentalnego współczynnika "K" tzn.:

$$dQ_z = K \cdot dQ_{z1} . \quad 4.56.$$

Po uwzględnieniu 4.55 równanie 4.56 przyjmie postać:

$$dQ_z = \frac{K \cdot \lambda_1 \cdot R \cdot L \cdot T_{ot}}{n \cdot z \cdot \delta_1} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{T_w}{T_{ot}} \cdot \left[2 - \left(\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right)^{k-1} \right] \right\} d\varphi \quad 4.56a.$$

Równanie 4.55a wyprowadzona jest przy wielu, opartych niekiedy na intuicji uproszczeniach. Może więc budzić zastrzeżenia co do swej wartości. Wątpliwości tych, bez uciekania się do odpowiedniego eksperymentu, nie sposób rozstrzygnąć.

Należy jednak pamiętać, że w literaturze przedmiotu [2, 3, 7, 21, 6] problem ten rozpatruje się w jeszcze większym uproszczeniu.

Zakłada się bowiem, że pasożytnicze strumienie ciepła dadzą się zapisać jako:

$$\dot{Q}_z = \dot{m} \cdot q_{\text{lot}}; \quad 4.57.$$

gdzie:

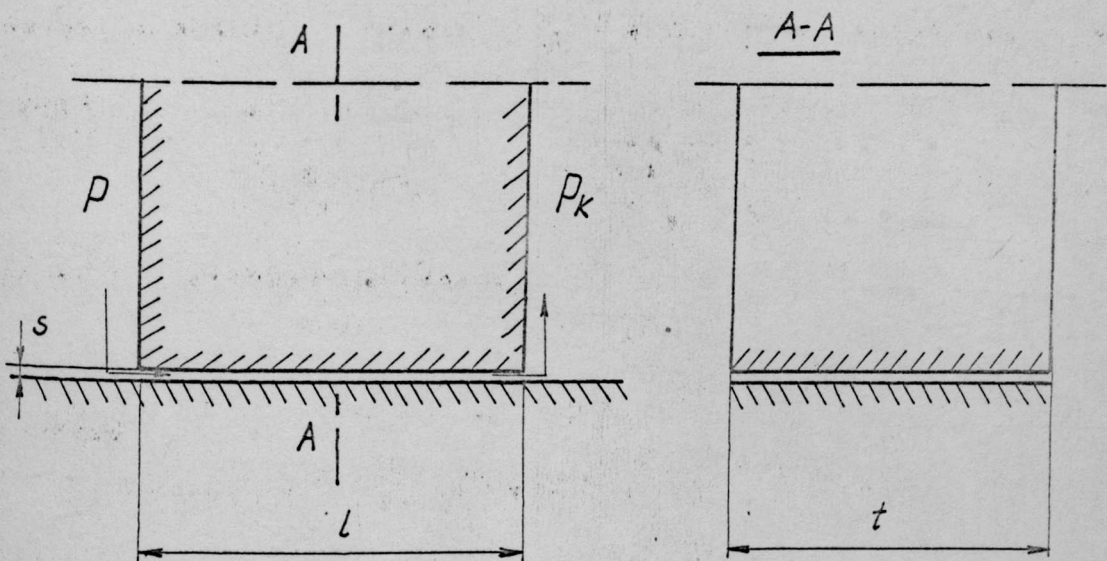
q_{lot} - stała ilość ciepła przypadająca na 1 kg przepływającego przez urządzenie czynnika.

W układzie ewentualnej skraplarki z użyciem rozprężarki kopatkowej problem ten musi być rozpatrywany dla każdej sytuacji oddzielnie.

4.7. Strumienie czynnika dopływające i odpływające z komory przez szczeliny

4.7.1. Przepływ przez szczeliny.

Przepływ przez szczeliny /rys. 12/ ma charakter dławienia. Spadek ciśnienia w szczelinie można oszacować ze wzoru [25, 33]:



Rys. 12. Szkic geometrii szczeliny.

$$\Delta p = \lambda_f \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{l}{d_H} + \lambda_m \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad 4.58.$$

gdzie:

$\lambda_m \rho \frac{w^2}{2}$ - spadek ciśnienia spowodowany gwałtowną zmianą przekroju na wejściu do szczeliny i na wyjściu z niej,

$\lambda_f \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{l}{d_H}$ - spadek ciśnienia na pokonanie tarcia w szczelinie,

λ_m - liczba oporu miejscowego,

ρ - gęstość czynnika dla średniej wartości ciśnienia w szczelinie,

w - prędkość czynnika w szczelinie,

λ_f - liczba tarcia,

l - długość szczeliny,

d_H - zastępcza średnica hydrauliczna.

Zastępczą średnicę hydrauliczną dla szczeliny określimy z zależności:

$$d_H = \frac{4A}{\sigma} = \frac{4}{2} \cdot \frac{t \cdot s}{(t + s)} \quad 4.59.$$

gdzie A - przekrój szczeliny,

σ - jej obwód

Ponieważ:

$$t \gg s;$$

więc:

$$d_H \approx 2s \quad 4.60.$$

Dla przepływu przez szczeliny liczbę oporu miejscowego [25] można przyjąć:

$$\lambda_m = 1,5; \quad 4.61.$$

natomiast liczba tarcia wynosi:

- dla przepływu laminarnego

$$\lambda_f = 1,5 \frac{64}{Re}; \quad 4.62$$

- dla przepływu burzliwego

$$\lambda_f = 1,5 \frac{0,427}{4 \sqrt{Re}}; \quad 4.63.$$

gdzie:

Re - liczba Reynoldsa

$$Re = \frac{w \cdot d_H \cdot \rho}{\eta}; \quad 4.64$$

η - współczynnik lepkości dynamicznej.

Po uwzględnieniu 4.60; 4.61; 4.62; 4.63; 4.64 równanie 4.58

przyjme postać:

dla przepływu laminarnego

$$\Delta p = 12 \frac{\left(\frac{l}{s}\right) \cdot \eta}{s} \cdot w + 0,75 \rho w^2; \quad 4.65$$

lub dla przepływu burzliwego

$$\Delta p = \frac{0,1354}{s^{0,25}} \cdot w^{1,75} \rho^{0,75} \cdot \frac{l}{s} + 0,75 \rho w^2 \quad 4.66$$

Jeśli podczas przepływu przez szczelinę Δp jest znana to

równania 4.65 i 4.66 mogą posłużyć do obliczenia prędkości w czynnika przepływającego przez szczelinę.

Strumień masy jaki przez szczelinę przepływa wynosi więc:

$$\dot{m} = w \cdot A \cdot \rho_c, \quad 4.67.$$

lub w postaci różniczkowej:

$$dm = w \cdot A \cdot \rho_c \cdot d\tau. \quad 4.68$$

We wzorach tych:

A - pole powierzchni najmniejszego przekroju szczeliny,

ρ_c - średnia gęstość przepływającego czynnika,

τ - czas.

Ponieważ

$$\varphi = \omega \cdot \tau \quad 4.69.$$

więc:

$$d\tau = \frac{d\varphi}{2\pi n} \quad 4.70.$$

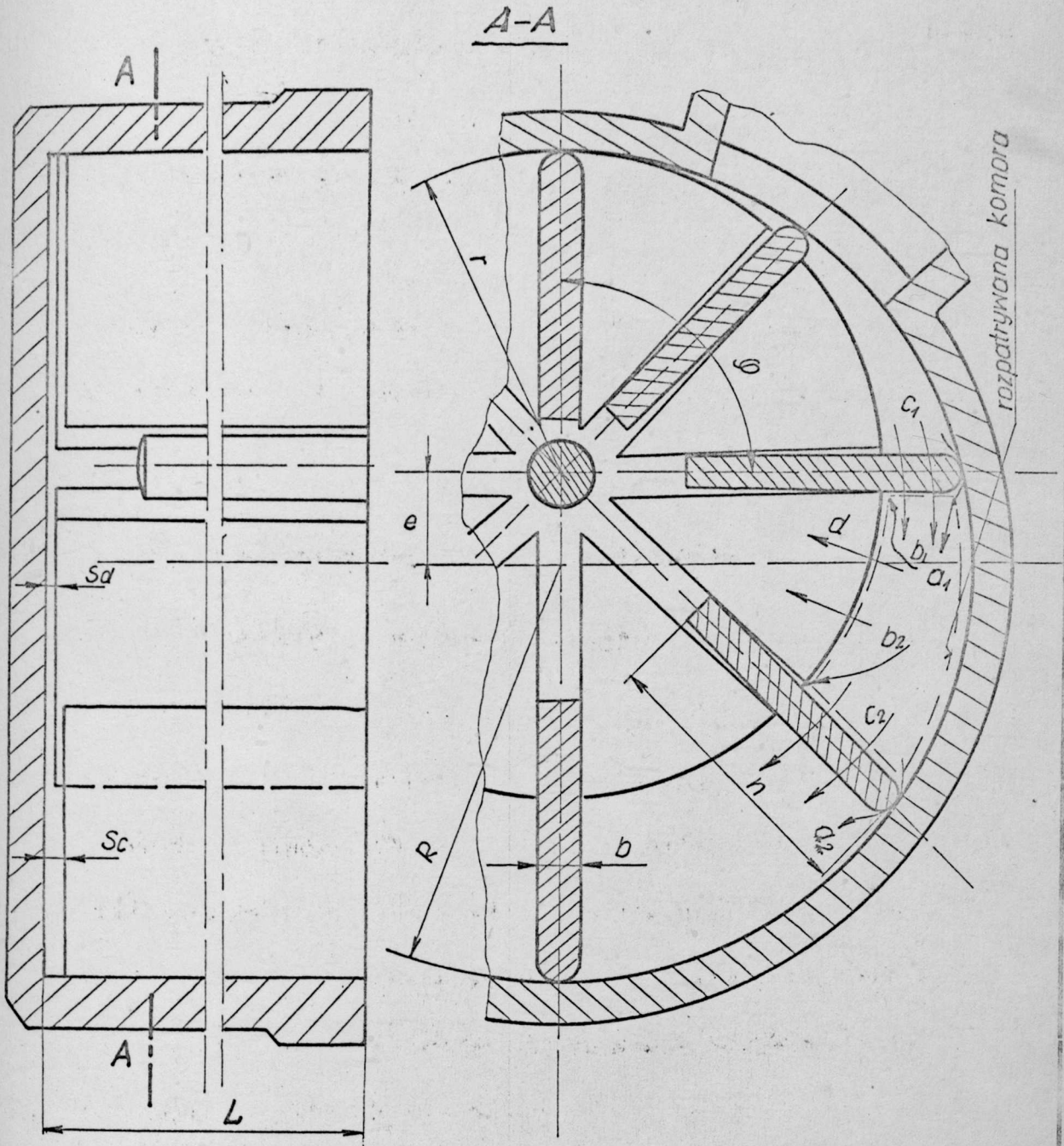
1

$$dm = \frac{w \cdot A \cdot \rho_c}{2\pi n} d\varphi. \quad 4.71$$

4.7.2. Drogi przecieków w komorze

Na rys. 13 przedstawiono elementy geometryczne konstrukcji rozprężarki, w których występują następujące przecieki:

- a/ strumień czynnika przepływającego z komory /n-1/ do komory n przez szczelinę między łopatką a cylindrem /a₁/, rys. 13/,
oraz z komory n do /n+1/ podobną drogą /a₂/,



Rys. 13. Drogi ucieczki gazu z komory.

b/ Strumień przepływający z komory n do przestrzeni wylotowej przez szczelinę między łopatką w rowku wirnika, a wirnikiem $/b_1$ i $b_2/$,

c/ strumień przepływający z komory /n-1/ do komory n przez szczelinę między czołem łopatkki a czołem cylindra /c₁/ oraz strumień przepływający z komory n do /n+1/ podobną drogą /c₂/.

d/ strumień przepływający z komory do przestrzeni wylotowej przez szczelinę między czołem wirnika i czołem cylindra /d/.

4.7.3. Określenie poszczególnych strumieni.

a/ Strumienie przepływające przez szczeliny a₁ i a₂
oraz b₁ i b₂.

Wobec przylegania łopatek bądź to do gładzi cylindra bądź do prowadnicy rowka wielkość pola powierzchni w szczelin jest zdeterminowana przez chropowatość stykających się elementów. Są one wobec tego znacznie mniejsze od powierzchni szczelin c₁ i c₂. W takiej samej relacji pozostają strumienie masy przepływające przez te szczeliny:

$$\dot{m}_c \gg \dot{m}_a \quad 4.72$$

$$\dot{m}_c \gg \dot{m}_b \quad 4.73$$

Te pozwala pominąć w dalszych rozważaniach te składniki, czyli uznać za skuszone:

$$\dot{m}_{a1} \approx \dot{m}_{a2} \approx \dot{m}_{b1} \approx \dot{m}_{b2} = 0. \quad 4.74$$

b/ Strumienie masy przepływające przez szczeliny

$$\frac{c_1}{1} \text{ i } c_2$$

Komora z której wypływa strumień c_1 określona jest kątem $(\varphi - \lambda)$. Parametry czynnika wynoszą w niej: $p(\varphi - \lambda)$; $v(\varphi - \lambda)$; $T(\varphi - \lambda)$.

Pole przekroju szczeliny wyraża zależność:

$$A_{c1} = [\xi(\varphi) - r] \cdot s_{c1} \quad 4.75$$

Elementarna ilość czynnika, jaka z komory określonej kątem $(\varphi - \lambda)$ przedostanie się do komory określonej kątem φ , przy elementarnym obrocie o $d\varphi$ wynosi /równ. 4.72/;

$$dm_{c1} = \dot{m}_{c1} \cdot d\tau = w_{c1} \cdot A_{c1} \cdot \xi_{c1} \frac{d\varphi}{2\pi n} \quad 4.76$$

gdzie - w_{c1} wyznaczone jest ze wzoru :

$$\Delta p = p(\varphi - \lambda) - p(\varphi) = \frac{0,1354}{s_{c1}^{0,25}} \cdot w_{c1}^{1,75} \cdot \xi_{c1}^{0,25} \cdot \xi_{c1}^{0,75} \cdot \left(\frac{b}{s_{c1}} + 0,75 \xi_{c1} w_{c1}^2 \right) \quad 4.77$$

b - grubość łopatkii,

s_{c1} - szerokość szczeliny między łopatką a czokiem cylindra,

ξ_{c1} - gęstość wyznaczona dla parametrów:

$$T = T_0(\varphi - \lambda) \text{ i } p = p_{sr} \text{ tj.}$$

$$p_{sr} = \frac{p_0(\varphi - \lambda) + p_0(\varphi)}{2} ; \quad 4.78$$

Funkcje $p_o(\varphi)$ i $T_o(\varphi)$ określimy następująco [26]:

$$p_o(\varphi) = \begin{cases} p_w & \text{dla } 0 < \varphi < \alpha_2; \\ p_w \cdot \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\varphi)} \right]^k & \text{dla } \alpha_2 < \varphi < \alpha_3 - \lambda; \\ p_w \cdot \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k & \text{dla } \alpha_3 - \lambda < \varphi; \end{cases} \quad 4.79$$

$$T_o(\varphi) = \begin{cases} T_w & \text{dla } 0 < \varphi < \alpha_2; \\ T_w \cdot \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\varphi)} \right]^{k-1} & \text{dla } \alpha_2 < \varphi < \alpha_3 - \lambda; \\ T_w \cdot \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^{k-1} & \text{dla } \alpha_3 - \lambda < \varphi. \end{cases} \quad 4.80$$

Gęstość ρ_{c1} wyznaczmy z zależności:

$$\rho_{c1}(\varphi) \approx \frac{p_{sr}(\varphi)}{R T_o(\varphi - \lambda)}; \quad 4.81.$$

lub z równania Van der Waalsa:

$$\left(p_{sr} + a_v \rho_{c1}^2 \right) \left(1 - \rho_{c1} b_v \right) = \rho_{c1} R T_o(\varphi - \lambda). \quad 4.82.$$

Dla omawianego przypadku wielkość b/s_{c1} charakteryzująca szczelinę jest nieduża /rzędu 50 ÷ 100/, wobec tego przepływ będzie miał charakter burzliwy. Dlatego też prędkość wyznaczmy z zależności 4.77:

W podobny sposób możemy określić strumień jaki przedostaje się z komory φ do komory $(\varphi + \lambda)$.

Strumień ten wynosi:

$$\dot{m}_{c2} \cdot d\tau = dm_{c2} = \frac{w_{c2} \cdot A_{c2} \cdot \rho_{c2}}{2\pi n} d\varphi; \quad 4.83$$

przy czym w_{c2} wyznaczamy ze wzoru:

$$\Delta p = p(\varphi) - p(\varphi + \lambda) = \frac{0,1354}{s_{c2}} w_{c2}^{1,75} \rho_{c2}^{0,75} \eta_{c2}^{0,25} \cdot \left(\frac{b}{s_{c2}} + 0,75 \cdot \rho_{c2} w_{c2}^2 \right) \quad 4.84$$

Gęstość ρ_{c2} wyznaczmy z zależności analogicznych do 4.81 lub 4.82 przyjmując, że określona ona jest dla $T = T_o(\varphi)$ i p_{sr} równe:

$$p_{sr} = \frac{p_o(\varphi) + p_o(\varphi + \lambda)}{2} \quad 4.85$$

Funkcje $T_o(\varphi)$ i $p_o(\varphi)$ określają równania 4.79 i 4.80.

c/ Strumień masy przepływający między czokiem cylindra i czokiem wirnika /strumień d/.

Czynnik wypływa z komory, w której ciśnienie wynosi $p(\varphi)$ do obszaru wylotowego o ciśnieniu wylotowym p_k . Pole przekroju szczeliny jest niezależne od kąta φ /oczywiście przy założeniu równoległości czoła wirnika i czoła cylindra/ i wynosi:

$$A_d = \lambda \cdot r \cdot s_d = \lambda \cdot R \left(1 - \frac{r}{R} \right) s_d \quad 4.86$$

Długość szczeliny wynosi ok. $2r$, czyli jest prawie równa średnicy wirnika. Wielkość $2r/s_d$ natomiast wynosi ok. $100 \div 1000$. Oznacza to, że przepływ przez szczelinę będzie miał charakter ruchu laminarnego.

Prędkość przepływu przez szczelinę w_d określimy więc z zależności:

$$p_o(\varphi) - p_k = 12 \frac{\frac{2r}{s_d}}{s_d} \cdot \eta \cdot w_d + 0,75 \rho_d w_d^2 \quad 4.87$$

Gęstość ρ_d wyznaczmy z wzorów 4.81 lub 4.82 przyjmując, że:

$$T = T_o(\varphi) \cdot i$$

$$p_{sr} = \frac{p_o(\varphi) + p_k}{2} \quad 4.88$$

Dla obliczonej z 4.87 prędkości w_d mamy:

$$\begin{aligned} \dot{m}_d \cdot d\tau = dm_d &= \frac{\lambda \cdot r \cdot s_d \cdot w_d \cdot \rho_d}{2 \pi n} d\varphi = \\ &= \frac{R \cdot (1 - \frac{e}{R}) s_d \cdot w_d \cdot \rho_d}{z \cdot n} d\varphi \quad 4.89. \end{aligned}$$

Wzory 4.76; 4.83; i 4.89 są poszukiwanymi wyrażeniami na strumieniu czynnika roboczego przepływającego przez szczeliny.

4.8. Wyznaczenie różniczki dU oraz wyrażenia na pracę dL .

Obecnie wyznaczmy występującą w równaniu 4.1a sumę $dU + dL$. Zakładamy w tym celu że gaz roboczy opisywany jest równaniem Van der Waalsa.

Jak wiadomo prawdziwe jest że;

$$U = f(T, v, m) = m \cdot u; \quad 4.90$$

gdzie:

$$u = f_1(T, v). \quad 4.91.$$

Różniczka dU będzie wynosić:

$$dU = mdu + u dm; \quad 4.92$$

gdzie m - masa czynnika w komorze,

u - jego właściwa energia wewnętrzna.

Dla gazu Van der Waalsa mamy:

$$u = c_v T - \frac{a_v}{v}; \quad 4.93$$

natomiast różniczka zupełna energii wewnętrznej wynosi:

$$du = c_v dT + \frac{a_v}{v^2} dv. \quad 4.94.$$

Wyrażenie na pracę czynnika podczas ekspansji zapiszemy

w postaci:

$$dL = m \cdot p \cdot dv; \quad 4.95.$$

lub, po podstawieniu za p wyrażenia:

$$p = \frac{RT}{v - b_v} - \frac{a_v}{v^2}; \quad 4.96.$$

w formie:

$$L = m \left(\frac{RT}{v - b_v} - \frac{a_v}{v^2} \right) dv. \quad 4.97.$$

Po skojarzeniu 4.92; 4.93; 4.97 otrzymamy:

$$dU + dL = mc_v dT + m \frac{RT}{v - b_v} dv + c_v T dm - \frac{a_v}{v} dm. \quad 4.98.$$

W wyrażeniu tym zarówno m jak i v zależą od położenia komory czyli od kąta φ .

Ilość czynnika w komorze podczas jej obrotu o kąt φ wynosi:

$$m(\varphi) = m_0 - \int_{\alpha_2}^{\varphi} dm; \quad 4.99.$$

gdzie m_0 - masa czynnika w komorze dla $\varphi = \alpha_2$;

$$m_0 = \frac{Z(\alpha_2)R^2L}{v_w}. \quad 4.100$$

Objętość właściwa v_w określona jest dla T_w i p_w z równania

Van der Waalsa:

Natomiast dm - to elementarna ilość czynnika, która ostatecznie opuszcza komorę.

Egodnie z 4.76; 4.83 i 4.89 mamy:

$$dm = dm_d + dm_{c2} - dm_{c1}. \quad 4.101$$

Można wykazać że:

$$dm_{c1} \approx dm_{c2}; \quad 4.102$$

więc:

$$dm_{wyk} \approx dm_d. \quad 4.103$$

Po uwzględnieniu 4.89 i 4.103 oraz 4.100 otrzymamy:

$$m(\varphi) = \frac{R^2L Z(\alpha_2)}{v_w} - \int_{\alpha_2}^{\varphi} \frac{R \left(1 - \frac{e}{R}\right) s_d \cdot \rho_d \cdot w_d}{z \cdot n} d\varphi. \quad 4.104$$

Z kolei

$$m'(\varphi) d\varphi = dm(\varphi) = - \frac{R \left(1 - \frac{e}{R}\right) s_d \cdot \rho_d \cdot w_d}{z \cdot n} d\varphi. \quad 4.105$$

Objętość właściwą czynnika w komorze obróconej o kąt φ wyraża zależność:

$$v(\varphi) = \frac{V(\varphi)}{m(\varphi)} = \frac{R^2 L \cdot Z(\varphi)}{m(\varphi)} ; \quad 4.106$$

lub po uwzględnieniu 4.104 :

$$v(\varphi) = \frac{R^2 L \cdot Z(\varphi)}{m_0 - \int_{\alpha_2}^{\varphi} \frac{R(1 - \frac{e}{R}) s_d \cdot \rho_d \cdot w_d}{Z \cdot n} d\varphi} \quad 4.107.$$

Natomiast różniczka objętości właściwej dv wynosi:

$$dv = v'(\varphi) \cdot d\varphi , \quad 4.108$$

czyli

$$dv = \frac{R^2 L \cdot m(\varphi) \cdot Z'(\varphi) - R^2 L Z(\varphi) \cdot m'(\varphi)}{[m(\varphi)]^2} d\varphi \quad 4.109$$

gdzie:

$$m'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} [m(\varphi)] = - \frac{R(1 - \frac{e}{R}) s_d \cdot \rho_d \cdot w_d}{Z \cdot n} ; \quad 4.110$$

$$a \quad Z'(\varphi) = a_1 \cos \varphi - a_2 \sin \varphi + 2a_3 \cos 2\varphi - 2a_4 \sin \varphi \quad 4.111$$

Stałe $a_1 \dots a_4$ określone są zależnościami 3.16.

Wzór 4.109 napiszemy więc w postaci:

$$dv = R^2 L \frac{m(\varphi) \cdot Z'(\varphi) - Z(\varphi) \cdot m'(\varphi)}{[m(\varphi)]^2} d\varphi. \quad 4.109a$$

Uwzględniając 4.106; 4.109a i 4.110 równanie 4.98 będziemy mogli zapisać w postaci:

$$dU + dL = m(\varphi) \cdot c_v \cdot dT + m(\varphi) \frac{RT \cdot R^2 L \cdot [m(\varphi) \cdot Z'(\varphi) - m'(\varphi) Z(\varphi)]}{\left[\frac{R^2 L \cdot Z(\varphi) - b_v \cdot m(\varphi)}{m(\varphi)} \right] \cdot [m(\varphi)]^2} d\varphi +$$

$$+ c_v \cdot T \cdot m'(\varphi) d\varphi - \frac{a_v \cdot m(\varphi)}{R^2 L \cdot Z(\varphi)} \cdot m'(\varphi) d\varphi ; \quad 4.112$$

lub:

$$dU + dL = m(\varphi) \cdot c_v \cdot dT + R^2 L \frac{[m(\varphi) Z'(\varphi) - Z(\varphi) \cdot m'(\varphi)]}{[R^2 L \cdot Z(\varphi) - b_v \cdot m(\varphi)]} RT d\varphi +$$

$$+ m'(\varphi) \cdot c_v \cdot T d\varphi - \frac{m(\varphi) \cdot m'(\varphi) \cdot a_v}{R^2 L \cdot Z(\varphi)} d\varphi \quad 4.113$$

Przedstawiona równaniem 4.113 zależność jest szukanym wyrażeniem na sumę $dU + dL$.

4.9. Równanie różniczkowe opisujące proces ekspansji czynnika w komorze

Przedstawiony w podrozdziale 4.2. bilans komory rozprężarki doprowadził do równania 4.1a, które ma postać:

$$dQ_f + dQ_z + dm_{wl} \cdot i_{wl} = dU + dL + dm_{wy} \cdot i_{wy}$$

Uwzględniając, że:

$$dm_{wl} = dm_{c1},$$

$$dm_{wy} = dm_d + dm_{c2}; \quad 4.114$$

oraz, że $dm_{c1} \approx dm_{c2}$ otrzymamy:

$$dQ_f + dQ_z + dm_{c1} (i_{wl} - i_{wy}) = dU + dL + dm_d \cdot i_{wy}. \quad 4.115$$

Wyrażenie na entalpię gazu stosującego się do równania Van der Waalsa ma w przybliżeniu postać:

$$i = c_p T - \frac{2a_v}{v}. \quad 4.116$$

Będziemy więc mieli:

$$i_{wy} = c_p T(\varphi) - \frac{2a_v}{v(\varphi)}; \quad 4.117$$

gdź czynnik wypływa z komory określonej kątem φ .

Natomiast różnicę $(i_{wl} - i_{wy})$ określimy z wyrażenia uproszczonego^{x/}:

$$(i_{wl} - i_{wy}) \approx c_p \left[T(\varphi - \lambda) - T(\varphi) \right]. \quad 4.118$$

^{x/} Różnica $2a_v \left(\frac{1}{v(\varphi - \lambda)} - \frac{1}{v(\varphi)} \right)$ jest bardzo mała w porównaniu z $c_p [T(\varphi - \lambda) - T(\varphi)]$. Stanowi mniej niż 1 % tej wartości.

Celowe więc wydaje się korzystanie z 4.118.

Przyjmując ponadto, że:

$$T(\varphi - \lambda) \approx T(\varphi) + C; \quad 4.119$$

gdzie:

$$C = \frac{1}{3} T_w \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_2 + \lambda)} \right]^{k-1} \right\}; \quad 4.120$$

otrzymamy ostatecznie:

$$(i_{wl} - i_{wy}) \approx \frac{1}{3} T_w \cdot c_p \cdot \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_2 + \lambda)} \right]^{k-1} \right\} \quad 4.121.$$

Kojarząc zależności 4.76 i 4.121 oraz 4.89 i 4.117 otrzymamy:

$$(i_{wl} - i_{wy}) dm_{o1} = \frac{T_w \cdot c_p \cdot R \cdot s_{c1}}{6\pi m} \left\{ 1 - \frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_2 + \lambda)} \right\} \cdot \omega_{c1} \cdot \xi_{c1} \left[(1 - \cos \varphi) \frac{e}{R} - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R} \right)^2 \sin^2 \varphi \right] d\varphi; \quad 4.122.$$

oraz:

$$i_{wy} \cdot dm_d = \left(c_p T - \frac{2a_v}{v} \right) dm_d = c_p \cdot T \cdot dm_d - \frac{2a_v}{v} dm_d. \quad 4.123$$

Porównując 4.89 i 4.105 mamy:

$$dm_d = - dm(\varphi) = - m'(\varphi) \cdot d\varphi; \quad 4.124$$

więc 4.123 po uwzględnieniu 4.106:

$$i_{wy} \cdot dm_d = m'(\varphi) d\varphi \cdot c_p \cdot T + \frac{2a_v \cdot m(\varphi)}{R^2 L \cdot Z(\varphi)} \cdot m'(\varphi) d\varphi. \quad 4.125$$

Zależności 4.122 i 4.125 dopełniają poszukiwane wyrażenia występujące w równaniu 4.115.

Obecnie zestawimy dla uporządkowania wszystkie człony tego

równania:

$$a/ dQ_f = dL_f = 4 \pi^2 n^2 R^4 \cdot L \cdot \left(\frac{b}{R}\right) \cdot \left(\frac{h}{R}\right) \rho_r \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R}\right) \cdot$$

$$\cdot \frac{k_1 + k_2 \sin^2 \varphi - k_3 \cos \varphi}{1 - k_4 \sin^2 \varphi - \mu_c k_5 \sin \varphi} \cdot [\mu_{cu} - |g| \cdot T] \cdot d\varphi$$

$$b/ dQ_z = \frac{K \cdot \lambda_1 \cdot RL \cdot T_{ot}}{z \cdot n \cdot \delta_1} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{T_w}{T_{ot}} \left[2 - \left(\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right)^{k-1} \right] \right\} d\varphi ;$$

$$c/ (i_{wl} - i_{wy}) \cdot dm_{c1} = \frac{T_w \cdot c_p \cdot R \cdot \sin \varphi}{6 \pi n} \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_2 + \lambda)} \right]^{k-1} \right\} \cdot$$

$$w_{c1} \cdot \rho_{c1} \cdot \left[(1 - \cos \varphi) \left(\frac{e}{R}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{R}\right)^2 \cdot \sin^2 \varphi \right] d\varphi ;$$

$$d/ i_{wy} \cdot dm_d = - m'(\varphi) \cdot c_p \cdot T d\varphi + \frac{2 a_v \cdot m(\varphi) \cdot m'(\varphi)}{R^2 L \cdot Z(\varphi)} d\varphi ;$$

$$e/ dU + dL = m(\varphi) \cdot c_v \cdot dT + R^2 L \frac{[m(\varphi) \cdot Z'(\varphi) - m'(\varphi) Z(\varphi)] R \cdot T}{R^2 L Z(\varphi) - b_v \cdot m(\varphi)} d\varphi$$

$$+ m'(\varphi) \cdot c_v \cdot T d\varphi - \frac{m(\varphi) \cdot m'(\varphi) \cdot a_v}{R^2 L \cdot Z(\varphi)} d\varphi ;$$

Po podstawieniu tych wyrażeń do 4.115 i przekształceniu otrzymamy:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \left\{ \frac{B_1}{c_v} \cdot \frac{F_1(\varphi)}{m(\varphi)} + \frac{B_2}{c_v} \cdot \frac{1}{m(\varphi)} + \frac{B_3}{c_v} \cdot \frac{F_2(\varphi)}{m(\varphi)} - \frac{m'(\varphi) \cdot a_v}{c_v R^2 L \cdot Z(\varphi)} \right\} -$$

$$- \left\{ B_1 \frac{|g|}{\mu_{cu} \cdot c_v} \cdot \frac{F_1(\varphi)}{m(\varphi)} + (k-1) \cdot \frac{F_3(\varphi)}{m(\varphi)} \right\} T ;$$

4.126

gdzie:

$$B_1 = 4 \pi^2 n^2 R^4 \cdot L \cdot \left(\frac{b}{R}\right) \cdot \left(\frac{h}{R}\right) \beta_{cl} \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{c}{R}\right) \mu_{cu}, \quad 4.127$$

$$B_2 = \frac{K \cdot \lambda_i \cdot R \cdot L \cdot T_{ot}}{z \cdot n \cdot \delta_i} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{T_w}{T_{ot}} \left[2 - \left(\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_2 - \lambda)} \right)^{k-1} \right] \right\},$$

4.128

$$B_3 = \frac{T_w \cdot c_p \cdot R \cdot s_{c1}}{6 \pi n} \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_2 + \lambda)} \right]^{k-1} \right\}. \quad 4.129$$

Natomiast:

$$F_{11} = \frac{k_1 + k_2 \sin^2 \varphi - k_3 \cos \varphi}{1 - k_4 \sin^2 \varphi - \mu_c k_5 \sin \varphi}; \quad 4.130$$

$$F_2 = w_{c1} \cdot \varrho_{c1} \left[\left(1 - \cos \varphi\right) \left(\frac{c}{R}\right) - \frac{1}{2} \left(\frac{c}{R}\right)^2 \sin^2 \varphi \right], \quad 4.131$$

$$F_3 = R^2 L \frac{m(\varphi) \cdot Z'(\varphi) - m'(\varphi) \cdot Z(\varphi)}{R^2 L \cdot Z(\varphi) - b_v \cdot m(\varphi)} - m'(\varphi), \quad 4.132.$$

$$m(\varphi) = \frac{R^2 L Z(\alpha_2)}{v_w} - \int_{\alpha_2}^{\varphi} \frac{R \left(1 - \frac{c}{R}\right) s_d \cdot \varrho_d \cdot w_d}{z \cdot n} d\varphi, \quad 4.104$$

$$m'(\varphi) = - \frac{R \left(1 - \frac{c}{R}\right) \cdot s_d \cdot \varrho_d \cdot w_d}{z \cdot n}, \quad 4.133$$

$$Z'(\varphi) = a_1 \cos \varphi - a_2 \sin \varphi + 2a_3 \cos 2\varphi - 2a_4 \sin 2\varphi,$$

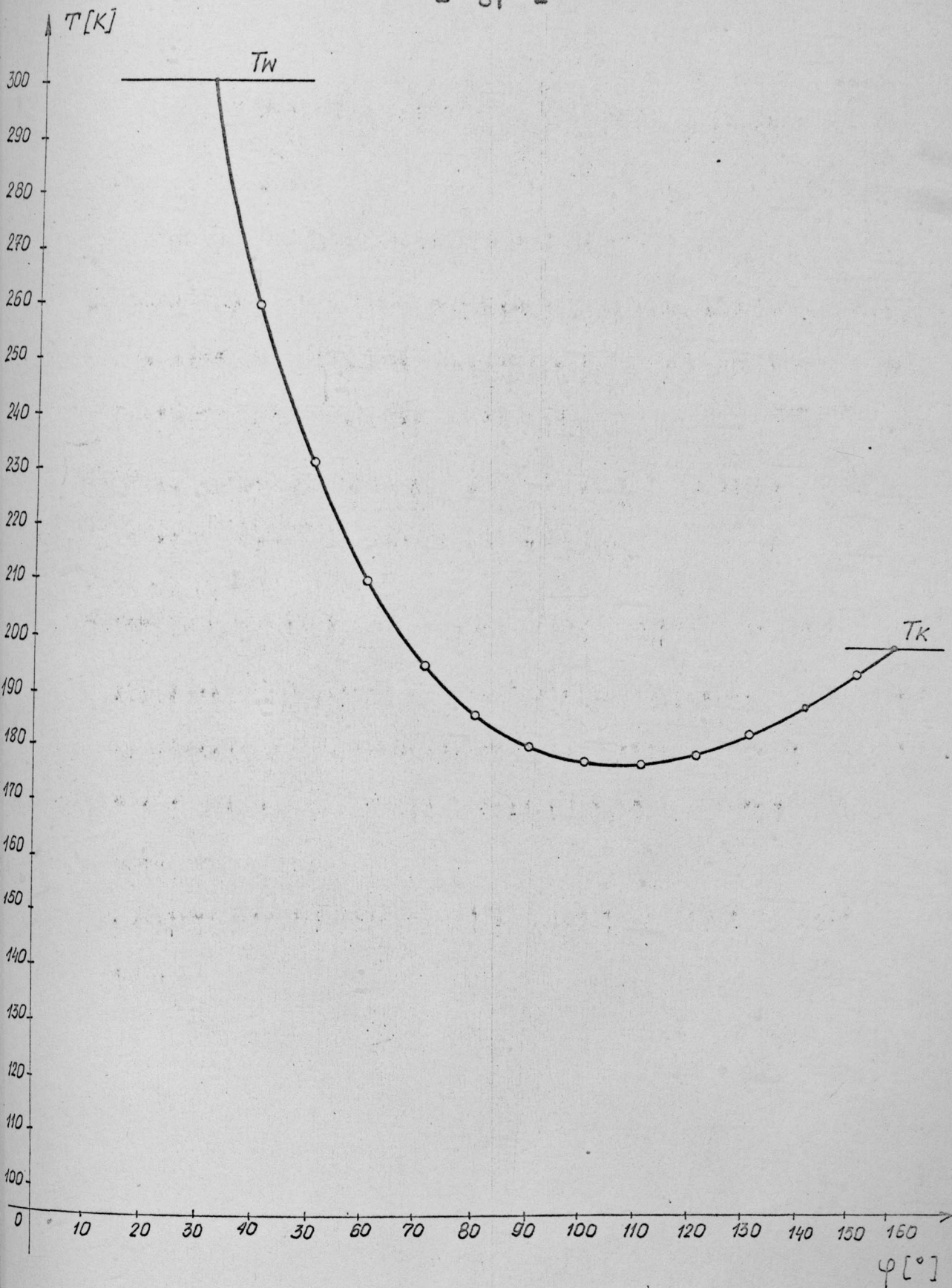
$$Z(\varphi) = a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi + a_3 \sin 2\varphi + a_4 \cos 2\varphi + a_5. \quad 3.15$$

Stałe $a_1 \dots a_5$ określone są zależnościami 3.16 a stałe $k_1 \dots k_5$ wzorami 4.41.

Zależność 4.126 jest poszukiwanym równaniem różniczkowym opisującym procesy zachodzące w komorze podczas ekspansji.

Jest to jak nietrudno zauważyć liniowe równanie różniczkowe o zmiennych współczynnikach. Ze względu na skomplikowaną postać tych współczynników, rozwiązanie numeryczne równania najwygodniej uzyskać przy użyciu maszyny cyfrowej.

Na rys. 14 przedstawiono rozwiązanie równania dla wybranego zestawu danych [26]:



Rys. 14. Zmiana temperatury w komorze rozprężarki podczas fazy rozprężania [wg 29]

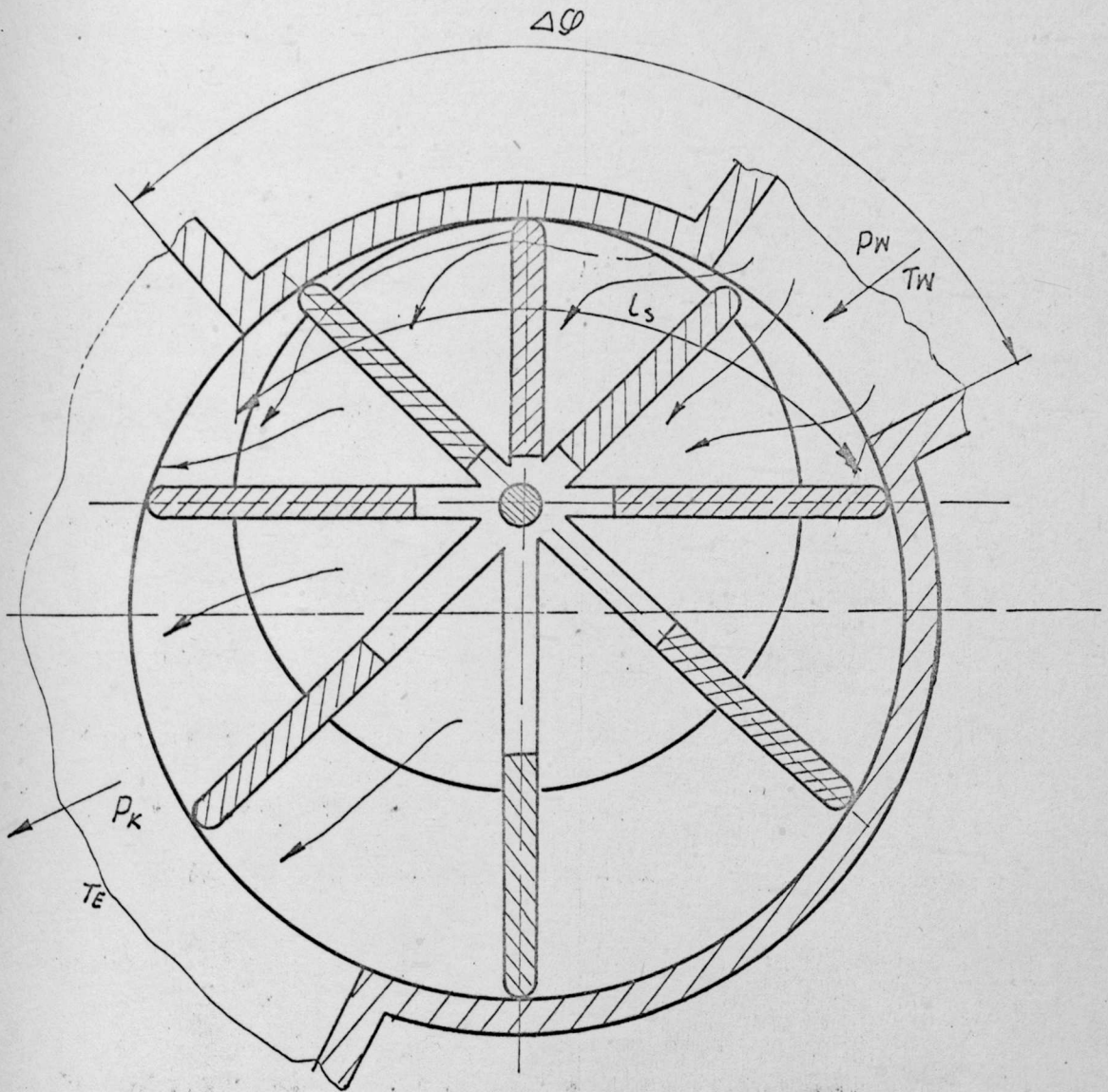
4.10. Wyznaczenie temperatury gazu w króćcu wylotowym

Temperatura gazu w króćcu wylotowym jest wynikiem wzajemnego oddziaływania dwóch następujących procesów:

- a/ zmieszania się w fazie wydmuchu strumienia masy o temperaturze T_k - tj. gazu po ekspansji oraz strumieni przecieków o temperaturach wyższych,
- b/ dopływu w fazach wydmuchu, sprężania i napełniania strumienia ciepła od tarcia mechanicznego.

Strumienie przecieków o których mowa w punkcie a/ to:

- strumień masy gazu \dot{m}_I bezpośrednio dopływający do króćca wylotowego z króćca wlotowego, bez uczestniczenia w procesie ekspansji w komorze /drogę przecieków pokazano na rys. 15/;
- strumień ubytku masy z komory będącej w fazie ekspansji \dot{m}_{II} :



Rys. 15. Drogi strumienia przecieków \dot{m}_1 .

Wielkość strumienia m_I określimy z wzoru /4.67/.

$$m_I = w_I \cdot A_I \cdot \zeta_I; \quad 4.135$$

gdzie przekrój A_I wyznaczymy z zależności:

$$A_I = l_s \cdot s_m = r \cdot \Delta\varphi \cdot s_m \approx R \left(1 - \frac{e}{R}\right) (\alpha_2 + \lambda) \cdot s_m. \quad 4.136$$

Prędkość w_I określona może być ze wzoru:

$$p_w - p_k = \frac{12 \left(\frac{2r}{s_m}\right) \cdot \eta}{s_m} \cdot w_I + 0,75 \cdot \zeta_I w_I^2; \quad 4.137$$

a gęstość z zależności:

$$\zeta_I = \frac{p_{sr}}{R T_w} \quad 4.138$$

We wzorach tych:

s_m - szerokość szczeliny czołowej,

p_k - ciśnienie w króćcu wylotowym

$$p_{sr} = \frac{p_w + p_k}{2}$$

Po uwzględnieniu 4.139, 4.138; 4.136 otrzymamy:

$$m_I = w_I \cdot R \left(1 - \frac{e}{R}\right) (\alpha_2 + \lambda) \cdot s_m \cdot \frac{p_w}{2 R T_w} \cdot$$

$$\left\{ 1 + \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \right\}; \quad 4.140$$

a w_I ze wzoru:

$$p_w \left\{ 1 - \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \right\} = \frac{12 \left(\frac{2r}{S_m} \right) \cdot \eta}{S_m} \cdot w_I +$$

$$+ \frac{3 p_w}{2 R T_w} \left\{ 1 + \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \right\} w_I^2 . \quad 4.141$$

Temperaturę T_I strumienia gazu \dot{m}_I na dopływie do króćca wylotowego określimy ze wzoru:

$$T_I = T_w - \alpha_i (p_w - p_k) ; \quad 4.142$$

gdzie α_i - całkowity współczynnik efektu Joule'a - Thomsona.

Temperatura ta jest znacznie wyższa od temperatury gazu po ekspansji;

$$T_I \gg T_K$$

Strumień \dot{m}_{II} określimy, wychodząc z zależności:

$$\dot{m}_{II} = z \cdot n \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} dm_d = z \cdot n \cdot \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} \frac{R \left(1 - \frac{e}{R} \right) s_d \cdot w_d \cdot \vartheta_d}{z \cdot n} d\varphi ; \quad 4.143$$

$$\dot{m}_{II} = R \left(1 - \frac{e}{R} \right) s_d \cdot \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} w_d \cdot \vartheta_d \cdot d\varphi . \quad 4.144$$

Jego zastępczą temperaturę wyznaczamy wychodząc z wzoru:

$$T_{II} = T_k + \frac{1}{2} (T_w - T_k). \quad 4.145$$

Zestawmy obecnie niezbędne do obliczenia temperatury gazu w króćcu wylotowym wzory /dotyczące strumieni o których mowa w punkcie a/.

- Strumień masy gazu po ekspansji \dot{m}_k :

$$\dot{m}_k = \left[\frac{R^2 L \cdot Z(\alpha_2)}{v_w} - \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} \frac{R(1 - \frac{e}{R}) s_d \cdot \rho_d \cdot w_d}{z \cdot n} d\varphi \right] z \cdot n \quad 4.146$$

Jego temperatura wynosi T_k a ciśnienia p_k .

- Strumień przecieków nie wykonujących pracy \dot{m}_I wynosi:

$$\dot{m}_I = w_I \cdot R \left(1 - \frac{e}{R}\right) (\alpha_2 + \lambda) \cdot s_m \frac{p_w}{2 R T_w} \left\{ 1 + \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \right\}; \quad 4.147$$

a jego temperatura:

$$T_I = T_w - \alpha_1 (p_w - p_k); \quad 4.142$$

ciśnienie natomiast $p = p_k$.

- Strumień przecieków z komory roboczej \dot{m}_{II} :

$$\dot{m}_{II} = R \cdot \left(1 - \frac{e}{R}\right) \cdot s_d \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} w_d \cdot \rho_d \cdot d\varphi \quad 4.144.$$

zaś temperatura

$$T_{II} = \frac{1}{2} (T_w + T_k) \text{ i ciśnienie } p_k. \quad 4.145.$$

W przestrzeni wylotowej strumienie te ulegają wymieszaniu a ich wspólną temperaturę określimy przyjmując że:

$$\dot{i}_k + \dot{i}_I + \dot{i}_{II} = \dot{i}_m \quad 4.148$$

gdzie: $\dot{i}_I, \dot{i}_k, \dot{i}_{II}$ - strumienie entalpii poszczególnych składników

\dot{i}_m - strumień entalpii czynnika wymieszanego w króćcu wylotowym.

W przybliżeniu spełnione są równości:

$$\begin{aligned} \dot{i}_k &\approx \dot{m}_k \cdot T_k \cdot c_{pk}, \\ \dot{i}_I &\approx \dot{m}_I \cdot T_I \cdot c_{pI}, \\ \dot{i}_{II} &\approx \dot{m}_{II} \cdot T_{II} \cdot c_{pII}, \end{aligned} \quad 4.149$$

.....

$$\dot{i}_m \approx \dot{m} \cdot T_m \cdot c_{pm}$$

oraz dla ciśnienia $p_k \approx 1$ bar i temperatur z wzoru 4.149

$$c_{pk} \approx c_{pI} \approx c_{pII} \approx c_{pm} \approx c_p \quad 4.150$$

Wykorzystując 4.149 i 4.150 wzór 4.148 napiszemy w postaci:

$$T_m = \frac{\dot{m}_k \cdot T_k + \dot{m}_I \cdot T_I + \dot{m}_{II} \cdot T_{II}}{\dot{m}} \quad 4.151$$

Oznaczając;

$$\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}} = X_1,$$

$$\frac{\dot{m}_I}{\dot{m}} = X_2,$$

$$\frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}} = X_3;$$

4.152

oraz przyjmując, że rozprężarka jest zewnętrznie szczelna, /tzn. brak jest ucieczki gazu z rozprężarki do otoczenia/ możemy wyrażenie na temperaturę po zmieszaniu napisać w postaci:

$$T_m = \left(X_1 + \frac{1}{2} X_3 \right) T_k + \left(X_2 + \frac{1}{2} X_3 \right) T_w - X_2 (p_w - p_k) \alpha_1.$$

4.153.

Wyrażenie $X_2 (p_w - p_k) \alpha_1$ jest w porównaniu z pozostałymi elementami tego równania zdecydowanie mniejsze. Stanowi ok. 1 % pozostałej wielkości. Możemy go pominąć i wówczas:

$$T_m = \frac{1}{2} \left\{ [1 + (X_1 - X_2)] \cdot T_k + [1 - (X_1 - X_2)] \cdot T_w \right\}. \quad 4.154$$

Aby określić ostateczną temperaturę w króćcu wylotowym pozostaje jeszcze uwzględnienie dodatkowej zmiany temperatury ΔT gazu wywołanej tarciem mechanicznym /patrz p. "b"/.

Obliczyć ją można ze wzoru:

$$\Delta T_f \cdot \dot{m} c_p \approx z \cdot n \int_{\alpha_3 - \lambda}^{2\pi + \alpha_2} dL_f \quad ; \quad 4.155$$

czyli:

$$\Delta T_f = \frac{z \cdot n \int_{\alpha_3 - \lambda}^{2\pi + \alpha_2} dL_f}{\dot{m} c_p} \quad ; \quad 4.156$$

gdzie: \dot{m} - mierzalny bezpośrednio strumień gazu dopływającego do rozprężarki.

Wielkość dL_f określana jest zależnością 4.46.

Będziemy więc mieli:

$$\Delta T_f = \frac{4\pi^2 \cdot n^3 \cdot Z \cdot R^4 \cdot L \cdot \left(\frac{b}{R}\right) \cdot \left(\frac{h}{R}\right) \cdot \rho_t \left(1 + \frac{2}{\pi} \frac{e}{R}\right) (\mu_{cu} + |q| \cdot T_m)}{\dot{m} c_p} \int_{\alpha_3 - \lambda}^{2\pi + \alpha_2} F_1(\varphi) d\varphi, \quad 4.157$$

gdzie:

$$F_1 = \frac{k_1 + k_2 \sin^2 \varphi - k_3 \cos \varphi}{1 - k_4 \sin^2 \varphi - \mu_c k_5 \cdot \sin \varphi}, \quad 4.130$$

czyli:

$$\Delta T_f = B_4 \cdot \int_{\alpha_3 - \lambda}^{2\pi + \alpha_2} F_1(\varphi) d\varphi \quad 4.158$$

Temperatura gazu w króćcu wylotowym tj. temperatura gazu po ekspansji w rozprężarce będzie wynosiła:

$$T_E = T_m + \Delta T_f, \quad 4.159$$

kub po uwzględnieniu 4.154 i 4.158

$$T_E = \frac{1}{2} \left\{ [1 + (X_1 - X_2)] \cdot T_k + [1 - (X_1 - X_2)] \cdot T_w \right\} + B_4 \cdot \int_{\alpha_3 - \lambda}^{2\pi + \alpha_2} F_1(\varphi) d\varphi. \quad 4.160$$

Wzór 4.160 jest poszukiwanym wyrażeniem na temperaturę gazu po ekspansji w rozprężarce.

4.11. Teoretyczna sprawność wewnętrzna η_{iT} rozprężarki

Wyprowadzone w poprzednich podrozdziałach zależności pozwalają przy danej konstrukcji rozprężarki i zadanym stanie czynnika na wlocie określić ciśnienie i temperaturę czynnika po ekspansji.

Możemy więc określić teoretyczny współczynnik sprawności wewnętrznej η_{iT} :

Zgodnie z 1.3. mamy więc:

$$\eta_{iT} = \frac{h}{h_0} = \frac{i(T_W, P_W) - i(T_E, P_K)}{i(T_W, P_W) - i(T_S, P_K)} ; \quad 4.161$$

gdzie:

$i(T_W, P_W)$ - entalpia czynnika na wlocie do rozprężarki,

$i(T_E, P_K)$ - entalpia czynnika na wylocie z rozprężarki,

$i(T_S, P_K)$ - entalpia na wylocie z rozprężarki, przy ekspansji izentropowej.

Temperaturę czynnika przy ekspansji izentropowej T_S określimy z zależności dla adiabaty Van der Waalsa:

$$\frac{T_S}{T_W} = \left(\frac{v_W - b_V}{v_S - b_V} \right)^{k-1} ; \quad 4.162$$

a zakładając, że:

$$v_S = v_W \frac{Z(\alpha_3 - \lambda)}{Z(\alpha_2)} ; \quad 4.163$$

lub:

mamy:

$$T_s = T_w \left(\frac{v_w - b_v}{v_w \frac{Z(\alpha_3 - \lambda)}{Z(\alpha_2)} - b_v} \right)^{k-1} \quad 4.164$$

Różnice entalpii występujące zarówno w liczniku jak i mianowniku wzoru 4.161 można określić analitycznie opierając się o przyjęte równanie stanu. Określenie różnicy entalpii w oparciu o równanie Van der Waalsa jest mało dokładne.

Większą dokładność natomiast zapewnia wyrażenie na różnicę entalpii wyprowadzone z równania Beattie - Bridgmana.

Dla równania tego wyrażenia na entalpię ma postać:

$$i = c_p T - \frac{4 R c_{BB}}{T v^2} - \frac{5 R B_0 c_{BB}}{2 T^2 v^2} - \frac{2 A_0}{v} + \frac{3 A_0 a_{BB}}{2 v^2} + \frac{R B_0 T}{v} - \frac{R B_0 b_{BB} T}{v^2} + i_0 \quad 4.165$$

Różnice entalpii występujące w równaniu 4.161 będą więc wynosiły:

$$i(T_w, p_w) - i(T_E, p_k) = c_p (T_w - T_E) - 4 R c_{BB} \left(\frac{1}{v_w T_w^2} - \frac{1}{v_E T_E^2} \right) - 2,5 R B_0 c_{BB} \left(\frac{1}{v_w^2 T_w^2} - \frac{1}{v_E^2 T_E^2} \right) - 2 A_0 \left(\frac{1}{v_w} - \frac{1}{v_E} \right) + 1,5 A_0 a_{BB} \left(\frac{1}{v_w^2} - \frac{1}{v_E^2} \right) + R B_0 \left(\frac{T_w}{v_w} - \frac{T_E}{v_E} \right) - R B_0 b_{BB} \left(\frac{T_w}{v_w^2} - \frac{T_E}{v_E^2} \right); \quad 4.166$$

oraz

$$\begin{aligned}
 i(T_W, p_W) - i(T_S, p_k) &= c_p (T_W - T_S) - \\
 - 4 R c_{BB} \left(\frac{1}{v_W T_W^2} - \frac{1}{v_S T_S^2} \right) &- 2,5 R B_o c_{BB} \left(\frac{1}{v_W T_W^2} - \frac{1}{v_S T_S^2} \right) - \\
 - 2 A_o \left(\frac{1}{v_W} - \frac{1}{v_S} \right) &+ 1,5 A_o a_{BB} \cdot \left(\frac{1}{v_W} - \frac{1}{v_S} \right) + \\
 + R B_o \left(\frac{T_W}{v_W} - \frac{T_S}{v_S} \right) &- R B_o b_{BB} \left(\frac{T_W}{v_W} - \frac{T_S}{v_S} \right); \quad 4.167
 \end{aligned}$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 v_E &= f(T_E, p_k), \quad 4.168 \\
 v_S &= f(T_S, p_k);
 \end{aligned}$$

określone przy pomocy równania Van der Waalsa.

A_o ; a_{BB} ; B_o ; b_{BB} ; c_{BB} - stałe równania B - B.

Podstawiając 4.166 i 4.167 do 4.161 otrzymujemy wyrażenie pozwalające oszacować teoretyczną sprawność wewnętrzną η_{it} .

4.1.2. Nateżenie przepływu przez rozprężarkę. Moc rozprężar-

ki.

Strumień masy przepływający przez rozprężarkę może być zgodnie z 4.152 napisany w postaci:

$$\dot{m} = \dot{m}_K + \dot{m}_I + \dot{m}_{II} \quad 4.169$$

Wykorzystując wyprowadzone uprzednio zależności, wyrażenie na natężenie przepływu przyjmie postać:

$$\begin{aligned} \dot{m} = & \left[\frac{R^2 L Z(\alpha_2)}{v_w} - \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} \frac{R \left(1 - \frac{e}{R}\right) s_d \cdot \xi_d \cdot w_d}{z \cdot n} d\varphi \right] z \cdot n \cdot \\ & + w_I \cdot R \cdot \left(1 - \frac{e}{R}\right) (\alpha_2 + \lambda) \cdot s_m \cdot \frac{p_w}{2 R T_w} \left\{ 1 + \left[\frac{Z(\alpha_2)}{Z(\alpha_3 - \lambda)} \right]^k \right\} + \\ & + R \left(1 - \frac{e}{R}\right) s_d \cdot \int_{\alpha_2}^{\alpha_3 - \lambda} w_d \cdot \xi_d \cdot d\varphi. \end{aligned} \quad 4.170$$

Moc rozprężarki, jako maszyny przepływowej, określamy z zależności

$$\begin{aligned} N_{IT} = \dot{m} \cdot \left[i(T_w, p_w) - i(T_E, p_k) \right] = \dot{m} \left[i(T_w, p_w) - \right. \\ \left. - i(T_s, p_k) \right] \cdot \eta_{IT}. \end{aligned} \quad 4.171$$

Jest to teoretycznie wyznaczona moc wewnętrzna.

5. BADANIE WŁASNOŚCI ROZPRĘŻARKI PRZY UŻYCIU MASZYNY CYFROWEJ

W poprzednim rozdziale przedstawiono matematyczny model procesów zachodzących w rozprężarce rzeczywistej.

Może on posłużyć do określenia własności termodynamicznych rozprężarki. W szczególności można badać przy jego pomocy wpływ dowolnej wielkości konstrukcyjnej, lub określającej stan czynnika na końcowy efekt pracy rozprężarki.

Zgodnie z tym co powiedziano wyżej (patrz rozdz. 1) efekty te to:

- spadek temperatury czynnika ΔT :

$$\Delta T = T_w - T_E \quad 5.1.$$

lub:

- wydajność chłodnicza Q_o obiegu bez regeneracji, w którym to obiegu rolę elementu obniżającego temperaturę spełnia rozprężarka:

$$Q_o = \dot{m} (i_1 - i_4). \quad 5.2.$$

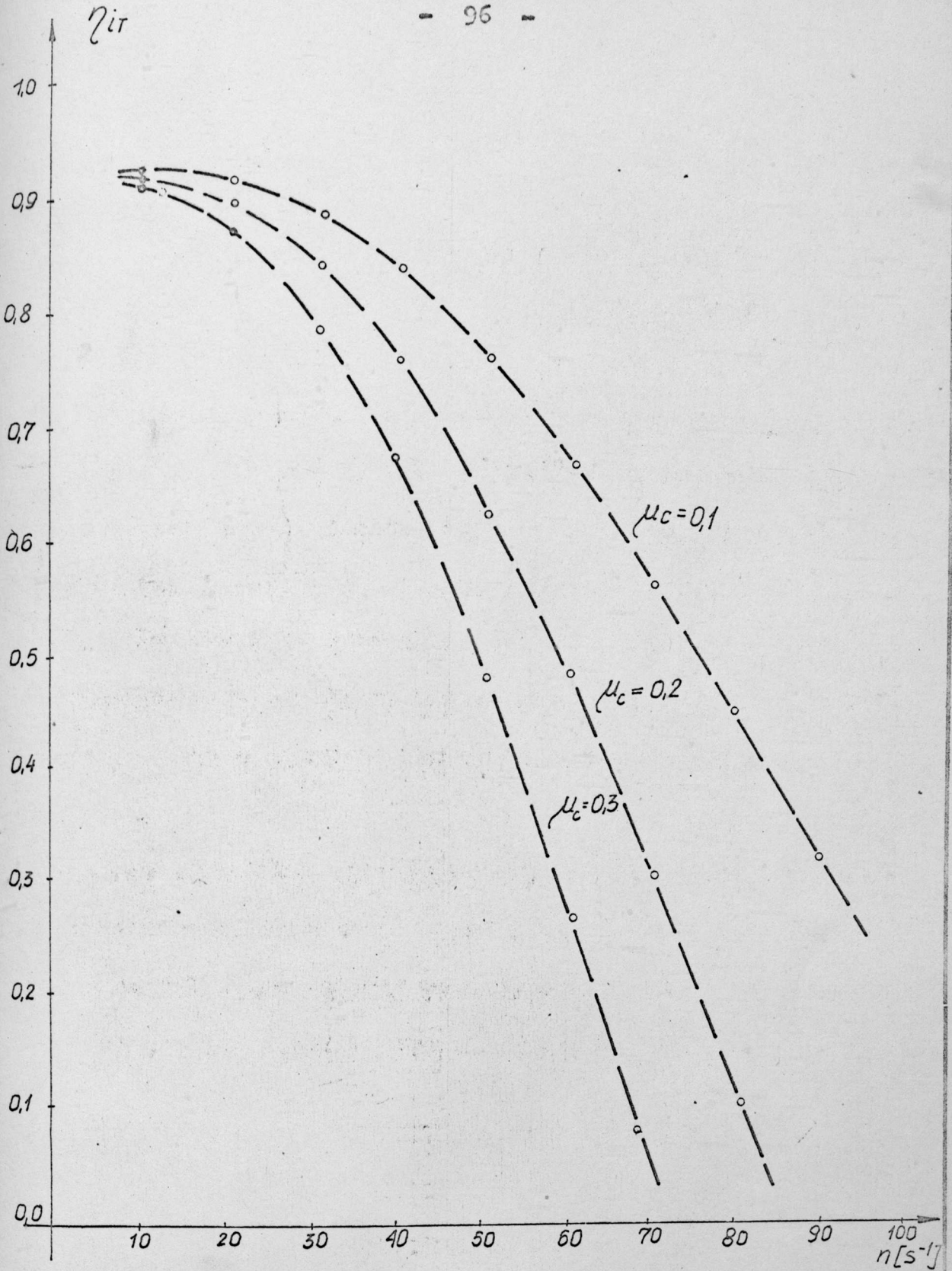
Podstawową jednak wielkością, która w sposób rozstrzygający decyduje o kriotechnicznej przydatności rozprężarki jest jej sprawność wewnętrzna η_{iT} .

Dlatego też przez badanie rozprężarki będzie ^{sie)} (głównie rozumiało określenie wpływu parametrów termodynamiczno-konstrukcyjnych na tą właśnie wielkość.

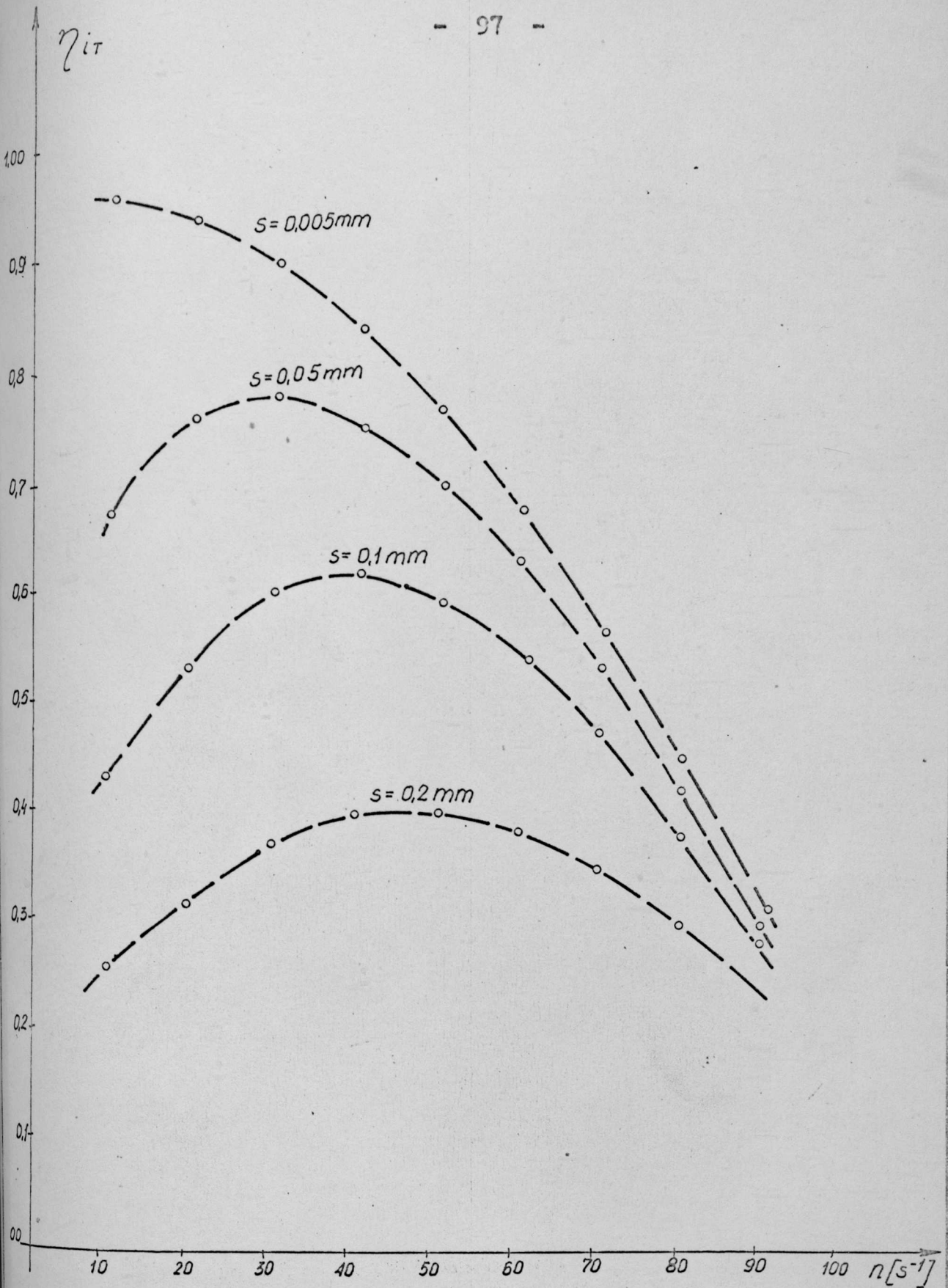
5.1. Teoretyczna wartość sprawności wewnętrznej η_{iF}

Wzór 4.161 będący wyrażeniem na sprawność wewnętrzną η_{iF} jest funkcją wielu zmiennych. Zaliczyć do nich można między innymi: promień cylindra; mimośród względny, grubość, wysokość i długość łopatki, kąty określające położenie odpowiednich krawędzi sterujących, ilość łopatek, gęstość materiału łopatki, rodzaj i grubość izolacji, rodzaj czynnika roboczego, jego temperaturę i ciśnienie na wlocie, stałe materiałowe. Podstawowe jednak znaczenie dla wartości η_{iF} mają te parametry, które decydują o rodzaju i wielkości strat. Są to: współczynnik tarcia łopatki o cylinder, wielkości szczelin, poprzez które z komory ucieka czynnik roboczy oraz obroty wirnika.

Ilościowe określenie wpływu poszczególnych zmiennych na wartość sprawności wewnętrznej przy tak dużej ich liczbie jest sensowne tylko przy użyciu maszyny cyfrowej. Na kolejnych rysunkach przedstawione są wyniki takich obliczeń.



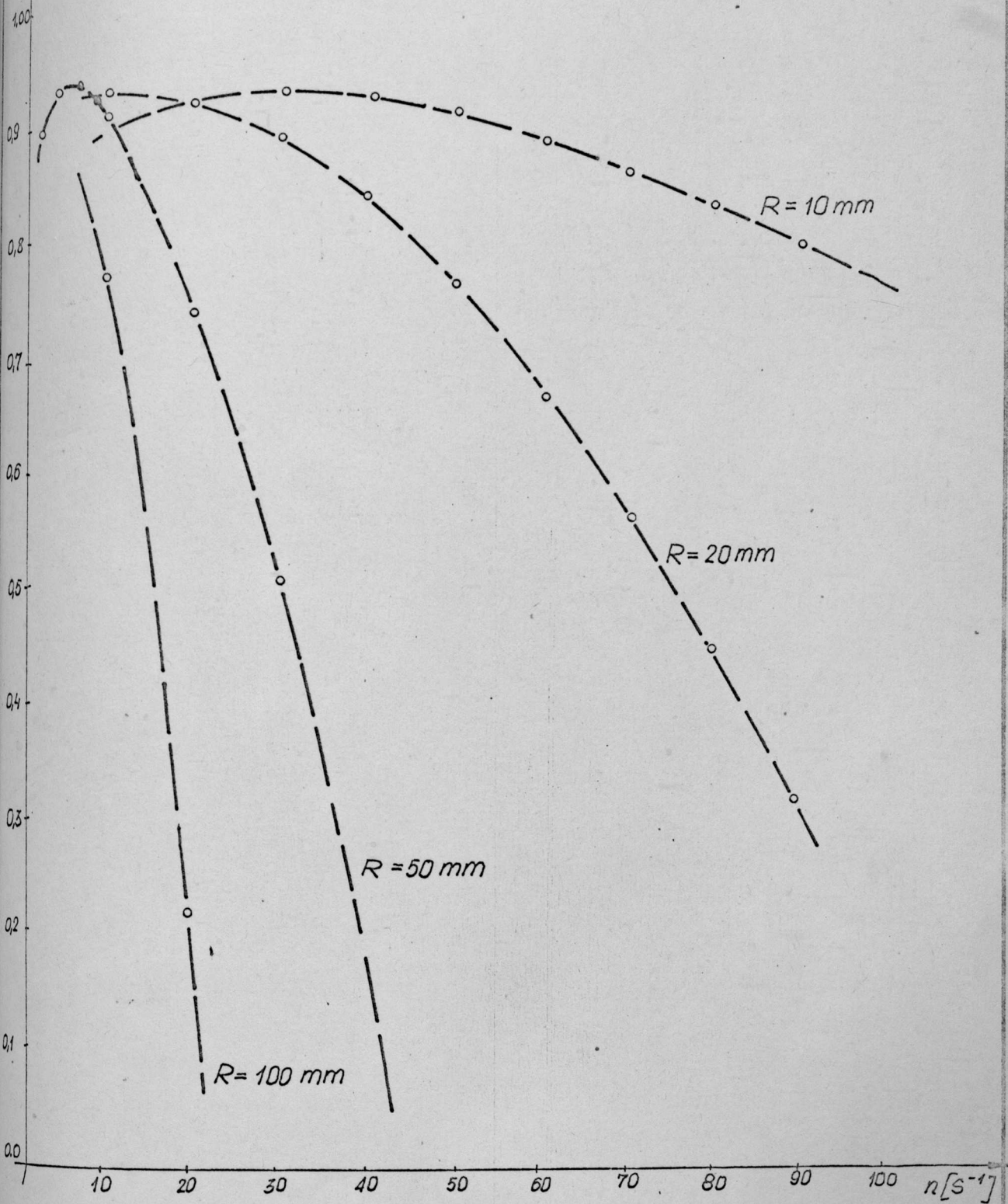
Rys. 16. Zależność sprawności wewnętrznej η_{it} od częstości obrotów dla tarcia [współczynnika $\mu_c = \text{const}$ i przy ustalonych pozostałych parametrach.



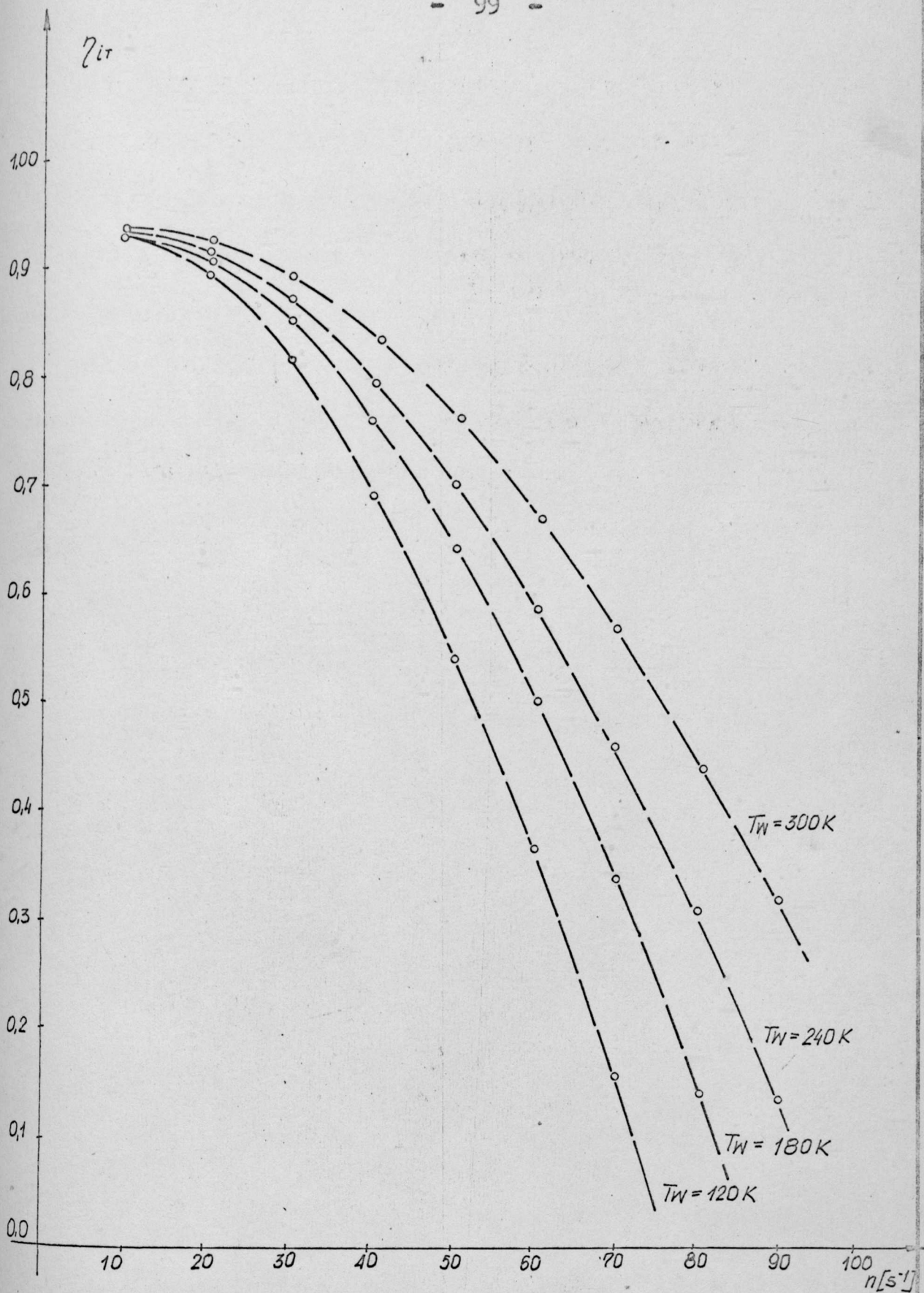
Rys. 17: Zależność sprawności wewnętrznej η_{it}^{od} (częstości obrotów dla szerokości szczeliny $s_m = s_d = s_o = s = \text{const.}$

η_{it}

- 98 -



Rys. 18. Zależność sprawności wewnętrznej η_{it} od częstości obrotów dla promienia cylindra $R = \text{const.}$

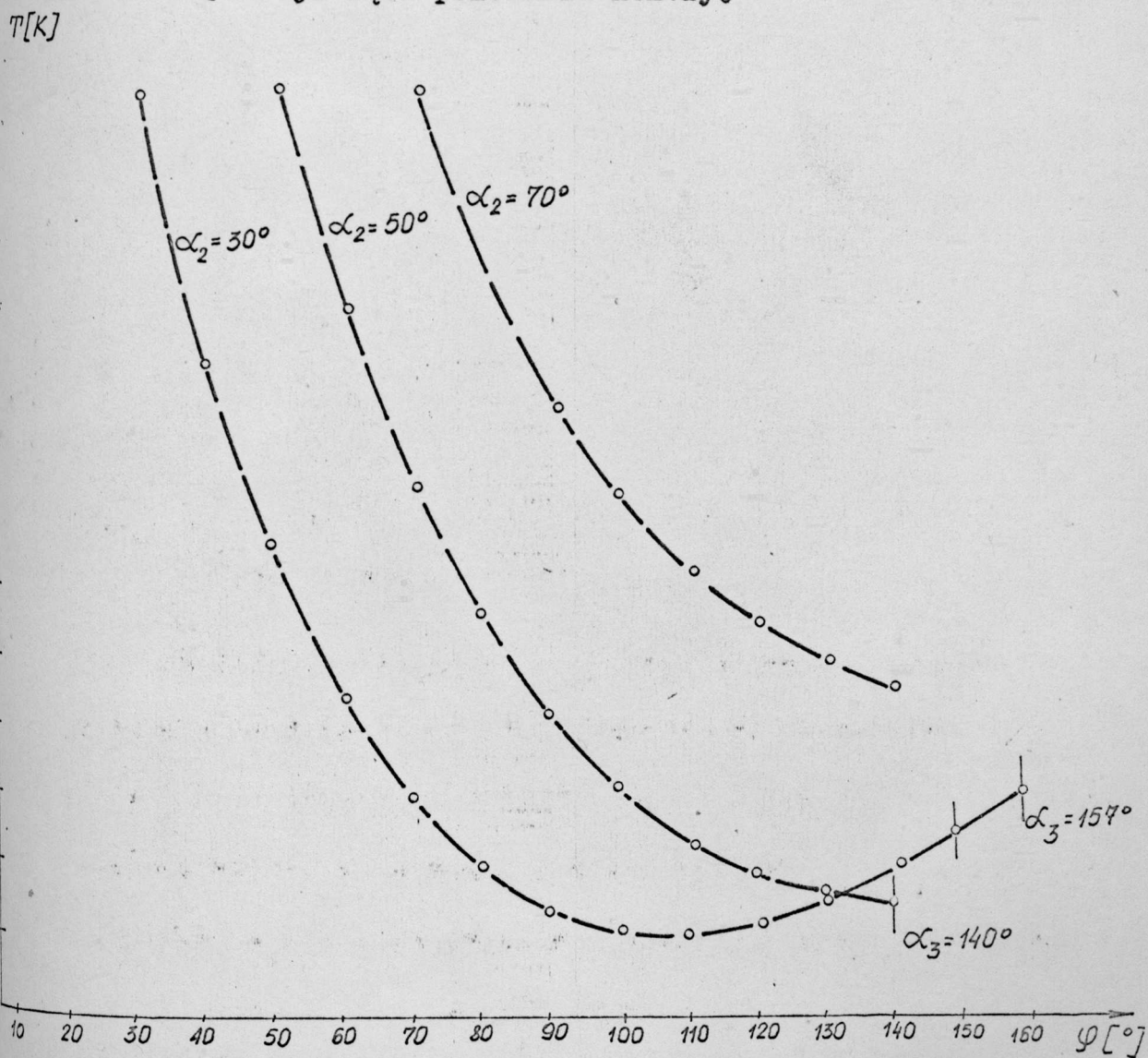


Rys. 19. Zależność sprawności wewnętrznej η_{it} od częstości obrotów dla temperatury gazu na wlocie $T_w = \text{const.}$

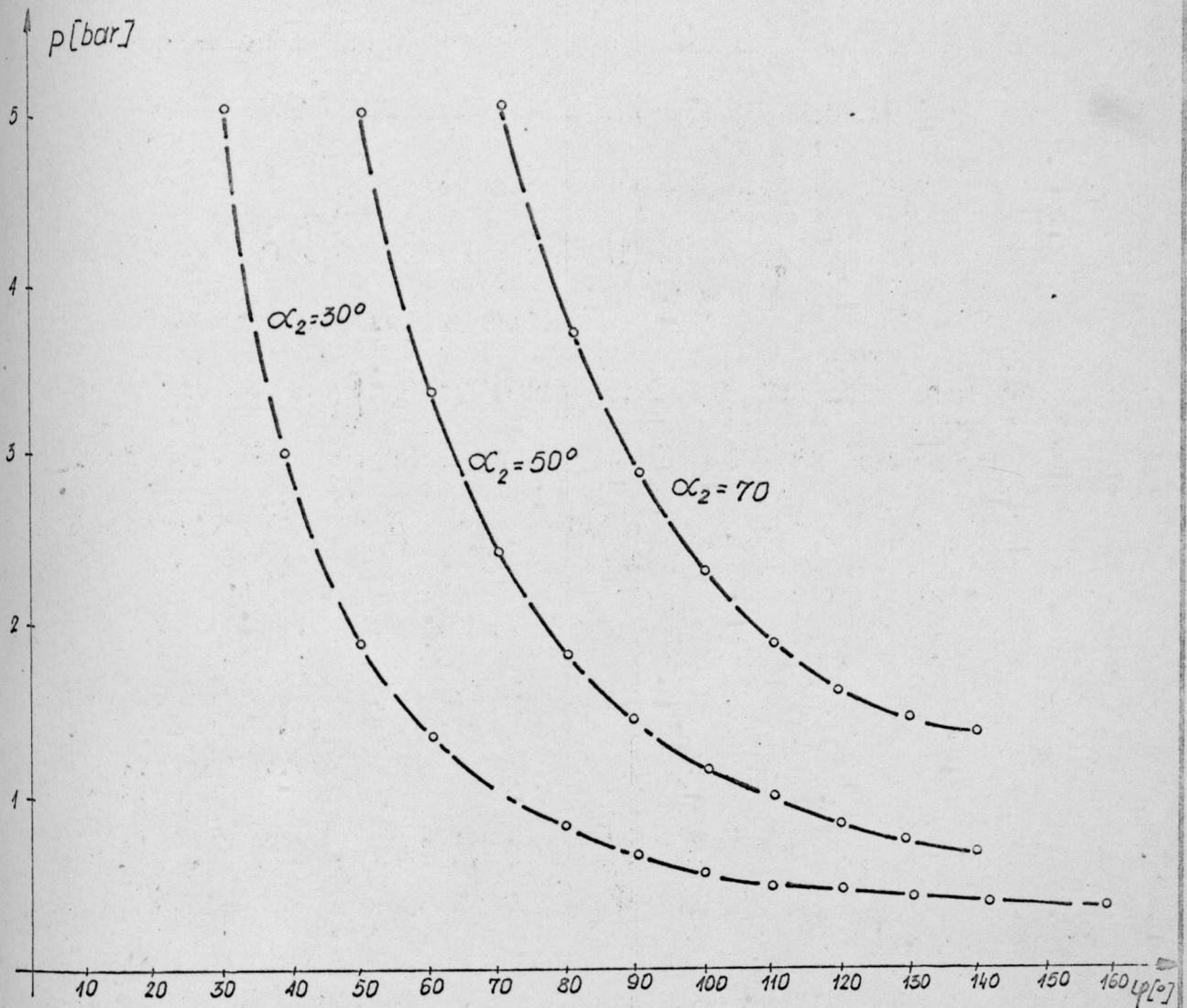
5.2. Inne zależności określone przy pomocy modelu matematycznego rozprężarki i maszyny cyfrowej.

Oprócz badania sprawności wewnętrznej rozprężarki możemy również określić charakter i wielkość zmian innych czynników opisujących pracę rozprężarki.

Do takich zaliczyć można parametry czynnika w komorze podczas ekspansji. Na rys. 20 i 21 pokazano zmianę temperatury i ciśnienia w funkcji kąta położenia komory.



Rys. 20. Temperatura czynnika w komorze w zależności od kąta φ dla wybranych wartości α_2 i α_3 .



Rys. 21. Ciśnienie czynnika w komorze w zależności od kąta φ dla wybranych wartości α_2 i α_3 .

Jak przykładowo pokazano model matematyczny rozprężarki umożliwia wszechstronne jej przebadanie. Przedstawione wyżej wyniki są przykładem możliwości metody. Analityczne badanie rozprężarek ma tę zaletę, że dużo informacji o ich konstrukcji i własnościach otrzymujemy bez potrzeby budowy olbrzymiej serii tych urządzeń, czyli tanim kosztem.

III. BADANIA EKSPERYMENTALNE

6. Cel badań. Opis rozprężarki, stoiska i metody badań

6.1. Cel badań

Wysunięta na początku pracy teza o możliwości użycia rozprężającego silnika rotacyjnego jako elementu obniżającego temperaturę czynnika w obiegu kriotechnicznym, czyli jako rozprężarki, powinna podlegać weryfikacji doświadczalnej.

Głównym celem badań jest więc eksperymentalne potwierdzenie kriotechnicznej przydatności rozprężarki rotacyjnej wynikającej także z analizy teoretycznej.

Celem było więc:

- zaobserwowanie i zmierzenie wielkości spadku temperatury czynnika, w zależności od konstrukcji rozprężarki i parametrów gazu roboczego,
- określenie efektywności procesu oziębiania czyli określenie sprawności wewnętrznej rozprężarki η_1 .

Jak już wspomniano pełne badania eksperymentalne, w przypadku braku modelu matematycznego wymagałyby bardzo dużego zaangażowania finansowego i czasowego w celu uzyskania wyników w dużym zakresie zmian parametrów konstrukcyjnych i termodynamicznych. Natomiast dla urządzenia, w którym zachodzące procesy ujmują model matematyczny sprawdzenie eksperymentalne ma na celu określenie stopnia zgodności modelu matematycznego z rzeczywistością.

Doświadczenie spełnia tu rolę rozstrzygającego kryterium w stosunku do modelu matematycznego.

W przypadku rozprężarki eksperyment sprowadza się do określenia sprawności wewnętrznej rozprężarki i porównanie jej z danymi wynikającymi z modelu matematycznego.

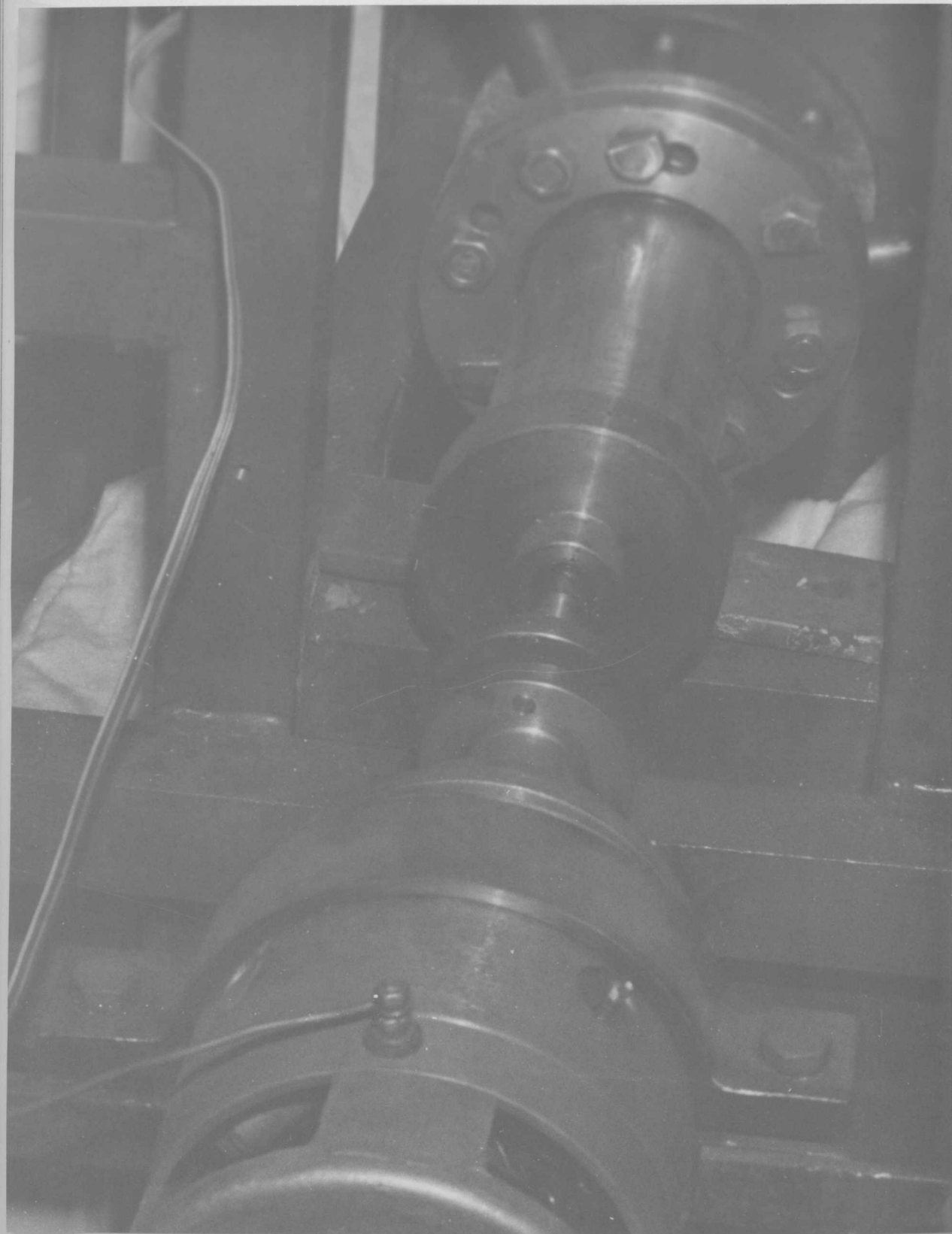
Oprócz ww ważnym celem badań eksperymentalnych szczególnie podczas budowy stoiska było zebranie doświadczenia warsztatowego w zakresie konstrukcji i technologii zarówno rozprężarek rotacyjnych jak i stoisk do ich badania.

6.2. Konstrukcja rozprężarki

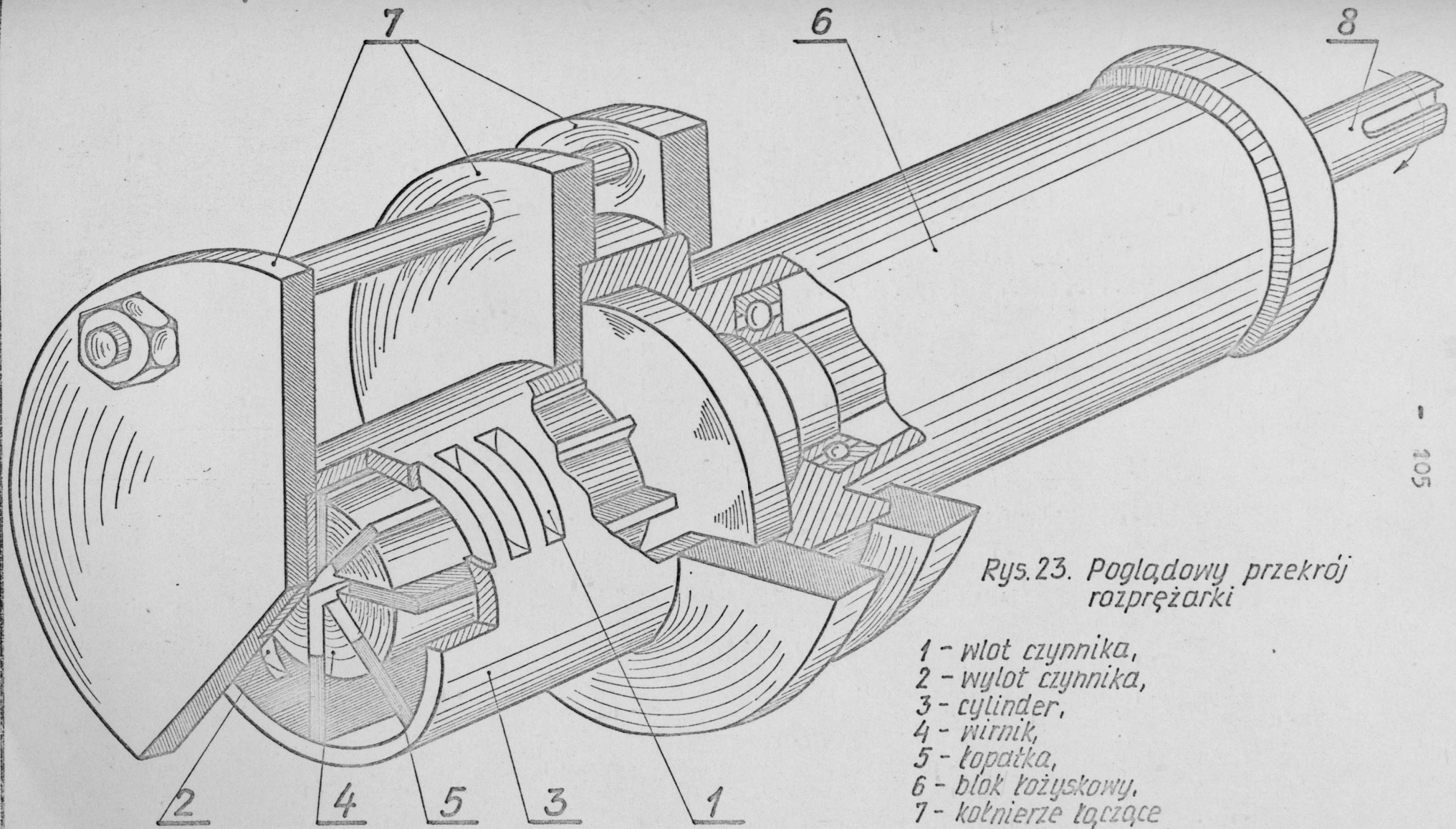
Do badań skonstruowana została rozprężarka rotacyjna, której widok ogólny pokazano na rys. 22 a poglądowy przekrój przytoczono na rys. 23:

Rozprężarka ta stanowi ośmiożopatkowy silnik o następujących, podstawowych parametrach konstrukcyjnych:

- promień cylindra $R = 20 \text{ mm,}$
- promień wirnika $r = 16 \text{ mm,}$
- długość cylindra $L = 50 \text{ mm,}$
- względny mimośród $\frac{e}{R} = 0,2,$
- względna grubość
żopatki $\frac{b}{R} = 0,1,$



Rys. 22. Widok ogólny rozprężarki rotacyjnej na której
prowadzono badania (rozprężarka RR-1).



Rys.23. Pogładowy przekrój rozprężarki

- 1 - wlot czynnika,
- 2 - wylot czynnika,
- 3 - cylinder,
- 4 - wirnik,
- 5 - łopatką,
- 6 - blok łożyskowy,
- 7 - kołnierze łączące
- 8 - wał odprowadzający moc.

- względna wysokość żopatki $h/R = 0,65$,
- żożyska kulowe ,
- materiał żopatek - stal 1 H 18 N 9 T,
- kąt wlotu - $\alpha_2 = 60^\circ$
- kąt otwarcia komory - $\alpha_3 = 200^\circ$,

Cylinder, wirnik i blok żożyskowy wykonano ze stali 1H18N9T.

Cechą charakterystyczną budowy jest umieszczenie bloku żożyskowego oddzielnie od cylindra i wirnika.

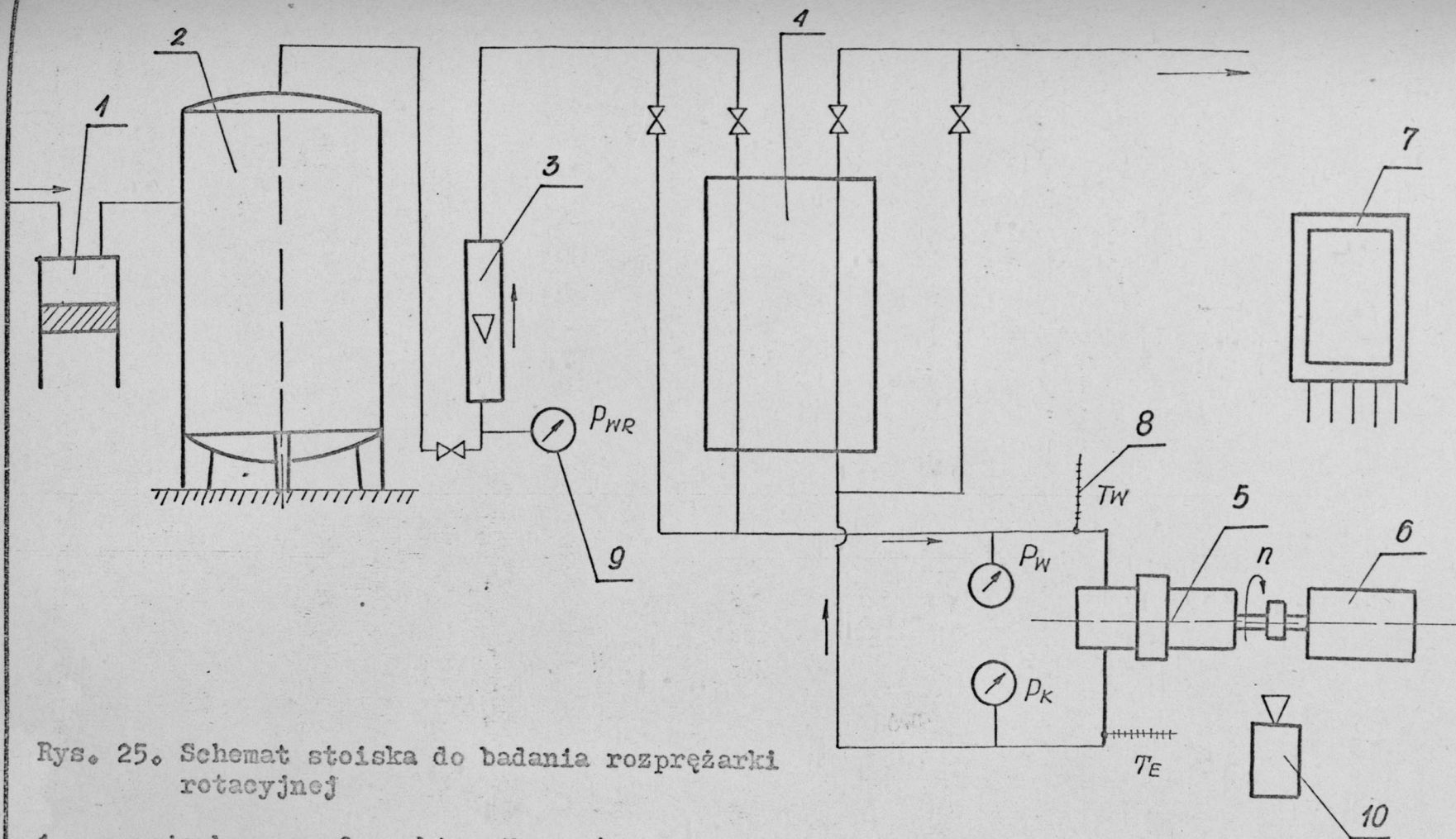
Ma to na celu zmniejszenie wzajemnie szkodliwego wpływu żożysk na komorę ekspansyjną i odwrotnie.

6.3. Opis stoiskai jego przeznaczenie

Fotografię stoiska, na którym prowadzono badania przedstawiono na rys. 24 oraz schematycznie na rys. 25.



Rys. 24. Widok ogólny stoiska do badania rozprężarki.



Rys. 25. Schemat stoiska do badania rozprężarki rotacyjnej

- | | | |
|---------------|--------------------------|-----------------------------|
| 1 - sprężarka | 2 - zbiornik wyrównawczy | |
| 3 - rotametr | 4 - wymiennik | 5 - rozprężarka, |
| 6 - hamulec | 7 - rejestrator | 8 - czujniki termometryczne |
| 9 - manometry | 10 - stroboskop | |

Stoisko składa się z:

- układu zasilania tj. sprężarki 1 (będącej na wyposażeniu hali laboratoryjnej ITCiMP) oraz zbiornika wyrównawczego 2,
- układu pomiarowego w którym mamy: rotametr 3; hamulec 6; rejestrator 7; termometry 8; manometry 9; stroboskop 10;
- wymiennika wstępnego 4 oraz
- rozprężarki badanej 5.

Całość, poza układem zasilania, zmontowano na specjalnej konstrukcji wykonanej z kątowników.

Sprężarka typu L12 jest źródłem sprężonego powietrza o ciśnieniu do 8 atn i o wydajności do $700 \text{ m}^3/\text{h}$. Zbiornik wyrównawczy ma objętość 2 m^3 .

W układzie pomiarowym natężenie przepływu czynnika mierzy się przy pomocy rotometru o zakresie do $100 \text{ m}^3/\text{h}$ i ciśnieniu do 20 at.

Pomiar temperatury jest realizowany przy użyciu czujników oporowych typu Pt 100 i rejestratora kompensacyjnego MKV. Pomiar ciśnienia natomiast - manometrami tarczowymi z rurką Bourdona.

Pomiar mocy rozprężarki odbywa się przy pomocy hamulca elektrycznego, który spełnia rolę odbiornika pracy wykonanej przez gaz w rozprężarce.

W wymienniku 4 (rys. 25) istnieje możliwość oziębienia wstępnego czynnika roboczego. Rolę czynnika ziębiącego mógłby spełniać ewentualnie gaz uprzednio rozprężony, po uprzednim zabezpieczeniu odpowiedniej izolacji cieplnej.

6.4. Program badań

Wielkościami wyznaczanymi w czasie badań są:

- sprawność wewnętrzna η_i oraz
- spadek temperatury ΔT

6.4.1. Wyznaczenie spadku temperatury ΔT

Dla ustalonych obrotów rozprężarki oraz parametrów wlotowych czynnika, różnicę temperatur ΔT wyznacza się z zależności:

$$\Delta T = T_W - T_E \quad 6.1.$$

gdzie T_W i T_E są wartościami temperatury i mierzonymi bezpośrednio na wlocie i na wylocie z rozprężarkami.

6.4.2. Sprawność wewnętrzna

Sprawność tę wyznaczymy ze znanej zależności:

$$\eta = \frac{h}{h_0} \quad 6.2.$$

gdzie:

$$h = [i(p_W, T_W) - i(p_K, T_E)] \quad 6.3.$$

a

$$h_0 = [i(p_W, T_W) - i(p_K, T_{ks})] \quad 6.4.$$

Wartości entalpii $i(p_W, T_W)$, $i(p_K, T_K)$ oraz $i(p_K, T_{ks})$ dla zmierzonych wartości p_W, T_W, p_K, T_K znajdujemy z tablic [34].

7. WYNIKI WSTĘPNYCH EKSPERYMENTÓW

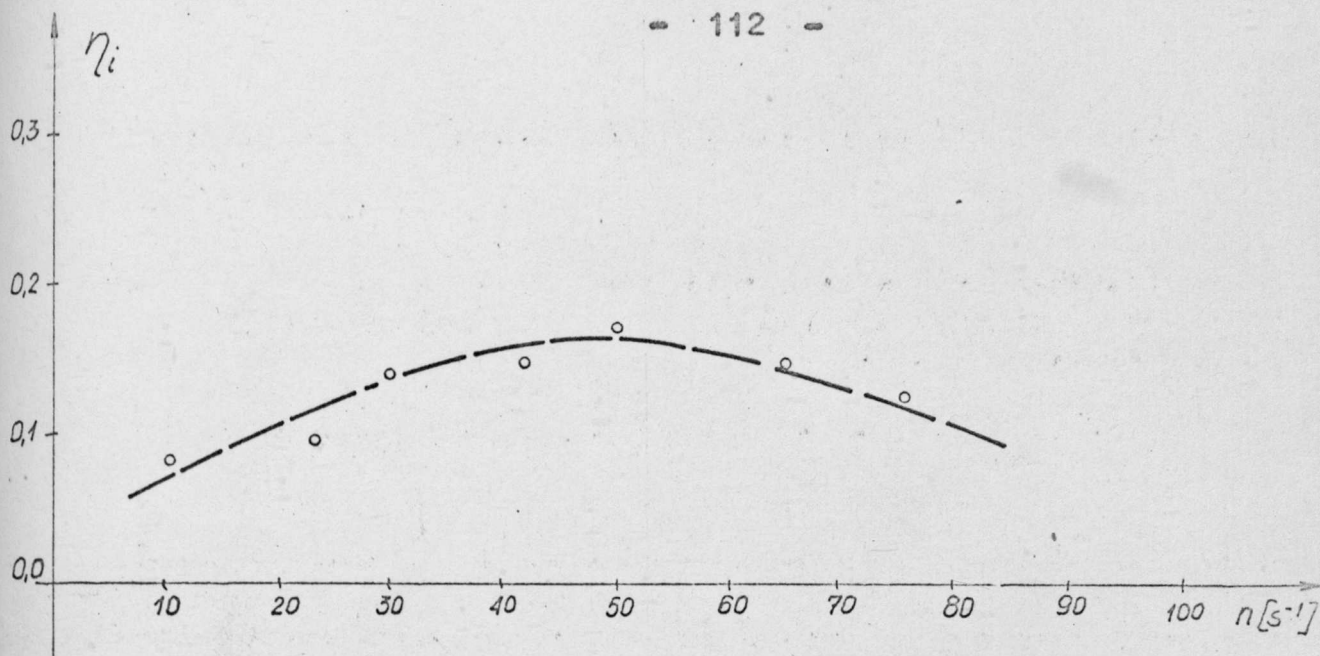
7.1. Tabela wyników pomiarów

W tabeli II przedstawiono wyniki pomiarów wykonanych w czasie wstępnego badania rozprężarki;

Tabela II

Lp.	n s ⁻¹	p_w bar	p_k bar	T_w K	T_E K	ΔT deg	η_i -
1	11	3,8	1,15	295,5	289	6,5	0,076
2	23	3,8	1,20	295,5	287,5	8	0,096
3	30,5	3,6	1,15	295	283,5	11,5	0,140
4	42	3,8	1,20	295	282,5	12,5	0,146
5	49	3,7	1,15	294,5	280,0	14,5	0,173
6	64	3,6	1,15	295	282,5	12,5	0,152
7	76	3,8	1,15	294,5	284	10,5	0,123

Dla danych tych obliczono przy pomocy tablic [34] sprawność wewnętrzną η_i , przedstawioną w tabeli II oraz na rys. 26.



Rys. 26. Doświadczalnie wyznaczona sprawność wewnętrzna η_i .

7.2. Interpretacja wyników

Przedstawione wyżej wyniki badań wstępnych świadczą o dużej zgodności jakościowej i ilościowej krzywej sprawności z wynikami otrzymanymi z modelu matematycznego (patrz rys. 17.) Niewysoka wartość sprawności spowodowana jest trzema przyczynami:

- dużą szczeliną czołową ($S_d \cong 0,25$ mm) co jak pokazuje rys. 17 ma decydujący wpływ na wartość sprawności,
- niską wartością ciśnienia wlotowego, oraz brakiem odpowiedniej izolacji cieplnej w zrealizowanym stoisku pomiarowym.

Niska wartość ciśnienia wlotowego dla danej rozprężarki jest przyczyną ekspansji czynnika w komorze do ciśnienia niższego niż ciśnienie w obszarze wylotowym. Powoduje to cyrkulację

i mieszanie się z czynnikiem ekspansującym w komorze zassanego ciepłego strumienia masy.

Fakt ten został potwierdzony eksperymentalnie szczególnie przy niskich obrotach w postaci drgań wskazań w vakumetru. Drgania ustawały przy wyższych ciśnieniach na wlocie.

IV. W N I O S K I

Sformułowany na stronie 24 program badań został zrealizowany. Uzyskano ilościowe i jakościowe informacje o wpływie parametrów konstrukcyjnych na wartość sprawności η_i .

1. W szczególności okazało się, że kluczową rolę odgrywa wielkość przecieków determinowana wielkością szczeliny S (patrz rys. 14). Przedstawia to wykres na rys. 17, będący graficzną ilustracją obliczeń na EMC wykonanych w oparciu o opracowany przez autora model matematyczny. Jak widać z rysunku przy przejściu od wartości $S = 0,05$ mm do wartości $S = 0,2$ mm η_i maleje od wartości 0,785 do 0,405.
2. Rosnący współczynnik tarcia kłopotki o cylinder powoduje obniżenie sprawności η_i , przykładowo z wartości $\eta_i = 0,76$ przy $\mu_c = 0,1$ do $\eta_i = 0,49$ dla $\mu_c = 0,3$. Porównujemy przy $n = 50$ obr/s (patrz rys. 16).
3. Charakterystyka η_i w funkcji n przy przyjęciu promienia cylindra R za parametr wykazuje największą stabilność (płaska charakterystyka) przy małych wartościach R rzędu $10 \div 20$ mm. (patrz rys. 18).
4. Z praw termodynamiki wynika, że η_i jako funkcja T_{wlot} przy niezmiennych pozostałych parametrach jest funkcją rosnącą. Przedstawiony model i w tym względzie daje poprawne wyniki (patrz rys. 19).

5. Krzywa ekspansji $T = f[v(\varphi)]$ dla pewnych wartości parametrów przestaje być monotoniczna osiągając minimum dla kątów $\varphi < \alpha_3 - \lambda$, (patrz rys. 20):
6. Wyniki obliczeń η_i na podstawie modelu są jakościowo i ilościowo zgodne z wynikami pomiarów wstępnych. Porównania dokonano dla tych samych parametrów konstrukcyjnych rozprężarki, (patrz rys. 17, 20).
7. Po zabezpieczeniu odpowiedniej krioizolacji zarówno dla rozprężarki, jak i dla wymiennika ciepła można będzie także przeprowadzić pomiary dla przedziału temperatur kriogenicznych.
8. Wyniki pracy mogą być wykorzystane do projektowania łopatkowych rozprężarek, sprężarek i silników rotacyjnych.

Bardziej szczegółowe badania rozprężarki, zwłaszcza w temperaturach kriotechnicznych, bez uwzględnienia specyfiki układu, z którym ma ona współpracować są niecolowe.

Badania rozprężarki w konkretnym układzie kriotechnicznym wykraczały poza zakres tej pracy. Będą jednak przez autora podjęte w związku z rozpoczęciem przez ITCiMP prac badawczych w ramach problemu węzłowego 05.13., których celem jest zbudowanie skraplarki azotu w oparciu o rozprężarkę rotacyjną.

V. L I T E R A T U R A

- [1.] A. M. Archarov - "Nizkotiempieraturnyje gazowyje maszyny"
Maszynostrojenije, Moskwa 1969
- [2.] A. M. Archarov - "Kriogennyje parszniewyje detandery"
Moskwa, Maszynostrojenije 1974
- [3.] A. M. Archarov, -E. I. Mikulin, I. W. Marfienina - Tiejchni-
ka niskich tiempieratur" Energija,
Moskwa 1975
- [4.] S. Bredsznajder - "Własności gazów i cieczy". WNT, W-wa
1962
- [5.] C. Brudniewicz - "Primiery rasczotow ustanowok głubokowo
ochładzienia". Maszynostrojenije,
Leningrad 1972
- [6.] W. G. Fastovskij i inni - "Kriogennaje tiechnika"
Energija, Moskwa 1974
- [7.] C. Giersz - "Głubokoje ochładzienie" t. I. Sowietkaja
Nauka, Moskwa 1949
- [8.] Z. Gnutek - "Analiza termodynamiczna pracy zopatkowej
rozprężarki rotacyjnej w obszarze tem-
peratur 80-300 K. Materiały IX Zjazdu
Termodynamików, Rzeszów 1975
- [9.] A. G. Gołowincow i inni - "Rotacjonnyje kompresory",
Maszynostrojenije, Moskwa 1964

- [10.] G. G. Haselden - "Cryogenic fundamentals", Academic Press,
London and New York
- [11] E. Kalinowski - "Przekazywanie ciepła" Wyd. Politechn.
Wrocławskiej, Wrocław 1975
- [12.] F. Kotlewski, M. Mieczkowski - "Pomiary w technice ciepl-
nej" WNT, Warszawa 1967
- [13.] W. Latek - "Badania maszyn elektrycznych w przemyśle"
WNT, Warszawa 1967
- [14.] F. Leja - "Rachunek różniczkowy i całkowy" PWN,
Warszawa 1969
- [15.] W. S. Martynowski - "Analiz diejstwija termodynamiezes-
kich cikow", Energija, Moskwa 1972
- [16.] W. Mere - "Chłodnictwo" część I PWN. Warszawa 1968
- [17.] M. P. Małkow i inni - "Sprowoznik po fizikotiechniczeskim
osnowm kriogeniki" Energija , Moskwa 1973
- [18.] L. Michalski, K. Eckersdorf - "Pomiary temperatury", WNT,
Warszawa 1969
- [19.] M. A. Miecziejew, J. M. Miecziejewa - "Osnowy ciepłopiere-
daczy", Energija, Moskwa 1973
- [20.] S. G. Michilin, C. L., Smolnicki - "Metody przybliżone
'rozwiązywania równań różniczkowych i cał-
kowych", PWN, Warszawa 1970
- [21.] E. J. Mikulin - "Kriogennaja technika", Maszynostrojenije,
Moskwa 1969

- [22.] L. A. Nowicki, N. O. Koziewnikow, - "Теплофизические свойства материалов при низких температурах", Maszynostrojenije, Moskwa 1975
- [23.] S. Ochęduszek - "Teoria Maszyn Ciepłych" Cz. I. PWT., Warszawa 1957
- [24.] S. Ochęduszek - "Teoria Maszyn Ciepłych" cz. II. PWT., Warszawa 1961
- [25.] S. Ochęduszek - "Termodynamika stosowana", WNT, Warszawa 1970
- [26.] Praca zbiorowa - "Niskociśnieniowe układy chłodzące z rozprężarką rotacyjną" - Raport nr I-20/R-59/75 ITCiMP Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1975
- [27.] R. Reid, T. Sherwood - "The properties of gases and liquids tłum. ros. Chimija, Leningrad 1971
- [28.] R. B. Scott - "Technika niskich temperatur" tłum. z ang. WNT., Warszawa 1963
- [29.] B. Staniszewski - "Wymiana ciepła" WNT, Warszawa 1963
- [30.] J. Szarawara - "Termodynamika chemiczna", WNT, Warszawa 1969
- [31.] J. Szargut, - "Teoria procesów cieplnych", PWN, Warszawa 1973

- [32.] A. Uzarowicz - "Przenośne przyrządy pneumatyczne", PWT,
Warszawa 1957
- [33.] U. Walden, J. Stasiak - "Mechanika cieczy i gazów" PWN,
Warszawa 1966, t. I i II
- [34.] A. A. Wasserman, J. Z. Kozawczyński, W. A. Rabinowicz -
"Termofizyczne własności powietrza
i jego składników" Nauka, Moskwa 1966
- [35.] G. K. White - "Technika doświadczalna w fizyce niskich
temperatur", PWN, Warszawa 1965
- [36.] W. Wiśniowski - "Rozważania termodynamiczne". Zeszyt
Nauk. Politechniki Wrocławskiej, Mecha-
nika t. I, PWN, Warszawa 1955
- [37.] M. P. Wukajłowicz, J. J. Nowikow - "Techničeskaja
termodynamika" Energija, Moskwa 1968

VI. TABLICE FUNKCJI $Z(\varphi)$ - DODATEK

$z = 8; b/R = 0,1$

φ	$e/R = 0,1$	$e/R = 0,15$	$e/R = 0,175$	$e/R = 0,20$
0	0,00506	0,00662	0,00715	0,00752
10	0,00952	0,01259	0,01370	0,01423
20	0,01554	0,02077	0,2276	0,02431
30	0,02303	0,03113	0,03433	0,03696
40	0,03186	0,04359	0,04840	0,05252
50	0,04188	0,05799	0,06484	0,07089
60	0,05283	0,07406	0,08338	0,09183
70	0,06445	0,09141	0,10357	0,11486
80	0,07639	0,10954	0,12485	0,13933
90	0,08824	0,12782	0,14648	0,16438
100	0,09960	0,14558	0,16762	0,18901
110	0,11004	0,16208	0,18735	0,21215
120	0,11912	0,17658	0,20478	0,23263
130	0,12648	0,18841	0,21905	0,24947
140	0,13180	0,19700	0,22943	0,26174
150	0,13483	0,20192	0,23538	0,26879
160	0,13544	0,20292	0,23659	0,27022
170	0,13361	0,19994	0,23299	0,26595
180	0,12941	0,19314	0,22476	0,25622
190	0,12304	0,18287	0,21236	0,24157
200	0,11477	0,16962	0,19641	0,22278
210	0,10496	0,15403	0,11172	0,20083
220	0,09401	0,13681	0,15716	0,17682
230	0,08235	0,11870	0,13567	0,15184
240	0,07040	0,10041	0,11412	0,12676
250	0,05858	0,08261	0,09330	0,10312
260	0,04725	0,06584	0,07387	0,08106
270	0,03673	0,05056	0,05634	0,06136
280	0,02728	0,03710	0,04106	0,04437
290	0,01910	0,02568	0,02822	0,03027
300	0,01234	0,01641	0,01791	0,01907
310	0,00710	0,00933	0,01012	0,01069
320	0,00343	0,00445	0,00479	0,00501
330	0,00139	0,00175	0,00186	0,00190
340	0,00097	0,00121	0,00127	0,00129
350	0,00220	0,00283	0,00303	0,00314
360	0,00506	0,00662	0,00715	0,00752

$z = 8, b/R = 0,15$

φ	$e/R = 0,1$	$e/R = 0,15$	$e/R = 0,175$	$e/R = 0,20$
0	0,00439	0,00566	0,00606	0,00631
10	0,00851	0,01113	0,01204	0,01267
20	0,01406	0,01864	0,02032	0,02159
30	0,02099	0,02818	0,03095	0,03317
40	0,02917	0,03968	0,04392	0,04748
50	0,03846	0,05302	0,05913	0,06447
60	0,04865	0,06794	0,07633	0,08387
70	0,05946	0,08409	0,09512	0,10531
80	0,07059	0,10100	0,11498	0,12815
90	0,08166	0,11809	0,13521	0,15159
100	0,09228	0,13472	0,15502	0,17470
110	0,10205	0,15019	0,17355	0,19642
120	0,11056	0,16381	0,18993	0,21571
130	0,11746	0,17493	0,20336	0,23157
130	0,12244	0,18301	0,21313	0,24314
150	0,12529	0,18764	0,21874	0,24979
160	0,12586	0,18858	0,21988	0,25114
170	0,12414	0,18578	0,21648	0,24711
180	0,12021	0,17938	0,20874	0,23794
190	0,11423	0,16972	0,19706	0,22413
200	0,10648	0,15728	0,18206	0,20643
210	0,09729	0,14265	0,16450	0,18580
220	0,08705	0,12651	0,14522	0,16325
230	0,07616	0,10956	0,12510	0,13985
240	0,06501	0,09248	0,10496	0,11660
250	0,05399	0,07589	0,08556	0,09437
260	0,04346	0,06030	0,06749	0,07388
270	0,03360	0,04614	0,05126	0,05565
280	0,02493	0,03369	0,03715	0,03999
290	0,01736	0,02316	0,02534	0,02704
300	0,01111	0,01463	0,01589	0,01680
310	0,00627	0,00814	0,00877	0,00918
320	0,00289	0,00368	0,00391	0,00403
330	0,00100	0,00121	0,00242	0,00122
340	0,00063	0,00072	0,00071	0,00066
350	0,00176	0,00219	0,00231	0,00234
360	0,00439	0,00566	0,00606	0,00630

$$z = 6; \quad b/R = 0,1$$

φ	$c/R = 0,1$	$c/R = 0,15$	$c/R = 0,175$	$c/R = 0,2$
0	0,012734	0,01693	0,01850	0,01970
10	0,020494	0,02754	0,03027	0,03247
20	0,030291	0,04115	0,04550	0,04915
30	0,041961	0,05762	0,06412	0,06974
40	0,055272	0,07675	0,08595	0,09413
50	0,069921	0,09817	0,11063	0,12197
60	0,085529	0,12140	0,13761	0,15267
70	0,10164	0,14576	0,16615	0,18541
80	0,11775	0,17047	0,19529	0,21909
90	0,13330	0,19464	0,22397	0,25242
100	0,14772	0,21729	0,25100	0,28400
110	0,16043	0,23746	0,27517	0,31236
120	0,17094	0,25425	0,29536	0,33611
130	0,17879	0,26686	0,31056	0,35404
140	0,18364	0,27468	0,32001	0,36521
150	0,18528	0,27733	0,32321	0,36900
160	0,18364	0,27468	0,32001	0,36521
170	0,17879	0,26686	0,31056	0,35404
180	0,17094	0,25425	0,29536	0,33611
190	0,16043	0,23746	0,27517	0,31236
200	0,14772	0,21729	0,25100	0,28406
210	0,13330	0,19464	0,22397	0,25243
220	0,11775	0,17047	0,19529	0,21909
230	0,10164	0,14576	0,16615	0,18541
240	0,08552	0,12140	0,13761	0,15268
250	0,06992	0,09817	0,11063	0,12197
260	0,05527	0,07675	0,08595	0,09413
270	0,04196	0,05762	0,06412	0,06974
280	0,03029	0,04115	0,04550	0,04915
290	0,02049	0,02754	0,03027	0,03247
300	0,01273	0,01693	0,01850	0,01970
310	0,00712	0,00936	0,01015	0,01071
320	0,00373	0,00482	0,00517	0,00539
330	0,002599	0,00331	0,00352	0,00363
340	0,003733	0,00482	0,00517	0,00539
350	0,007123	0,00936	0,01015	0,01071
360	0,012734	0,01693	0,01850	0,01970

$z = 6; b/R = 0,15$

φ	$e/R = 0,1$	$e/R = 0,15$	$e/R = 0,175$	$e/R = 0,2$
0	0,01157	0,01527	0,01659	0,01757
10	0,01892	0,02528	0,02768	0,02956
20	0,02821	0,03813	0,04204	0,04526
30	0,03928	0,05372	0,05954	0,06470
40	0,05192	0,07186	0,08032	0,08778
50	0,06585	0,09222	0,10376	0,11421
60	0,08071	0,11432	0,12944	0,14342
70	0,09607	0,13755	0,15664	0,17464
80	0,11144	0,16114	0,18448	0,20682
90	0,12629	0,18424	0,21191	0,23872
100	0,14007	0,20592	0,23779	0,26898
110	0,15223	0,22524	0,26097	0,29618
120	0,16228	0,24133	0,28033	0,31899
130	0,16979	0,25343	0,29493	0,33621
140	0,17444	0,26093	0,30400	0,34694
150	0,17601	0,26348	0,30708	0,35059
160	0,174444	0,26093	0,30400	0,34694
170	0,16979	0,25343	0,29493	0,33621
180	0,16228	0,24133	0,28033	0,31899
190	0,15223	0,22524	0,26097	0,29618
200	0,14007	0,20592	0,23780	0,26898
210	0,12629	0,18424	0,21191	0,23872
220	0,11144	0,16114	0,18448	0,20682
230	0,09607	0,13755	0,15664	0,17464
240	0,08071	0,11432	0,12944	0,14343
250	0,06585	0,09222	0,10376	0,11421
260	0,05192	0,07186	0,08032	0,08778
270	0,03928	0,05372	0,05964	0,06470
280	0,02821	0,03813	0,04204	0,04526
290	0,01892	0,02528	0,02768	0,02956
300	0,01157	0,01527	0,01659	0,01757
310	0,00629	0,00813	0,00875	0,00916
320	0,00306	0,00386	0,00409	0,00419
330	0,00199	0,00244	0,00254	0,00254
340	0,00306	0,00386	0,00409	0,00419
350	0,00626	0,00813	0,00875	0,00916
360	0,01157	0,01527	0,01659	0,01757

$z = 5; b/R = 0,1$

φ	$c/R = 0,1$	$c/R = 0,15$	$c/R = 0,175$	$c/R = 0,2$
0	0,02251	0,03033	0,03338	0,03585
10	0,03342	0,04549	0,05036	0,05445
20	0,04666	0,06415	0,07144	0,07775
30	0,06197	0,08609	0,09643	0,10563
40	0,07901	0,11090	0,12494	0,13771
50	0,09736	0,13804	0,15638	0,17339
60	0,11650	0,16679	0,18995	0,21178
70	0,13584	0,19625	0,22459	0,25167
80	0,15474	0,22542	0,25909	0,29165
90	0,17253	0,25318	0,29211	0,33010
100	0,18854	0,27840	0,32224	0,36534
110	0,20214	0,29999	0,34812	0,39571
120	0,21276	0,31697	0,36853	0,41972
130	0,21998	0,32854	0,38246	0,43615
140	0,22346	0,33414	0,38922	0,44413
150	0,22307	0,33352	0,38847	0,44323
160	0,21882	0,32669	0,38023	0,43352
170	0,21090	0,31398	0,36493	0,41749
180	0,19964	0,29601	0,34334	0,39010
190	0,18551	0,27362	0,31651	0,35863
200	0,16909	0,24780	0,28569	0,32261
210	0,15102	0,21966	0,25227	0,28372
220	0,13198	0,19035	0,21763	0,24364
230	0,11263	0,16095	0,18311	0,20394
240	0,09961	0,13246	0,14990	0,16601
250	0,07549	0,10574	0,11898	0,13098
260	0,05876	0,08146	0,09113	0,09970
270	0,04384	0,06015	0,06690	0,07272
280	0,03105	0,04217	0,04663	0,05036
290	0,02063	0,02773	0,03048	0,03270
300	0,01275	0,01695	0,01851	0,01971
310	0,00754	0,00989	0,01070	0,01128
320	0,00506	0,00654	0,00702	0,00732
330	0,00533	0,00691	0,00743	0,00776
340	0,00837	0,01100	0,01193	0,01261
350	0,01412	0,01881	0,02057	0,02193
360	0,02251	0,03033	0,03338	0,03585

$z = 5; b/R = 0,15$

φ	$e/R = 0,1$	$e/R = 0,15$	$e/R = 0,175$	$e/R = 0,2$
0	0,02090	0,02799	0,03070	0,03285
10	0,03136	0,04249	0,04691	0,05058
20	0,04406	0,06036	0,06708	0,07284
30	0,05877	0,08139	0,09102	0,09951
40	0,07515	0,10523	0,11839	0,13030
50	0,09280	0,13133	0,14863	0,16461
60	0,11124	0,15902	0,18095	0,20158
70	0,12988	0,18744	0,21437	0,24007
80	0,14811	0,21560	0,24769	0,27870
90	0,16529	0,24242	0,27962	0,31589
100	0,18075	0,26682	0,30877	0,35001
110	0,19389	0,28771	0,33384	0,37944
120	0,20417	0,30415	0,35361	0,40273
130	0,21114	0,31535	0,36712	0,41866
140	0,21451	0,32079	0,37268	0,42640
150	0,21414	0,32018	0,37294	0,42554
160	0,21003	0,31356	0,36496	0,41611
170	0,20236	0,30126	0,35013	0,39862
180	0,19148	0,28386	0,32921	0,37401
190	0,17783	0,26219	0,30323	0,34351
200	0,16197	0,23722	0,27341	0,30865
210	0,14453	0,21004	0,24110	0,27104
220	0,12616	0,18174	0,20765	0,23232
230	0,10752	0,15340	0,17437	0,19403
240	0,08919	0,12696	0,14239	0,15750
250	0,07176	0,10026	0,11267	0,12384
260	0,05568	0,07695	0,08594	0,09384
270	0,04135	0,05652	0,06273	0,06802
280	0,02908	0,03931	0,04335	0,04667
290	0,01909	0,02551	0,02794	0,02984
300	0,01155	0,01522	0,01653	0,01749
310	0,00659	0,00848	0,00910	0,00949
320	0,00418	0,00529	0,00559	0,00574
330	0,00444	0,00564	0,00598	0,00615
340	0,00735	0,00954	0,01027	0,01075
350	0,01285	0,01700	0,01849	0,01961
360	0,02090	0,02799	0,03070	0,03285

$z = 4; b/R = 0,1$

φ	$e/R = 0,1$	$e/R = 0,15$	$e/R = 0,175$	$e/R = 0,2$
0	0,04447	0,061010	0,06785	0,073743
10	0,06070	0,084072	0,09401	0,10278
20	0,079483	0,111111	0,12490	0,13733
30	0,10037	0,14161	0,15999	0,17688
40	0,12284	0,17487	0,19853	0,22063
50	0,14626	0,21000	0,23951	0,26747
60	0,16992	0,24293	0,28169	0,31597
70	0,19304	0,38145	0,32362	0,36445
80	0,21483	0,31525	0,32372	0,41102
90	0,23448	0,34601	0,40035	0,45374
100	0,25124	0,37244	0,43193	0,49069
110	0,26445	0,39339	0,45703	0,52012
120	0,27358	0,40791	0,47446	0,54061
130	0,27824	0,41535	0,48340	0,55112
140	0,27824	0,41535	0,48340	0,55112
150	0,27358	0,40791	0,47446	0,54061
160	0,26445	0,39339	0,45703	0,52012
170	0,25124	0,37244	0,43193	0,49069
180	0,23448	0,34601	0,40035	0,45374
190	0,21483	0,31525	0,36372	0,41102
200	0,19304	0,28145	0,32362	0,36445
210	0,16992	0,24593	0,28169	0,31597
220	0,14626	0,21000	0,23951	0,26747
230	0,12284	0,17487	0,19753	0,22063
240	0,10037	0,14161	0,15999	0,17680
250	0,07948	0,11111	0,12490	0,13733
260	0,06070	0,08407	0,09401	0,10278
270	0,04447	0,06101	0,06785	0,07374
280	0,03113	0,04227	0,04674	0,05047
290	0,02092	0,02809	0,03086	0,03307
300	0,01403	0,01859	0,02026	0,02151
310	0,01056	0,01385	0,01496	0,01576
320	0,01056	0,01381	0,01496	0,01576
330	0,01403	0,01859	0,02026	0,02151
340	0,02092	0,02809	0,03086	0,03307
350	0,03113	0,04227	0,04674	0,05047
360	0,04447	0,06101	0,06785	0,07374

$z = 4; b/R = 0,15$

φ	$e/R = 0,1$	$e/R = 0,15$	$e/R = 0,175$	$e/R = 0,2$
0	0,04210	0,057542	0,06386	0,06924
10	0,05785	0,079896	0,08919	0,09733
20	0,07610	0,10613	0,11914	0,13082
30	0,09641	0,13576	0,15322	0,16921
40	0,11828	0,16811	0,19070	0,21174
50	0,14108	0,20231	0,23061	0,25735
60	0,16413	0,23733	0,27172	0,30464
70	0,18667	0,27199	0,31264	0,35196
80	0,20792	0,30499	0,35180	0,39747
90	0,22710	0,33504	0,38761	0,43924
100	0,24347	0,36088	0,41850	0,47540
110	0,25637	0,38136	0,44305	0,50422
120	0,26529	0,39557	0,46012	0,52428
130	0,26984	0,40285	0,46887	0,53457
140	0,26984	0,40285	0,46887	0,53457
150	0,26529	0,39557	0,46012	0,52428
160	0,25637	0,38136	0,44305	0,50422
170	0,24347	0,36088	0,41850	0,47540
180	0,22710	0,33504	0,38761	0,43924
190	0,20702	0,30499	0,35180	0,39747
200	0,18667	0,27199	0,31264	0,35196
210	0,16413	0,23734	0,27172	0,30464
220	0,14108	0,20231	0,23061	0,25735
230	0,11828	0,16811	0,19070	0,21174
240	0,09641	0,13576	0,15322	0,16921
250	0,07610	0,10613	0,11914	0,13082
260	0,05785	0,07989	0,08919	0,09733
270	0,04210	0,05754	0,06386	0,06924
280	0,02915	0,03940	0,04344	0,04677
290	0,01925	0,02568	0,02810	0,02998
300	0,01257	0,01649	0,01787	0,01884
310	0,00920	0,01189	0,01276	0,01330
320	0,00920	0,01189	0,01276	0,01330
330	0,01257	0,01649	0,01787	0,01884
340	0,01925	0,02568	0,02810	0,02998
350	0,02915	0,03940	0,04344	0,04676
360	0,04210	0,05754	0,06386	0,06924

Odbiorcy:

	egz.
1. OINTE przy Bibliotece Głównej Politechniki Wrocł.	1
2. OINTE przy Bibliotece I-20	1
3. Promotor	1
4. Recenzenci	2
5. Autor	5
	<hr/>
	10

"a"

Symbol UKD Słowny odpowiednik symbolu UKD:

536.483. Kriogenika

Dyscyplina naukowa:

: Energetyka i technika cieplna

Specjalność:

: Kriotechnika I-20

Symbol identyfikacji pracy:

76: Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów

MNSzWiT

Autor:

Zbigniew GNUTEK

Tytuł pracy:

"Określenie własności termodynamicznych łopatkowej rozprężarki rotacyjnej do skraplania azotu."

: [] []

ss. 129 rys. 26 tabl. 3 wykr. poz. bibliogr. 37. (w przypadku pracy opublikowanej podać pełny opis bibliograficzny publikacji). Data zgłoszenia pracy w Urzędzie Patentowym PRL:

Nr tematu	Nr zlecenia	Nr archiwum	APW	CINTE
41 102/17		I-20/K-267/76	tak	tak

Rodzaj pracy: podstawowa, doktorska

Data rozpoczęcia pracy: 05.72

Data zakończenia pracy: 11.76

Promotor (tytuł, nazwisko, imię): prof.dr hab. Bogdan SUJAK

Wyniki badań (zastosowane w praktyce - gdzie; przekazane do zastosowania - komu; nadają się do przekazania - komu; stanowią podstawę do dalszych badań; jeśli praca była zamówiona, podać przez kogo):

na odwrócie analiza (zachować układ pionowy)

Nazwa modelu (prototypu) urządzenia:

Główne parametry techniczne:

W pracy analizowano działanie łopatkowego silnika rotacyjnego pod kątem jego przydatności do pełnienia roli rozprężarki w urządzeniach kriotechnicznych. Zbudowano model matematyczny rozprężarki i przy jego pomocy określono wpływ wielkości konstrukcyjnych i parametrów wlotowych czynnika na jej sprawność wewnętrzną. Wyniki badań doświadczalnych rozprężarki wraz z rezultatami testowania na EMC modelu matematycznego świadczą o pełnej przydatności rozprężarki rotacyjnej w kriotechnice.

(miejsce na fotografię)

słowa kluczowe:

&&&&

kriotechnika,
rozprężarka rotacyjna,
własności termodynamiczne.

